

НАУКОВІ НОТАТКИ

**Міжвузівський збірник
(за галузями знань «Машинобудування та
металообробка», «Інженерна механіка»,
«Металургія та матеріалознавство»)**

**Випуск 40
(січень-березень, 2013)**

Луцьк 2013

РЕДАКЦІЙНА РАДА

Божидарнік В.В., ректор, Луцький НТУ, д.т.н., професор; Заболотний О.В., декан ТФ, Луцький НТУ, к.т.н., доцент; Пустюльга С.І., декан МБФ, Луцький НТУ, д.т.н., професор; Рудь В.Д., зав. кафедри, Луцький НТУ, д.т.н., професор; Шваб'юк В.І., керівник відділу, Луцький НТУ, д.т.н., професор.

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

Рудь В.Д., зав.кафедри, професор, д.т.н., Луцький НТУ (відповідальний редактор); Пустюльга С.І., професор, д.т.н., Луцький НТУ (заступник відповідального редактора); Заболотний О.В., доц., к.т.н., Луцький НТУ (відповідальний секретар); Бобир М.І., директор інституту, професор, д.т.н., НТУ України "КПІ"; Божидарнік В.В., ректор, проф., д.т.н., Луцький НТУ; Гавриш А.П., професор, д.т.н., НТУ України "КПІ"; Гевко Б.М., зав. кафедри, професор, д.т.н., Тернопільський НТУ; Лотиш В.В., доц., к.т.н., Луцький НТУ; Майстренко А.Л., зав. відділом, член-кореспондент НАН України, д.т.н., Інститут надтвердих матеріалів; Максимович В.М., зав. кафедри, професор, д.ф.-м.н., Луцький НТУ; Пальчевський Б.О., зав. кафедри, професор д.т.н., Луцький НТУ; Петраков Ю.В., зав. кафедри, професор, д.т.н., НТУ України "КПІ"; Петровський В.Я., зав. відділом, проф., д.т.н., Інститут проблем матеріалознавства НАН України; Повстяной О.Ю., доц. к.т.н., Луцький НТУ; Струтинський В.Б., зав. кафедри, професор, д.т.н., НТУ України "КПІ"; Шваб'юк В.І., зав. відділом, професор, д.т.н., Луцький НТУ; Штерн М.Б., зав. відділом, член-кореспондент НАН України, с.н.с., д.т.н., Інститут проблем матеріалознавства НАН України; Ярошевич М.П., зав. кафедри, професор, д.т.н., Луцький НТУ.

Рекомендовано до друку Вченою радою Луцького національного технічного університету, протокол № ____ від ____ 2013 р.

Свідоцтво Міністерства юстиції України про державну реєстрацію:

Серія КВ №15901-4373ПР від 13.11.2009р

Друкується без редакційної правки видавництва

ШАНОВНІ ДОПISУВАЧІ, КОЛЕГИ!

Постановою президії ВАК України від 10.02.2010р №1-05/1 затверджено Міжвузівський збірник наукових праць «НАУКОВІ НОТАТКИ», що видається Луцьким національним технічним університетом як наукове фахове видання України.

Тематична спрямованість збірника – висвітлення досягнень співробітників вищої школи та наукових установ України в розробках теоретичного та експериментального спрямування за галузями знань «Машинобудування та металообробка» і «Інженерне матеріалознавство».

Із зазначених галузей знань друкуються статті закордонних авторів англійською або російською мовою.

Довідки за тел. (0332) 26-25-19 e-mail: notatki@meta.ua

Наша адреса:

43018, м. Луцьк, вул. Потебні, 56

Луцький національний технічний університет,
редакція міжвузівського збірника “Наукові нотатки”

З повагою,

*Голова редакційної ради,
ректор Луцький НТУ, професор*

В. В. Божидарнік

*Відповідальний редактор,
професор Луцький НТУ*

В.Д.Рудь

ЗМІСТ

<i>Агєєв М.С.</i> Застосування методів аналітичної механіки для створення моделі переміщення маси в робочих зонах елементів СЕУ	4
<i>Бабич С.М.</i> Розрахунок шліцьового вала з прямобічними шліцями.....	7
<i>Бабій М.В.</i> Обґрунтування схем заточувань різальних кромки багатогранних пластин для відрізних різців	12
<i>Белятинський А.О., Краюшкіна К.В.</i> Використання сучасних матеріалів при будівництві та ремонтах автомобільних доріг України	17
<i>Білик С.Г., Диня В.І., Фльонц О.В., Семенів І.І., Олійник О.Ф.</i> Дослідження якості оброблення поверхонь приводних зірочок трубчатих конвеєрів.....	23
<i>Букетов А.В., Алексєнко В.Л., Настасєнко В.А., Івченко Т.И., Михайлик В.Д., Лаговський Д.А.</i> Перспективы и проблемы разработки новых полимерных композитных материалов для судостроения Украины	27
<i>Васильченко Г.Ю.</i> Концепція інтернет-підручника з технічної механіки, інженерної та комп'ютерної графіки	32
<i>Василюк В.І., Хопта З.О.</i> Аналіз роботи перехресної пасової передачі обертача льону	35
<i>Гевко Б.М., Ляшук О.Л., Кучвара І.М., Броцак І.І.</i> Синтез технологічного оснащення для навивання гвинтових заготовок	37
<i>Гевко Б.М., Павельчук Ю.Ф., Гевко І.Б., Дзюра В.О.</i> Технологічні передумови проектування гвинтових робочих органів протруювачів	45
<i>Гевко І.Б., Дячун А.Є., Любачівський Р.О., Броцак І.І.</i> Стендове оснащення для дослідження приводів та робочих органів гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин.....	50
<i>Голодюк Г.І.</i> Проблема модифікації покриття на основі алкідних симол.....	56
<i>Гордєєв О.Ф., Полінкевич Р.М., Зубовецька Н.Т., Четвержук Т.І.</i> Вібродіагностика верстата з використанням мереж Байєса	62
<i>Грабовський Р.С., Фартушок І.М., Лепак О.М., Горб'як Т.М., Гуцак Ж.М.</i> Оцінка потенційного ризику руйнування тривало експлуатованого газопроводу	70
<i>Гусак В.О.</i> Порівняльна характеристика пневматичних та безчовникових ткацьких верстатів типу СТБ	81
<i>Диня В.І., Білик С.Г., Фльонц О.В., Крук В.В.</i> Дослідження технологічного процесу виготовлення привідних зірочок конвеєрів.....	84
<i>Добровольська Л.Н.</i> Підвищення ефективності гнучкого автоматизованого виробництва в сучасній економічній ситуації	88
<i>Жигуц Ю.Ю.</i> Технологія термітного синтезу чавунів для гальмівних механізмів	92
<i>Зайчук Н.П., Савчук П.П., Імбірович Н.Ю., Шух Д.Ю.</i> Структурний стан корпусу вентилятора зі сплаву ОТ4-1	96
<i>Калюжний О.В.</i> Аналіз обтиску з протитиском в сферичній матриці порожнистих заготовок з дном з забезпеченням постійної товщини стінки.....	102
<i>Козарь О.П., Кривич І.Г., Садовнікова Т.М.</i> Вивчення впливу модифікатора на формостійкість устілкового картону	112
<i>Козлов Л.Г., Бойко І.В., Пionткевич О.В.</i> Вплив параметрів системи керування на стійкість гідропривода інваріантного до знакозмінного навантаження	118
<i>Колядинський М.І.</i> Вміст важких металів в ґрунті та їх розподіл по глибині району Брищенського сміттєзвалища.....	124
<i>Кривий П.Д., Кашуба Н.П.</i> Конструкторсько-технологічне забезпечення процесу фінішної обробки плоских поверхонь нешироких стрічок вібраційним обкочуванням	129
<i>Куць Н.Г.</i> Пути и методы повышения коэффициента преобразования тепловой энергии в механическую работу в ДВС.....	135

<i>Лебедев В.Г., Клименко Н.Н., Аль-Аджелат С.А.</i> Механизм образования прижогов при шлифовании деталей из закаленных сталей	141
<i>Лебедев В.Г., Чумаченко Т.В.</i> Исследование остаточных напряжений керамического слоя напыленного на валы турбин при шлифовании кругами из КНБ	144
<i>Лищенко Н.В., Ларшин В.П.</i> Определение температуры при шлифовании прерывистыми и высокопористыми кругами	150
<i>Максимович Я.В.</i> Визначення напружень у смузі з системою тріщин на основі методу інтегральних рівнянь	159
<i>Мандрик О.М., Шкіца Л.Є., Грабовський Р.С., Касій О.Т.</i> Експрес-оцінка умов гільйотинного руйнування тривало експлуатованих газопроводів.....	166
<i>Марчук В.І, Приступа С.О.</i> Про вплив технологічної спадковості на точність шліфування поверхонь кілець роликопідшипників в умовах переналагоджувального виробництва	175
<i>Матвійв Ю.Я., Долінська І.Я., Добровольська Л.Н.</i> Акустико-емісійна оцінка залишкового ресурсу елементів конструкцій з поверхневими тріщинами за довготривалого статичного навантаження	180
<i>Мельничук М.Д.</i> Зміни термоелектричних характеристик сплавів хромель та константан зумовлені тривалими статичними навантаженнями.....	186
<i>Музичук К.П.</i> Напружений стан кусково-однорідної пластинки з двома криволінійними розрізами, береги яких контактують при згині	191
<i>Пасічник Р.В.</i> Врахування корозії матеріалу при розрахунку на стійкість конструкцій у формі поверхонь з від'ємною гаусовою кривиною методом сіток	198
<i>Полінкевич Р.М.</i> Атоматизована система проектування верстатів	203
<i>Проценко В.О.</i> Жорсткісні характеристики муфт з торцевою установкою прямих канатів приводів суднових енергетичних установок	207
<i>Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Дячун А.Є., Любачівський Р.О., Грудовий Р.С.</i> Визначення динамічних навантажень у гвинтових змішувачах.....	214
<i>Романюк М.В.</i> Метод безперервного контролю омичного опору ізоляції розподільних мереж постійного струму відносно Землі.....	221
<i>Рудь В.Д., Гулієва Н.М.</i> Шляхи підвищення властивостей порошкових фільтруючих матеріалів.....	224
<i>Рудь В.Д., Савюк І.В.</i> Вдосконалення вимірювання сил різання при точінні	228
<i>Савчук В.П.</i> Определение наработки подшипников скольжения зубчатых передач судовых энергетических установок, соответствующей заданной вероятности безотказной работы	233
<i>Самчук Л.М.</i> Експериментальне дослідження СВС – процесу системи ПІ-С-ШХ15	240
<i>Сацук В.О., Карпук Д.П.</i> Апаратне забезпечення автоматизованого регулювання мікроклімату теплиці	245
<i>Сердюк О.В., Сивак І.О., Карватко М.А.</i> Наружено-деформований стан в осередку деформації при вдавлюванні тороїдального ролика.....	251
<i>Скачков В.А., Критская Т.В., Бережная О.Р., Шварцман Л.Я., Меркер Р.</i> Моделирование процесса образования поликристаллического кремния в проточном реакторе	257
<i>Собчук Д.С.</i> Використання нетрадиційних джерел енергії (НДЕ) в електроенергетичних системах..	261
<i>Стаценко Д.В., Злотенко Б.М., Цимбаленко О.П.</i> Дослідження дії ферментів на вологообмінні властивості шкіри	266
<i>Трач В.М., Хоружий М.М.</i> До напруженого стану анізотропних оболонки додатної гауссової кривини	270
<i>Трач В.М., Хоружий М.М.</i> До питання про напружено-деформований стан анізотропних оболонки середнього згину	276
<i>Човнюк Ю.В., Герасимчук Г.А., Гуменюк Ю.О., Якубович Я.О.</i> Оптимізація конструктивно-кінематичних параметрів та режимів руху по нерівностях поверхні ґрунту причіпної гичкозбиральної машини з дистанційним (GPS – навігаційним) керуванням	282

Шаблій О., Пулька Ч., Цимбалюк Л., Король О., Базар М. Схема підключення індуктора при паралельному з'єднанні з ним ємності та індуктивності при відновленні зношених металевих коліс	295
Шарко А.В., Морозов Б.И. Методы оценки технологических свойств термоупрочняемых алюминиевых сплавов	305
Шевчик І.С. Дослідження функціональних властивостей пральних машин-автоматів	310
Шевчук В.В. О взаимодействии с почвой движущихся игл игольчатой бороны	313
Шимчук С.П. Сучасні методи дослідження тертя та зношування.....	316
Шуляр І.О., Маковійчук М.В., Роп'як Л.Я. Дослідження руху твердих частинок в рідкому сплаві при відцентровому армуванні з двома взаємно перпендикулярними осями обертання ливарної форми	321
Грицюк Ю.В., Грицюк І.В., Петухов М.В., Добровольська Л.Н., Собчук Д.С. Застосування полігональних напруг живлення як спосіб зменшення втрат електроенергії в статичних тиристорних компенсаторах реактивної потужності.....	331
Гущак Ж.М., Добош У.П. Дефекти магістральних газопроводів.....	339
Кот В.В. Передача зосереджених моментів до контуру еліптичного отвору ортотропної пластинки системою розімкнених пружних ребер.....	343
Анотації.....	349
Зміст.....	365

УДК 667.64:678.026

М.С. Агєєв

Херсонська державна морська академія

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДІВ АНАЛІТИЧНОЇ МЕХАНІКИ ДЛЯ СТВОРЕННЯ МОДЕЛІ ПЕРЕМІЩЕННЯ МАСИ В РОБОЧИХ ЗОНАХ ЕЛЕМЕНТІВ СЕУ

У представленій роботі на основі методів аналітичної механіки створена модель переміщення маси в робочих зонах насосу з метою отримання оптимальних робочих параметрів. Отримане загальне рівняння дає можливість визначити ступінь стиснення переміщуваної маси в різних зонах робочого органу, швидкість переміщення маси залежно режимів роботи. Отримано приватні рішення, що відповідає руху маси в робочих зонах насосу з постійним радіусом.

Постановка задачі. З метою отримання оптимальних робочих параметрів вперше робиться спроба створення математичної моделі адекватної фізичному процесу переміщення маси в робочих зонах елементів СЕУ. Складність рішення цієї задачі полягає в тому, що при складанні рівнянь динаміки руху оброблюваної маси повинні враховуватися зміна самої маси, змінний крок транспортуючого пристрою і інших геометричних і кінематичних параметрів.

Переміщувана маса може змінюватися у функції часу, координати швидкості. Вже сам цей факт накладає обмеження на вибір методів, для складання рівнянь динаміки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Ретроспективно такі питання вирішувалися І.В. Мещерським, а потім А.А. Космодемьянським, на основі принципу близької дії. Згідно цьому принципу передбачається, що відділення або приєднання маси відбувається миттєво і подальшого впливу на рух загальної маси не роблять. Сам факт відділення (приєднання) враховується додатковими змінними, наприклад, додатковою реактивною силою. Подальший істотний розвиток динаміка із змінною масою отримала в роботах В.Р. Ганмахера, П.М. Льовіна, В.С. Новоселова, В.С. Ракита і інших учених. Так в роботі В.С. Ракита була зроблена спроба врахувати вплив зміни маси вугілля і характер руху конвеєра, що коливався, і інші практичні завдання, такі наприклад, як динаміка вагонетки, що автоматично завантажується, намотування канатів і так далі

Мета роботи – на основі методів аналітичної механіки створити модель переміщення маси в робочих зонах насосу з метою отримання оптимальних робочих параметрів.

Розробка моделі фізичного процесу динаміки руху змінної маси. Складність складання рівнянь динаміки руху змінної маси в елементах СЕУ полягає ще і в тому, що разом з дійсною зміною маси на динаміку даної системи роблять вплив такі параметри як змінний крок транспортуючого пристрою β і ρ змінний об'єм вільного простору від місця завантаження до виходу. Ці параметри також повинні враховуватися при складанні математичної моделі.

Зі всіх відомих методів в аналітичній механіці найбільшу простоту при складанні рівнянь динаміки представляють рівняння кінетичної енергії і рівняння Лагранжа, другого роду. Проте як указувалося вище в останні рівняння повинні входити змінні параметри β , ρ і змінна маса, тобто в ці рівняння необхідно ввести додаткові змінні, що значно ускладнює рішення цієї задачі. Навіть в тому випадку, якщо ввести принцип затвердіння, необхідно в праву частину цих рівнянь ввести додаткові узагальнені сили:

$$\frac{d}{dt} \frac{dT}{dq_i} - \frac{dT}{dq_i} = Q_i - R_i; (i = 1, 2 \dots n), \quad (1)$$

де Q – узагальнені сили – задані;

R – узагальнені реактивні сили, які повинні враховувати весь "ефект" змінної маси.

Тут приватні похідні від кінетичної енергії означають, що диференціювання кінетичної енергії проводиться в припущенні, що маса в локальних зонах елементів СЕУ не змінюється.

Як видно з рівняння (1) завдання значно ускладнилося, оскільки потрібно визначити додаткову змінну.

Складання рівняння руху маси в елементах СЕУ можна значно спростити, якщо використовувати метод Гиббса-Аппеля, що виключає своєю структурою ці додаткові змінні.

Своєрідність цього методу полягає в тому, що потрібний складання нової динамічної функції, енергії прискорень. У рівняннях енергії прискорень, так само як і в кінематичній енергії, маси повинні враховуватися як твердиння.

У загальному вигляді рівняння енергії прискорень має вигляд:

$$2S = ma^2 + \left[I\varepsilon^2 + m\omega^4 \right], \quad (2)$$

де m – змінна маса;

I – приведений момент інерції шнека;

a – прискорення переміщуваної маси;

ε – кутове прискорення шнека;

ω – кутова швидкість шнека.

Оскільки маса, що переміщується, геометричні параметри та швидкість обертання шнека, у загальному випадку є змінними то рівняння кінетичного зв'язку, що описує швидкість руху частки в різних зонах насосу запишеться у вигляді:

$$V^2 - \varphi^2(\beta^2 - \rho^2) = 0, \quad (3)$$

де φ – кутова швидкість обертання шнека;

β – змінний крок спіралі шнека;

ρ – змінний радіус умовної утворюючої поверхні шнека для різних зон насосу.

Рівняння енергії прискорень, без урахування складного руху частинок, в даній області робочого органу запишеться:

$$2S = I + m(\beta^2 + \rho^2)\omega''^2 + 2m\omega''\omega'(\beta\beta' + \rho\rho'), \quad (4)$$

де I – момент інерції шнека;

m – переміщувана маса;

ω' – кутова швидкість;

ω'' – кутове прискорення.

а рівняння динаміки в загальному вигляді матиме вигляд:

$$\frac{dS}{d\omega''} = Q_i (i = 1, 2 \dots n) \quad (5)$$

Узагальнені сили визначені з урахуванням рівняння кінематичного зв'язку:

$$Q = M - P\sqrt{\beta^2 + \rho^2} \quad (6)$$

де M – момент, що крутить, на шнеку;

P – сили опору.

Підставляючи (4) і (6) в рівняння Гиббса-Аппеля отримуємо:

$$\frac{1}{2}I + m(\beta^2 + \rho^2)\omega'' + m\omega'(\beta\beta' + \rho\rho') = M - P\sqrt{\beta^2 - \rho^2} \quad (7)$$

Із загального рівняння (7) можна визначити ступінь стиснення переміщуваної маси в різних зонах насосу; швидкість переміщення маси залежно, що відповідає продуктивності насосу, в цьому випадку рівняння (7) з урахуванням рівняння (3) перетвориться до вигляду:

$$V = \frac{\omega'}{a} \left[\frac{(\beta^2 + \rho^2)(M - P\sqrt{\beta^2 + \rho^2})}{I + m(\sqrt{\beta^2 + \rho^2})} - \omega'(\beta\beta' - \rho\rho') - \frac{\omega'm(\beta^2 + \rho^2)(\beta\beta' + \rho\rho')}{I + m(\beta^2 + \rho^2)} \right] \quad (8)$$

Прискорення переміщуваної маси уздовж осі шнека у вигляді спіралі запишеться:

$$a = \frac{1}{\sqrt{\beta^2 + \rho^2}} \left[\frac{(\beta^2 + \rho^2)(M - P\sqrt{\beta^2 + \rho^2})}{I + m(\sqrt{\beta^2 + \rho^2})^2} - \omega'(\beta\beta' - \rho\rho') - \frac{\omega'm(\beta^2 + \rho^2)(\beta\beta' + \rho\rho')}{I + m(\beta^2 + \rho^2)} \right] \quad (9)$$

Із загального рівняння (7) можна отримати приватні рішення:

$$\begin{aligned} \omega' &= \text{const} \quad \beta \neq \text{const} \quad \rho \neq \text{const} \\ m\omega'(\beta\beta' + \rho\rho') &= M - P\sqrt{\beta^2 - \rho^2} \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \omega' &\neq \text{const} \quad \beta = \text{const} \quad \rho \neq \text{const} \\ I + m(\beta^2 + \rho^2)^2 \omega'' + m\omega\rho\rho' &= M - P\sqrt{\beta^2 - \rho^2} \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \omega' &\neq \text{const} \quad \beta \neq \text{const} \quad \rho = \text{const} \\ I + m(\beta^2 + \rho^2)^2 \omega'' + m\omega\beta\beta' &= M - P\sqrt{\beta^2 - \rho^2} \end{aligned} \quad (12)$$

Висновки: отримано загальне рівняння із якого можна визначити ступінь стиснення переміщуваної маси в різних зонах насосу, швидкість переміщення маси залежно від технологічних режимів, що відповідає продуктивності насосу. Отримано приватні рішення, що відповідає руху маси в робочих зонах насосу з постійним радіусом.

1. Методика определения технологических, эксплуатационных и экономических показателей машин и оборудования. – К.: УНИИМЭСХ, 1973.
2. Тадмор З. Гогос К. Теоретические основы переработки полимеров. – М.: Химия, 1984. – 632 с.
3. Торнер Р.В. Теоретические основы переработки полимеров. – М.: Химия, 1977, – 460 с.

УДК 519.876.5

С.М. Бабич

Рівненський державний гуманітарний університет

РОЗРАХУНОК ШЛІЦЬОВОГО ВАЛА З ПРЯМОБІЧНИМИ ШЛІЦАМИ

Запропоновано методику розрахунку шліцьового вала із шліцями прямокутного профілю. Його моделлю є пружний круглий диск, частково підсилений на контурі пружними криволінійними брусами. Задача зведена до системи двох сингулярних інтегральних рівнянь з ядрами Гільберта, числова реалізація якої здійснена методом колокації. Досліджено вплив на напружений стан диска і підсилення геометрії зубів.

Ключові слова: шліцьовий вал, прямобічний шліц, сингулярні інтегральні рівняння, метод колокації.

Актуальність роботи. Розробка ефективних і надійних методів розрахунку шліцьових з'єднань, які можуть виходити з ладу через пошкодження робочих поверхонь шліців у вигляді зносу чи зминання, злому по їх основі, а також через руйнування деталей – вала чи маточини, є досить актуальною проблемою. Успішному її вирішенню сприяли дослідження питань контактної взаємодії тонкостінних пружних елементів і масивних циліндричних тіл [1, 2], в яких підсилювальні елементи моделювалися пружними лініями, що ототожнювалися з фактичною лінією спаю. Уточнені розрахунки шліцьових з'єднань, в яких зубці моделювалися криволінійними брусами сталої ширини, лінія фактичного спаю яких не співпадає з їх геометричною віссю, наведені в [3]. Дослідження напруженого стану маточини із шліцями прямокутного профілю, які вважалися пружними лініями з нульовою жорсткістю на згин, запропоновано в [4].

Робота присвячена розрахунку шліцьового вала з прямобічними шліцями, моделлю якого є пружний круглий диск, підсилений на рівновіддалених ділянках контура пружними криволінійними брусами. Для цієї задачі побудована система двох сингулярних інтегральних рівнянь з ядрами Гільберта, наближений розв'язок якої реалізовано методом колокації.

Постановка задачі. Розглянемо пружний круглий диск товщиною $2h$ і радіусом $\rho_0 = 1$, контур γ якого на ділянках

$$\gamma_1 = \bigcup_{k=0}^{N-1} [-\alpha_0 + 2\pi k/N; \alpha_0 + 2\pi k/N], \quad \alpha_0 = \frac{\pi}{2N}, \quad k = 0..N-1$$

підсилено N однаковими пружними стрижнями прямокутного профілю (рис.1), які виготовлені з того ж матеріалу, що й диск. Його без зазору та натягу вставлено в отвір пружної пластинки, який має форму поперечного перерізу шліцьового вала. В центрі диска прикладено пару сил з моментом M_0 , внаслідок чого пластинка і диск вступають у взаємодію, яка здійснюється по бічних гранях зубів. Зовнішні поверхні пластинки і диска не контактують. Будемо вважати, що в зонах гладкого контакту пластинки і торця підсилювального стрижня діють рівномірно розподілені нормальні зусилля q , які зводяться до осьової сили P_0 . Розв'язок задачі полягає у визначенні напруженого стану на контурі диска і в підсилювальних елементах.

Стрижні будемо моделювати тонкими пружними криволінійними брусами [5], лінія фактичного спаю яких з диском не співпадає з їх геометричною віссю.

Середню поверхню диска віднесемо до полярної системи координат (ρ, λ) з полюсом в його центрі. Полярна вісь проходить через середину одного із підсилювальних стрижнів.

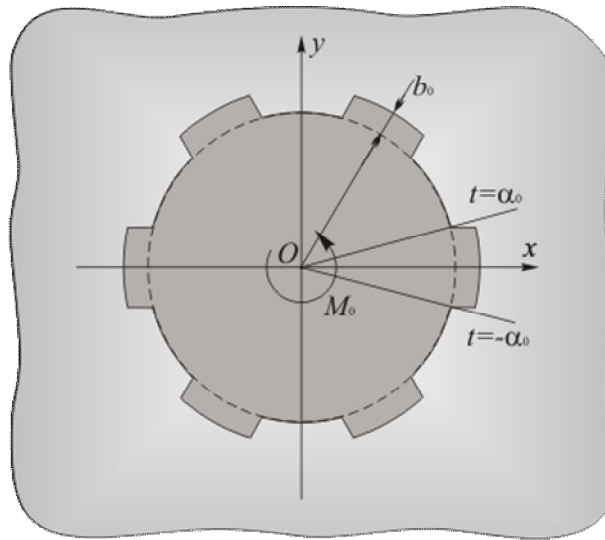


Рис. 1

Будемо вважати, що торець підсилення має закруглену форму, як показано на рис.2. Тоді позначивши через b_0 глибину паза пластинки, ширину стрижня визначаємо такою залежністю

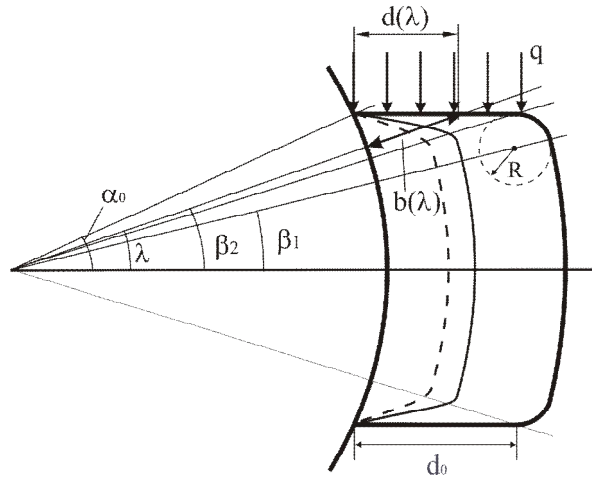


Рис. 2

$$b(\lambda) = \begin{cases} \rho_0 \left[\frac{\sin \alpha_0}{\sin \lambda} - 1 \right], & \lambda \in [\beta_2, \alpha_0]; \\ R \frac{\sin(\lambda - \beta_1 + \tau)}{\sin(\lambda - \beta_1)} - \rho_0, & \lambda \in [\beta_1, \beta_2]; \\ b_0, & \lambda \in [-\beta_1, \beta_1]; \\ R \frac{\sin(-\lambda - \beta_1 + \tau)}{\sin(-\lambda - \beta_1)} - \rho_0, & \lambda \in [-\beta_2, -\beta_1]; \\ \rho_0 \left[-\frac{\sin \alpha_0}{\sin \lambda} - 1 \right], & \lambda \in [-\alpha_0, -\beta_2], \end{cases} \quad (1)$$

$$\tau = \arcsin \left[\frac{(\rho_0 + b_0 - R) \sin(|\lambda| - \beta_1)}{R} \right], \quad \lambda \in [-\beta_2, -\beta_1] \cup [\beta_1, \beta_2];$$

$$\beta_1 = \arcsin \left[\frac{\rho_0 \sin \alpha_0 - R}{\rho_0 + b_0 - R} \right], \quad \beta_2 = \arctg \left[\frac{\rho_0 \sin \alpha_0}{(\rho_0 + b_0 - R) \cos \beta_1} \right].$$

Умовно відділивши підсилювальні стрижні від диска, а їх дію замінюючи невідомими контактними зусиллями T_ρ і $S_{\rho\lambda}$, прийдемо до першої граничної задачі плоскої теорії пружності для круга, на проміжку γ_1 якого діють зусилля T_ρ і $S_{\rho\lambda}$ (рис.3).

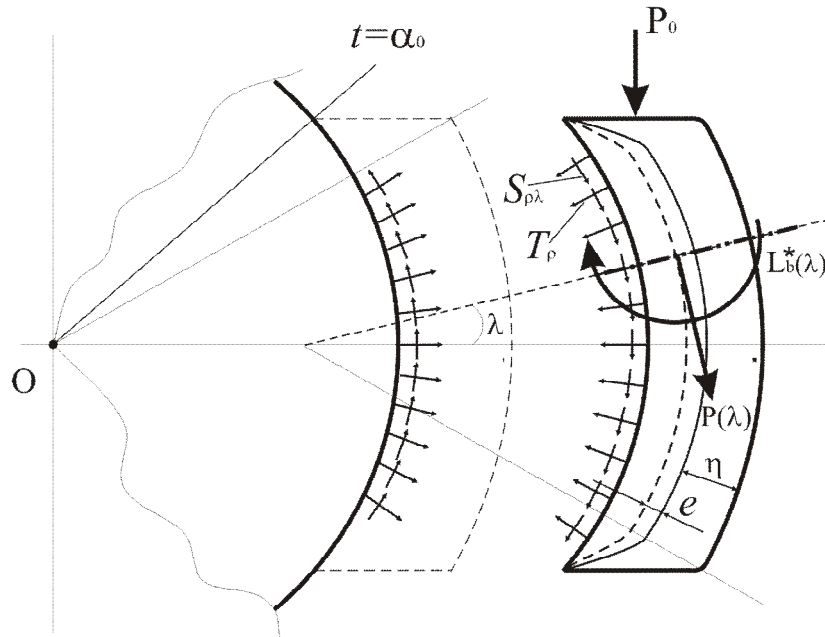


Рис. 3

Згідно з постановкою задачі напружено-деформований стан на контурі γ буде симетричний, тому

$$T_\rho(\lambda + \varphi_0) + iS_{\rho\lambda}(\lambda + \varphi_0) = T_\rho(\lambda) + iS_{\rho\lambda}(\lambda); \quad \varphi_0 = \frac{2k\pi}{N}; \quad \lambda \in [-\alpha_0; \alpha_0]; \quad k = 0..N-1.$$

Граничні умови на ділянці підсилення мають вигляд [6]

$$\varepsilon_\lambda(\lambda) = \varepsilon_\lambda^c(\lambda); \quad V(\lambda) = V_c(\lambda); \quad \lambda \in [-\alpha_0; \alpha_0]. \quad (2)$$

Компоненти напружено-деформованого стану на контурі диска визначаються за формулами, наведеними в [6], які в даному випадку записуються так

$$\varepsilon_\lambda(\lambda) = \frac{1}{2Eh} \left\{ (1-\nu)T_\rho(\lambda) - \frac{N}{\pi} \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} S_{\rho\lambda}(t) \operatorname{ctg} N \frac{\lambda-t}{2} dt \right\};$$

$$V(\lambda) = \frac{1}{2Eh} \left\{ (1-\nu)S_{\rho\lambda}(\lambda) + \frac{N}{\pi} \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} T_\rho(t) \operatorname{ctg} N \frac{\lambda-t}{2} dt + \frac{2M_0}{\pi} \right\}, \quad (3)$$

де ν , E – коефіцієнт Пуассона та модуль Юнга матеріалу диска.

Компоненти деформації волокна стрижня, яке спаяне з диском, знаходимо із співвідношень [5]

$$\varepsilon_\lambda^c = \frac{P(\lambda)}{g_4} - \frac{\eta(\lambda) - e(\lambda)}{\rho_0} \frac{L_b^*(\lambda)}{g_4 e}; \quad V_c(\lambda) = - \int_{\lambda}^{\alpha_0} \frac{L_b^*(t)}{\omega_0 g_4} dt + V_c(\alpha_0), \quad \lambda \in [-\alpha_0; \alpha_0]. \quad (4)$$

Тут $g_4 = 2Ehb(\lambda)$ – жорсткість стрижня на розтяг (стиск); $\eta(\lambda) = \frac{b(\lambda)}{2}$ – відстань між осьовим і

спаяним з диском волокнами; $e(\lambda) = \frac{b^2(\lambda)}{6\rho_0(2-b(\lambda))}$ – відстань між осьовим та нейтральними для

чистого згину волокнами; $\omega_0(\lambda) = \frac{b^2(\lambda)}{12}$; $V_c(\alpha_0)$ – стала інтегрування.

Вирази для внутрішніх зусиль $P(\lambda)$ і моментів $L_b^*(\lambda)$, що виникають у стрижні, визначаємо із умов рівноваги його частини (рис.3)

$$P(\lambda) = \rho_0 \sin \lambda \int_{\lambda}^{\alpha_0} (T_\rho \cos t - S_{\rho\lambda} \sin t) dt - \rho_0 \cos \lambda \int_{\lambda}^{\alpha_0} (T_\rho \sin t + S_{\rho\lambda} \cos t) dt - \cos \lambda \int_0^{d(\lambda)} q(x) dx, \quad (5)$$

$$L_b^*(\lambda) = -(\rho_0 + \eta - e)P(\lambda) - \rho_0^2 \int_{\lambda}^{\alpha_0} S_{\rho\lambda}(t) dt - \int_0^{d(\lambda)} q(x)h(x) dx,$$

де $h(x) = \rho_0 \cos \alpha_0 + x$ – плече зусилля $q(x)$, $x \in [0, d_0]$;

$d(\lambda) = (\rho_0 + b(\lambda)) \cos \lambda - \rho_0 \cos \alpha_0$ – довжина частини торця стрижня на проміжку $[\beta_2, \alpha_0]$,
 $d(\beta_2) = d_0$.

Кільцеві зусилля T_λ на контурі диска знаходяться за формулою [6]

$$T_\lambda(\lambda) = \nu T_\rho(\lambda) + 2Eh\varepsilon_\lambda, \quad \lambda \in \gamma. \quad (6)$$

Якщо підставити (3), (4), (5) в граничні умови (2), то отримаємо систему двох сингулярних інтегральних рівнянь з ядрами Гільберта для визначення величин T_ρ , $S_{\rho\lambda}$ на проміжку $[-\alpha_0; \alpha_0]$ та сталої $V^c(\alpha_0)$

$$\begin{aligned} & (1-\nu)T_\rho(\lambda) - \frac{N}{\pi} \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} S_{\rho\lambda}(t) \operatorname{ctg} N \frac{\lambda-t}{2} dt - \frac{C(\lambda)}{b(\lambda)} \left\{ \rho_0 \sin \lambda \int_{\lambda}^{\alpha_0} (T_\rho \cos t - S_{\rho\lambda} \sin t) dt - \right. \\ & \left. - \rho_0 \cos \lambda \int_{\lambda}^{\alpha_0} (T_\rho \sin t + S_{\rho\lambda} \cos t) dt \right\} - \frac{\eta-e}{eb(\lambda)} \rho_0 \int_{\lambda}^{\alpha_0} S_{\rho\lambda}(t) dt = \\ & = -\frac{C(\lambda)}{b(\lambda)} \cos \lambda \frac{P_0}{d_0} d(\lambda) + \frac{\eta-e}{b(\lambda)\rho_0 e} \frac{P_0}{d_0} \left(\frac{d^2(\lambda)}{2} + d(\lambda)\rho_0 \cos \alpha_0 \right); \quad (7) \\ & (1-\nu)S_{\rho\lambda}(\lambda) + \frac{N}{\pi} \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} T_\rho(t) \operatorname{ctg} N \frac{\lambda-t}{2} dt + \int_{\lambda}^{\alpha_0} \frac{1}{\omega_0 b(t)} \left\{ -(\rho_0 + \eta - e) \times \right. \\ & \times \left[\rho_0 \sin t \int_t^{\alpha_0} (T_\rho \cos y - S_{\rho\lambda} \sin y) dy - \rho_0 \cos t \int_t^{\alpha_0} (T_\rho \sin y + S_{\rho\lambda} \cos y) dy \right] - \\ & \left. - \rho_0^2 \int_t^{\alpha_0} S_{\rho\lambda}(y) dy \right\} d\lambda + V^c(\alpha_0) = -\frac{2}{\pi} NP_0 \left(\rho_0 \cos \alpha_0 + \frac{d_0}{2} \right) - \int_{\lambda}^{\alpha_0} \frac{1}{\omega_0 b(t)} (\rho_0 + \eta - e) \times \\ & \times \left\{ \cos t \frac{P_0}{d_0} d(t) - \frac{P_0}{d_0} \left(\frac{d^2(t)}{2} + d(t)\rho_0 \cos \alpha_0 \right) \right\} dt, \quad \lambda \in [-\alpha_0; \alpha_0]. \end{aligned}$$

Тут враховано, що $q = \frac{P_0}{d_0}$, $C(\lambda) = \frac{\eta\rho_0 + \eta^2 - 2\eta e + e^2}{\rho_0 e}$.

Крім системи (7) повинні виконуватися умови рівноваги кожного стрижня

$$\begin{aligned} & \rho_0 \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} (T_\rho \sin t + S_{\rho\lambda} \cos t) dt + P_0 = 0, \quad \rho_0 \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} (T_\rho \cos t - S_{\rho\lambda} \sin t) dt = 0; \quad (8) \\ & \rho_0^2 \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} S_{\rho\lambda}(t) dt + \left(\rho_0 \cos \alpha_0 + \frac{d_0}{2} \right) P_0 = 0 \end{aligned}$$

та диска

$$NP_0 \left(\rho_0 \cos \alpha_0 + \frac{d_0}{2} \right) = M_0.$$

Система рівнянь (7) має таку структуру, як і відповідна система в роботі [3]. Тому для її наближеного розв'язання застосовуємо метод колокації.

Результати числового розрахунку сил $\frac{T_\rho}{P_0}$, $\frac{S_{\rho\lambda}}{P_0}$, $\frac{T_\lambda}{P_0}$ на контурі диска при $N = 6$,

$\nu = 0.3$, $R = \frac{b_0}{3}$, $M = 32$ подані на рисунку 4. Штрихові лінії побудовані для випадку $b_0 = 0.1$, суцільні – $b_0 = 0.15$, штрихпунктирні – $b_0 = 0.2$

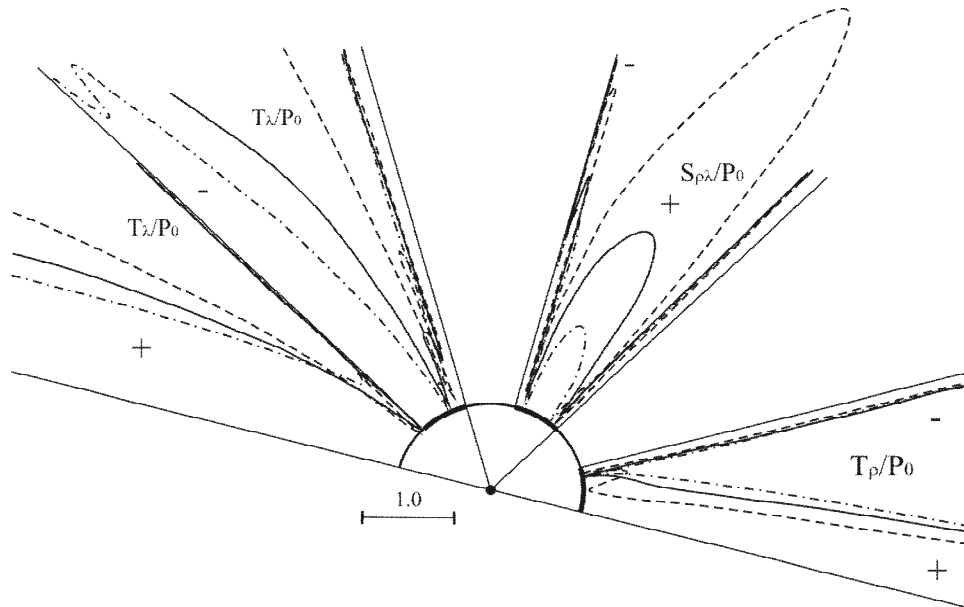


Рис. 4

Висновки. Аналізуючи отримані результати, можна зробити висновки, що

- в околі торців підсилювальних стрижнів у зоні спаю і за її межами компоненти напружено-деформованого стану набувають необмежених значень. Це пояснюється тим, що в околі точок $-\pi/2N + 2\pi k/N$, $k = 0..N-1$ виникають локальні пластичні зони;
- із зменшенням висоти зуба дотичні та кільцеві зусилля зростають, а нормальні – при наближенні до кінців ділянки підсилення зростають, в середині цієї ділянки – зменшуються;
- аналогічна задача може бути розв'язана для пружної пластинки із прямокутними пазами.

1. Александров В.М. Контактные задачи для тел с тонкими покрытиями и прослойками / В.М. Александров, С.М. Мхитарян. – М.: Наука, 1983. – С. 488.
2. Шагинян С.С. Передача нагрузки от кольцевой накладки к плоскости с круговым отверстием / С.С. Шагинян // Изв. АН СССР. Мех. тверд. тела. – 1972. – №5. – С. 178 – 183.
3. Сяський А. Теоретичні основи уточненого розрахунку шліщових з'єднань / Сяський А., Комбель С. // машинознавство. – 2003. – №4 (70). – С. 27 – 33.
4. Бабич С.М. Розрахунок прямокутного шліщового з'єднання трибосистеми «пружна пластинка – жорсткий диск» / Бабич С.М. // Волинський математичний вісник. – 2011. – Вип. 8(17). – С. 5-14.
5. Мартынович Т.Л. Контактные взаимодействия пластин с упругими элементами / Мартынович Т.Л., Юринец В.Е. – Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1984. – 160 с.
6. Сяський А.А. Напряженное состояние кусочно-однородной пластинки с упругим включением / Сяський А.А., Сяський В.А. // Прикл. механика. – 1983, –19, №5. – С. 94-99.
7. Каландия А.И. Математические методы двумерной упругости / А.И. Каландия. – М.: Наука, 1973. – С. 304.

УДК 621.9.025.14

М.В. Бабій

Херсонська державна морська академія

ОБҐРУНТУВАННЯ СХЕМ ЗАТОЧУВАНЬ РІЗАЛЬНИХ КРОМОК БАГАТОГРАННИХ ПЛАСТИН ДЛЯ ВІДРІЗНИХ РІЗЦІВ

Виконано обґрунтування доцільної схеми заточування різальних кромок багатогранних різальних пластин з метою їх використання для збірних відрізних різців. Запропонована класифікація схем заточувань різальних кромок багатогранних різальних пластин. Виконано порівняння об'єму сточуваного матеріалу у залежності від схеми заточування різальної кромки. На основі виконаного аналізу обґрунтовано раціональну форму багатогранної різальної пластини для бічної установки у збірному відрізному різці.

Ключові слова: збірний відрізний різець, різальна пластина, механічне закріплення.

Постановка проблеми. Тенденції розвитку сучасного інструментального виробництва визначають широке впровадження у машинобудівну промисловість металорізального збірного інструменту з механічним закріпленням багатогранних непереточуваних пластин (БНП). Застосування даного виду інструменту на сучасному виробництві веде до підвищення продуктивності обробки, багатократного використання корпусу інструменту, усунення переточування та пайки різальних пластин, скорочення часу заміни інструменту, що в свою чергу сприяє зниженню собівартості продукції.

Для відрізних різців застосування БНП утруднене, що пояснюється складністю їх механічного закріплення. З метою забезпечення перерахованих переваг, авторами [1] вперше була запропонована нова конструкція відрізного різця з бічною установкою БНП (рис. 1).

Одним із факторів, що ускладнює застосування стандартних БНП для відрізних різців є значний радіус округлення різальних кромок. Даний фактор негативно впливає на процес відділення стружки, що супроводжується значними деформаціями та тепловиділеннями в зоні різання. Тому обґрунтування доцільних схем заточувань різальних кромок для стандартних БНП з метою їх подальшого використання для відрізних різців є актуальною задачею.



Рис. 1. Відрізний різець з бічною установкою БНП

Аналіз останніх досліджень. Питанням дослідження відрізних різців присвячені праці Хаєта Г.Л. [2], Залого В.О. [3], Моховикова А.А. [4] та ін. Однак у вказаних роботах не розглянуті питання, що пов'язані із застосуванням багатогранних різальних пластин для збірних відрізних різців.

Мета роботи. Обґрунтування доцільних схем заточувань різальних кромок для стандартних БНП з метою їх подальшого використання для збірних відрізних різців.

Реалізація роботи. Для відрізних різців рекомендованими є значення радіусу округлення r різальних кромок, що становлять величину від 0,02 до 0,05 мм [5]. Застосування стандартних БНП для відрізних різців з метою їх бічної установки в головці різця вимагає додаткового заточування різальних кромок, оскільки радіус округлення стандартних БНП коливається від 0,2 до 2 мм.

Розглянемо детально можливі схеми заточувань різальних кромок на прикладі тригранної БНП.

На рис. 2 представлено перехідну ділянку різальної пластини, що утворена у результаті заточування різальної кромки по передній та задній поверхні, виходячи з умов забезпечення рекомендованих значень переднього γ та заднього α кутів та величини задньої поверхні h при установці пластини у голівці відрізного різця.

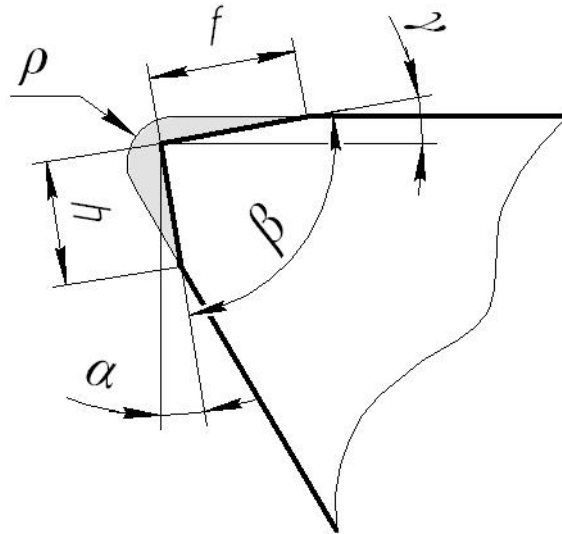


Рис. 2. Схема заточування різальної кромки БНП по передній та задній поверхні

Така схема заточування перехідної ділянки забезпечує мінімальні витрати твердого сплаву у процесі заточування та автоматично забезпечує наявність зміцнювальної ділянки f на передній поверхні. Серед недоліків даної схеми заточування різальних кромки слід відзначити складність та трудомісткість виконання операцій заточування, необхідність застосування складних пристосувань.

На рис. 3 показано перехідну ділянку різальної пластини, що утворена у результаті заточування різальної кромки по задній поверхні, виходячи з умови, що дана кромка заточується за один технологічний установ, у порівнянні з двома, у попередній схемі заточування. Заточування виконується по нормалі до передньої поверхні пластини на величину, що забезпечить сточування базового радіусу округлення ρ різальних кромки, утворення кута загострення $\beta = 90^\circ$, формування задньої поверхні величиною h . Дана схема заточування перехідної ділянки БНП забезпечує залежність між головними заднім α та переднім γ кутами:

$$\alpha = -\gamma \quad (1)$$

Перевагою даної схеми заточування перехідної ділянки різальної пластини є виконання операції за один технологічний установ.

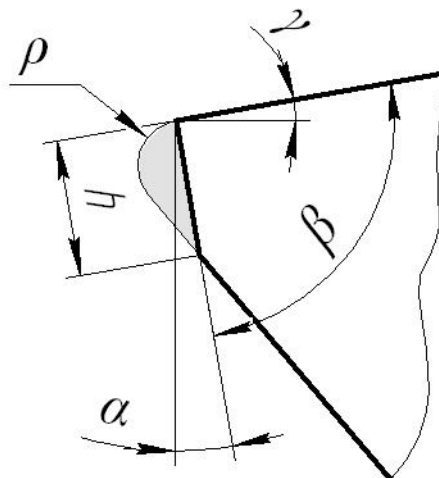


Рис. 3. Схема заточування різальної кромки по задній поверхні

На рис. 4 показано перехідну ділянку, що утворена у результаті заточування різальної кромки по аналогії з попередньою схемою заточування, тобто, за один технологічний установ. Відмінністю є те, що заточування виконується по передній поверхні. Заточування виконується по нормалі до задньої поверхні пластини на величину, що забезпечить сточування базового радіусу округлення ρ різальних кромek, утворення кута загострення $\beta=90^\circ$ із залежністю між головними заднім α та переднім γ кутами $\alpha = -\gamma$, формування зміцнювальної ділянки f .

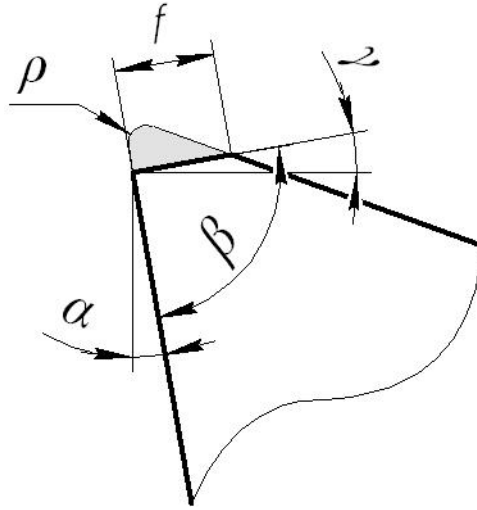


Рис. 4. Схема заточування різальної кромки по передній поверхні

Перевагою даної схеми заточування перехідної ділянки різальної пластини є виконання операції за один технологічний установ, утворення зміцнювальної ділянки f на передній поверхні пластини.

На рис. 5 представлена тригранна БНП, у якій заточування перехідної ділянки різальної кромки виконано по дузі кола радіусом r_s .

Для забезпечення вільного сходу стружки та збереження міцності граней БНП у процесі різання, при заточуванні різальних кромek по дузі кола r_s , необхідною умовою є умовний дотик дуги кола r_s до діаметра кола d_o , вписаного в профіль БНП, з центром радіусу дуги кола r_s на вершині грані. Визначення діаметра d_s кола центрів радіусів r_s , дотичного до діаметра d_o кола, вписаного в профіль БНП, можливе за наступною формулою:

$$d_s = 2r_s + d_o \quad (2)$$

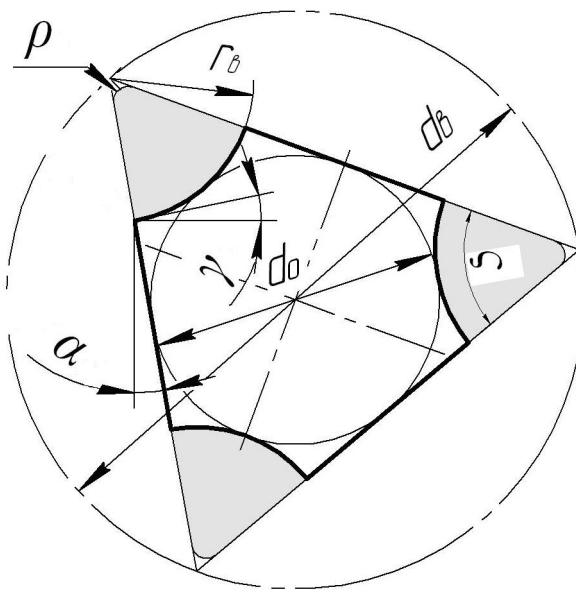


Рис. 5. Схема заточування різальної кромки по дузі кола

Радіус r_6 можна знайти з рівняння:

$$r_6 = d_0 / (2 \sin(\zeta/2)) - d_0 / 2 = d_0 (1 / \sin(\zeta/2) - 1) / 2 \quad (3)$$

де ζ – кут грані БНП.

Для БНП правильної форми кут грані визначиться як:

$$\zeta = \pi(n - 2) / n = \pi(1 - 2/n) \quad (4)$$

де n – кількість граней БНП.

Перевагами даної схеми заточування різальних кромки є подвоєння кількості різальних кромки, що веде до зменшення вартості різальної пластини з розрахунку на одну різальну кромку та, як наслідок, до зменшення нераціональних витрат твердого сплаву.

Серед недоліків слід відзначити, що із збільшенням кількості граней БНП, спостерігається залежність зменшення радіусу дуги кола r_6 (рис. 6), що веде до ускладнення сходу стружки.

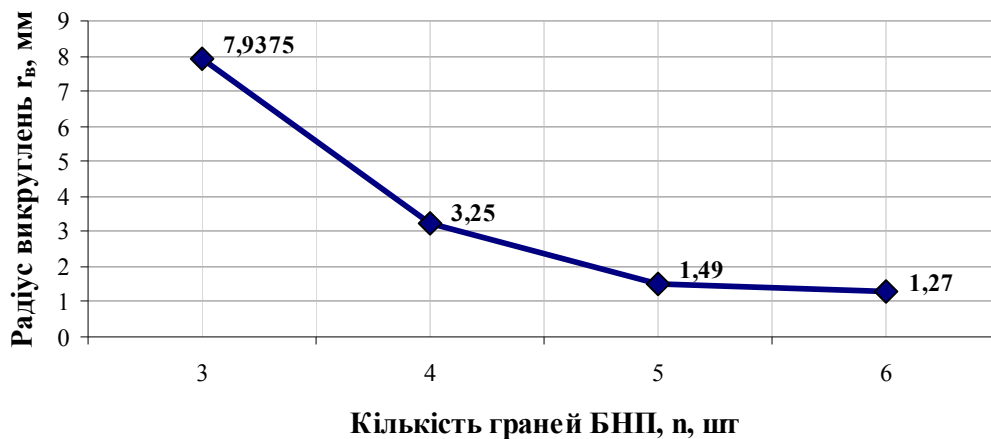


Рис. 6. Залежність радіусу дуги кола r_6 на вершинах БНП від кількості граней пластини

На основі аналізу можливих схем заточувань різальних кромки БНП запропонована їх класифікація (рис. 7).

Далі виконаємо порівняння витрат твердого сплаву і, як наслідок, трудомісткості виконання заточування, у залежності від схеми заточування різальної кромки. Для тригранної БНП з діаметром кола, вписаного в її профіль $d_0=9,525$ мм та базовим радіусом округлення різальної кромки $r_6=1$ мм, витрати твердого сплаву для запропонованих схем заточувань, що були визначені у середовищі КОМПАС-3D V11, склали величини, які показані на рис. 8.



Рис. 7. Класифікація схем заточувань різальних кромки БНП для відрізних різців

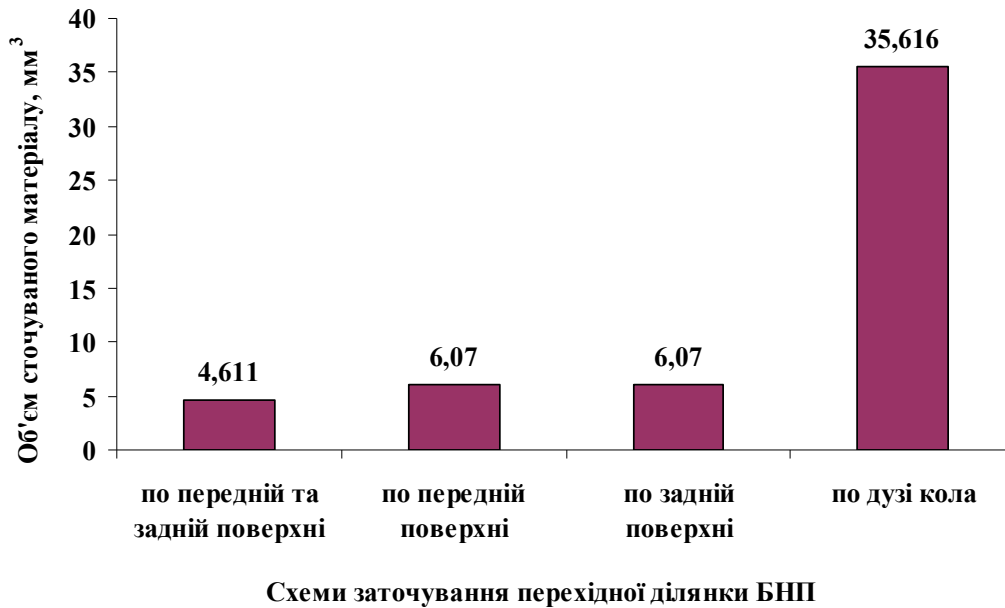


Рис. 8. Порівняння об'єму сточуваного матеріалу у залежності від схеми заточування різальної кромки

З рис. 8 робимо висновок, що заточування різальної кромки по дузі кола є найбільш трудомістким. Також слід відзначити складність сходу стружки при даній формі передньої поверхні. Тому робимо висновок, що формування БНП по дузі кола доцільно виконувати для тригранних БНП шляхом пресування.

Висновки. На основі виконаних досліджень встановлено, що найменш трудомістким є заточування різальних кромки БНП по площині. Заточуванням кромки по дузі кола, що утворюють дві різальні кромки є занадто трудомістким, тому виготовлення даного виду БНП раціональне шляхом пресування. Серед схем заточувань різальних кромки БНП по площині найбільш раціональною по технологічності виконання операції та забезпечення міцності гнізда під різальну пластину державки різця є тригранна БНП із заточуванням по задній поверхні.

1. Патент Российской Федерации на изобретение № 2366542 Сборный отрезной резец и режущие пластины к нему. Заявка № 2007111687 от 29.03.07. Авт. изобр. Настасенко В.А., Бабий М.В. // БИ 2009. № 25 от 10.09.09.
2. Залого, В.А. К вопросу о повышении производительности обработки канавочными и отрезными резцами / В.А. Залого, Д.В. Криворучко, Д.А. Миненко, Н.П. Кутовой // Вісник СумДУ. Серія «Технічні науки». – 2009. – №4. – С. 125 – 134.
3. Хаєт Г.Л., Миранцов Л.М. Исследования распределения напряжений в режущей части отрезного резца с механическим креплением пластинки твердого сплава. // Технология и организация производства. – Киев, 1971. – №1. – С. 45 47.
4. Моховиков, А.А. Повышение прочности отрезных и канавочных резцов за счет равнопрочной формы лезвия: автореф. дис. канд. технич. наук: 05.03.01 / «Технологии и оборудование механической и физико-технической обработки». – Томск, 2004. – С. 18.
5. Хаєт, Г.Л. Прочность режущего инструмента / Г.Л. Хаєт. – М.: Машиностроение, 1975. – 168 с.

УДК 625.8

А.О. Белятинський¹, К.В. Краюшкіна²¹Національний авіаційний Університет²ДерждорНДІ сектор дорожньо-будівельних матеріалів

ВИКОРИСТАННЯ СУЧАСНИХ МАТЕРІАЛІВ ПРИ БУДІВНИЦТВІ ТА РЕМОНТАХ АВТОМОБІЛЬНИХ ДОРІГ УКРАЇНИ

В статті говориться про дослідження з метою підвищення зчепних якостей дорожнього одягу, за рахунок підбору складу асфальтобетонних сумішей: ЩМА, дисперсно-армованого полімерною фіброю асфальтобетону та асфальтобетонів із використанням шлаків.

Ключеві слова: дисперсно-армований асфальтобетон, базальтова фібра, поліамідна фібра, сталеплавильні, доменні, феросплавні шлаки, коефіцієнт зчеплення.

Державна політика в області будівництва, ремонту та утримання доріг України направлена на забезпечення безперервного безпечного руху автомобільного транспорту, збереження та розвиток існуючої мережі автомобільних доріг і будівництво нових автомобільних доріг Європейського класу.

Незважаючи на складний фінансовий стан в дорожній галузі, науковці виконують завдання, направлені на розробку нових технологій і матеріалів та конструкцій, які б мали змогу замінити імпорتنі аналоги, були енерго- та ресурсозберігаючими. За останні роки розроблено ряд сучасних матеріалів, які можуть бути використані для будівництва нових і ремонту існуючих автомобільних доріг.

Найбільш важливими напрямками є ті, що направлені на покращення транспортно-експлуатаційних показників дорожніх покриттів. Головна увага приділяється, звичайно, покращенню якості і довговічності асфальтобетону.

Роботи виконуються по таких напрямках:

- покращення якості і довговічності асфальтобетону;
- збільшення шорсткості існуючих асфальтобетонних покриттів;
- розробка нових видів асфальтобетонів.

Крім того, значну увагу приділяють застосуванню геосинтетичних матеріалів, стабілізаторам ґрунтів, відходам виробництва та місцевим матеріалам.

Щодо першого напрямку, значна увага приділяється дослідженням таких видів асфальтобетонів:

- щебенево-мастиковий асфальтобетон;
- холодний асфальтобетон;
- дисперсно-армований асфальтобетон;
- асфальтобетон із застосуванням шлаків

Щебенево-мастиковий асфальтобетон

З існуючих типів асфальтобетону на дорогах України найширше використовується щебенево-мастиковий асфальтобетон, який укладається на верхній шар на дорогах I - II технічних категорій.

Дорожні покриття, влаштовані з ЩМА, характеризуються стійкими в часі показниками рівності, шорсткості і зчеплення з колесом автомобіля. Окремо необхідно відмітити їх високу зсувостійкість, яка витримує високі літні температури. На фото 1 показана ділянка автомобільної дороги Київ-Чоп, де при високому транспортному навантаженні була відсутня колія, хвилі, зрушення і так далі. Був виявлений лише одна ділянка з відбитими тріщинами і те ЩМА уклали на цементобетонний шар.

За час облаштування ЩМА близько 10 років в Україні відпрацьовані склади і режими приготування суміші, технологія укладання. Підтвердженням цього є відсутність на покриттях основного дефекту ЩМА - бітумних плям. А для подальшого прискорення застосування ЩМА слід звернути увагу на використання гранул стабілізуючих волокон вітчизняного виробництва.

Холодний асфальтобетон

Холодний асфальтобетон застосовується в основному для поточного, ямкового ремонту, при температурах від 0°C до - 5°C, чим продовжує ремонтний сезон, скорочується енергоємність



Фото 1. Автомобільна дорога Київ-Чоп

виконаних робіт. Для попередження злежування суміш готують на емульсіях катіонного типу і упаковують в поліетиленові мішки, чим подовжують термін зберігання.

Дисперсно - армований асфальтобетон

Це асфальтобетон, до складу якого входить фібра з полімерних (полівініл, поліаміди, полиацетат), базальтових або скляних волокон.

Добавка волокон (фібри) надає асфальтобетону підвищену зсувостійкість, покращує деформативність при знижених температурах.

Функції фібри як регулятора в'язкості та армуючого наповнювача залежать від діаметру, довжини волокна і кількості, що вводиться в суміш. Як показали дослідження, проведені в ДерждорНДІ, оптимальними являються базальтові волокна – фібри діаметром 4-6 мкм і довжиною 2-3 мм. Базальтова фібра являється не тільки вітчизняним матеріалом для України, а й відходом виробництва, оскільки утворюється при виробництві безперервного базальтового волокна. На фото 2,3 показані базальтові та поліамідні волокна.

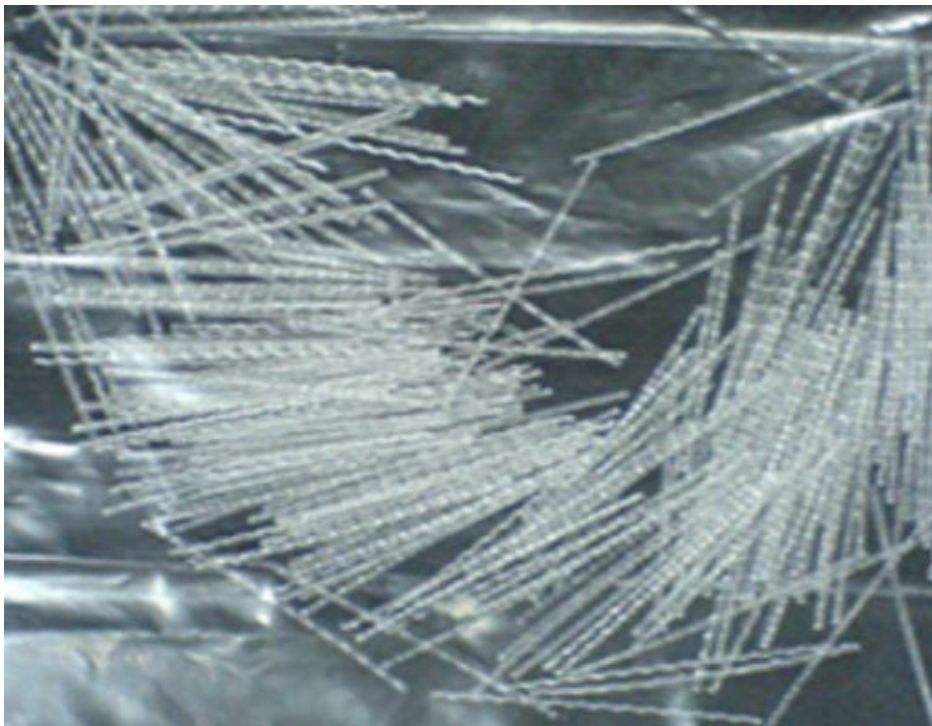


Фото 2. Поліамідні волокна



Фото 3. Базальтові волокна

Асфальтобетон з введенням фібри показав кращі результати міцності в порівнянні з традиційним при 50 °С і 0 °С, що підтверджує його високу зсувостійкість і тріщиностійкість. Кількість базальтових волокон складає 40 – 45 % від маси мінерального порошку в суміші.

Асфальтобетон із застосуванням шлаків

В Україні величезні запаси шлаків, які повністю не використовуються, а за своїми характеристиками - цей матеріал є цінною сировиною для приготування асфальтобетонних сумішей із заміною традиційного щебеню шлаком.

Використовують наступні види шлаків:

- сталеплавильні;
- доменні;
- феросплавні;
- електросталеплавильні та інші.

В таблиці 1 наведені результати лабораторних випробувань електросталеплавильного шлаку, який використовувався як частковий заміник гранітного щебеню під час проведення будівельних робіт.

Таблиця 1

Результати лабораторних випробувань електросталеплавильного шлаку

Найменування показників	Щебінь шлаковий електросталеплавильний	Щебінь гранітний
Насипна щільність, г/см ³	1800	1850
Пористість, %	5,4	7,5
Водопоглинання, %	2,1	3,4
Марка за морозостійкістю	Висока, F 150	Висока, F 150
Марка за дробимістю	M 1200	M 1200
Марка за стиранням	Висока, СТ-1	Висока, СТ-1
Міцність при стиску в циліндрі, МПа	7,4	5,4
Вміст зерен пластинчастої (лешадної) та гольчастої форми	Кубовидна група, 12	Кубовидна група, 15

Проведений моніторинг ділянок асфальтобетону з використанням шлакового мінерального матеріалу підтверджує його позитивні властивості.

Іншим напрямком покращення транспортно-експлуатаційних показників є збільшення шорсткості асфальтобетонних покриттів за рахунок улаштування на існуючому покритті тонкого цементного шару з підвищеною шорсткістю.

Ця технологія розробляється згідно із завданням міжнародної програми «Економічна оцінка довговічних дорожніх покриттів», яку очолює центр «Organisation for Economic Co-operation and Development (OECD)», Joint Transport Research Centre у Франції. З 2005 року автори приймають участь у складі робочої групи від України в цій програмі.

Міжнародна назва такого покриття НПСМ (High Performance Cementitious Materials) – високоміцне тонкошарове цементне покриття, товщиною до 1 см армоване металевими, полімерними або базальтовими фібрами, довжиною не більше 5 мм. Підвищення зчіпних властивостей обумовлюється нанесенням на бетонну поверхню кам'яного матеріалу фракцією 3-5 мм.

НПСМ покриття покращують фрикційні властивості існуючих асфальтобетонних покриттів, забезпечують їх довговічність і працездатність.

У зв'язку з тим, що роботи по розробці складу НПСМ виконуються згідно міжнародної програми, але з урахуванням місцевих особливостей і широкого використання вітчизняних матеріалів, головна увага була приділена вибору волокон - фібри, що виконує дисперсне армування цементного матеріалу.

Види волокон, які є в Україні і були випробувані при проведенні досліджень, наведені в таблиці 2.

Таблиця 2

Види волокон, які є в Україні і були випробувані при проведенні досліджень

Матеріал волокон (фібр)	Фізико-механічні властивості волокон (фібр)				
	Щільність, кг/м ³ ×10 ³	Модуль пружності, МПа	Міцність на розрив, МПа	Деформація при розриві, %	Довжина, мм
Сталь	7,0	200	1-3	3-4	4-5
Скловолокно (лугостійке)	2,6	80	2,4	2-3,5	4-5
Базальтові грубі, товщиною 0,017 мм	4,4	900	4,5	2,1	4-5
тонкі (голки), товщиною 0,009 мм	3,6	600	3,8	1,9	4-5
Азбест (хризотол)	2,6	164	3,1	2-3	4-5
Поліпропілен	0,9	5,0	2,6	1	4-5
Поліамід	1,5	133,0	2,9	2,6	4-5

За даними таблиці 2 видно, що найбільші міцність на розрив та модуль пружності мають базальтові волокна.

Результати досліджень підбраного складу цементної суміші з базальтовою фіброю наведені в таблиці №3.

Ще одним матеріалом, який застосовується для підвищення шорсткості є «Дізол», який являє собою однокомпонентну мікробітумополімерну композицію, чорного кольору, на основі полімеру поліетилену.

Активна газова складова у складі "Дізолу" при нанесенні на поверхню існуючого асфальто-або цементобетонного покриття проникає в пори на глибину приблизно 4 см, вступає в хімічну взаємодію з бітумом, утворюючи полімерно-бітумну плівку, яка характеризується пластично-пружними властивостями. В якості наповнювача у складі композиції "Дізол" використовується базальтова крихта.

Таблиця 3

Результати досліджень підбраного складу цементної суміші з базальтовою фіброю

Найменування показників	Склад цементної суміші з фібрами різного походження			
	Вихідна суміш	З металевими фібрами	З PVA фібрами	З базальтовими фібрами
Міцність на стиск, МПа через діб твердіння				
1	8,0	8,5	9,0	9,8
3	11,2	11,8	11,9	12,5
7	28,8	29,1	30,2	31,3
14	31,6	32,6	31,8	33,2
28	37,0	38,0	39,0	39,9
60	41,3	42,5	42,6	43,0
Міцність на розтяг при розколі, МПа при руйнівному навантаженні 2700 кгс	2,86	2,9	3,1	3,34
Водопоглинання, %	5,3	3,8	3,6	2,8
Водонепроникність, МПа	5,5	6,0	7,0	8,0
Коефіцієнт морозостійкості, після циклів				
100	0,81	0,97	0,98	0,98
200	0,74	0,94	0,96	0,95
300	0,68	0,86	0,91	0,92

Фізико-механічні властивості матеріалу "Дізол" приведені в таблиці 4.

Таблиця 4

Фізико-механічні характеристики зразків матеріалу

Найменування показників	Результати досліджень	
	№1 (без наповнювача)	№2 (с базальтовою крихтою)
Адгезія (прилипання)	4,0	4,0
Температура розм'якшення, °С	54,0	56,0
Температура крихкості, °С	-6,0	-7,0
Водонепроникність, %	0,0	0,0
Стійкість до дії агресивного середовища, % після кип'ятіння протягом 3-х годин 2NaOH (луги) 0,5H ₂ SO ₄ (кислота)	99,8 85,8	99,7 85,0
Випробування в камері штучного клімату протягом 600 годин (5 років роботи матеріалу в натурних умовах експлуатації)	Витримує без зовнішніх змін, на поверхні немає тріщин, викришувань	

Для вивчення впливу "Дізола" на зміну властивостей асфальтобетонної суміші були заформовані зразки асфальтобетону (тип Б II марка) і проведені випробування. Результати приведені в таблиці 5.

Вивчення зчіпних якостей покриттів проводилося на дослідних ділянках з нанесенням "Дізолу" і без нанесення. Результати випробувань приведені в таблиці 5.

Таблиця 5

Вивчення зчпних якостей при нанесенні "Дізола"

Найменування матеріалу	Дорога Київ-Чоп Щебенево-мастиковий асфальтобетон		Дорога Київ-Чоп Дрібнозернистий асфальтобетон	
	Мокра поверхня	Суха поверхня	Мокра поверхня	Суха поверхня
№ вимірювання	1	2	3	4
Покриття без нанесення	0,36	0,33	0,38	0,36
«Дізол» без базальтової крихти	0,36	0,39	0,40	0,40
«Дізол» базальтовою крихтою з	0,40	0,41	0,47	0,48

Примітка:

1 і 3 - виміри проводилися по колії руху транспорту;

2 і 4 - виміри проводилися між коліями руху транспорту;

Аналізуючи ці таблиці 3 очевидно, що покриття з матеріалом "Дізол" шорсткіше, тобто забезпечуватиме збільшення коефіцієнта зчеплення з колесом автомобіля.

Таким чином, проведені дослідження показали наступне:

1. Шлаковий щебень у порівнянні з гранітним забезпечує кращі експлуатаційні показники шарам дорожніх конструкцій, при чому збільшуючись з строком служби, особливо в перші п'ять років;
2. Наявність пор в шлаковому щебені сприяє вибірковій дифузії компонентам бітуму в глибині зерен, що забезпечує високе зчеплення шлаку і бітуму;
3. Склад НРСМ з введенням базальтових волокон показав найвищі результати при проведенні стандартних випробувань;
4. Для України використання базальтових волокон є більш перспективних напрямленням ніж металевих волокон, тому що наша країна має великі родовища базальту;
5. Проведені лабораторні і натурні дослідження показали, що обробка асфальтобетонного покриття матеріалом "Дізол" збільшує його водо- і морозостійкість, тріщиностійкість, а також сприяє уповільненню процесів старіння бітуму у складі асфальтобетону;
6. Матеріал "Дізол" можна використати для герметизації невеликих тріщин, сітки тріщин, профілактичний захід і для уповільнення процесу лущення.

УДК 621.87

С.Г. Білик, В.І. Диня, О.В. Фльонц, І.І. Семенів, О.Ф. Олійник

Бережанський агротехнічний інститут Національного університету біоресурсів і природокористування

ДОСЛІДЖЕННЯ ЯКОСТІ ОБРОБЛЕННЯ ПОВЕРХОНЬ ПРИВОДНИХ ЗІРОЧОК ТРУБЧАТИХ КОНВЕЄРІВ

В роботі приведена методика і результати експериментальних досліджень шорсткості поверхні зовнішніх робочих криволінійних контурів приводних зірочок трубчатих конвеєрів на фрезерному верстаті з числовим програмним керуванням (ЧПК). Приведено порівняльний аналіз процесів фрезерування криволінійних поверхонь приводних зірочок виготовлених із матеріалів сталей 45 і 40Х. Виведені емпіричні залежності шорсткості поверхонь від різних технологічних параметрів у логарифмічній формі.

Ключові слова: *приводні зірочки трубчатих конвеєрів, шорсткість поверхні.*

Постановка проблеми. Приводи трубчатих конвеєрів (ТК) характеризуються різноманітністю конструкцій і технологій їх виготовлення, характером функціонування і особливістю роботи. Серед них особливе місце займають приводи, які за своїми функціональними призначеннями повинні забезпечити передачу обертових моментів лише в одну сторону, а в іншому здійснюється стопоріння з'єднувальних і транспортуючих елементів. Такі приводи мають широке використання у приводах односторонньої дії, в механізмах подач металорізальних верстатів, насосів, сільськогосподарських машин, мотоциклів, велосипедів.

У зв'язку з цим розроблення прогресивних технологічних процесів їх виготовлення, технологічного оснащення, різальних і вимірювальних інструментів є актуальною задачею машинобудівних підприємств України.

Аналіз результатів дослідження і публікацій. Дослідженням якості технологічних процесів виготовлення приводних зірочок трубчатих конвеєрів (ТК) і інших деталей присвячені праці Гавриша А.П. [1], Марчука В.І. [2], Гевко Б.М.[3] та багатьох інших, однак цілий ряд питань специфічних для приводів ТК і технології їх виготовлення потребують подальших теоретичних і практичних досліджень.

Мета роботи. Розроблення методики і встановлення достовірних результатів заміру якісних параметрів при виготовленні приводних зірочок односторонньої дії ТК.

Реалізація роботи. Для теоретичного дослідження шорсткості в процесі фрезерування внутрішньої поверхні приводної зірочки розроблено емпіричну математичну модель на основі результатів експерименту, яка описує поведінку досліджуваного технологічного процесу, вплив його параметрів на шорсткість поверхні та рекомендує необхідні умови його проведення.

Залежність шорсткості поверхні фрезерування від багатьох факторів носить складний і суперечливий характер. Тому для її дослідження передбачалося використання експериментальних методів дослідження, оскільки теоретичні методи дуже трудомісткі, і не можуть з достатньою точністю описати процес формування шорсткості під час фрезерування зовнішнього контуру зірочки.

Оскільки на шорсткість поверхні впливає велика кількість факторів і вивчення її формування потребує значної кількості часу і матеріалів, дослідження проводили з метою вивчити вплив лише технологічних факторів та радіуса заокруглення кромки зуба фрези, залишивши постійними геометричні фактори та матеріал заготовки.

Зміну шорсткості поверхні можна представити емпіричною математичною залежністю:

$$Ra = C \cdot S_z^p \cdot t^q \cdot V^l \cdot \rho^k, \quad (1)$$

де C – константа;

S_z – подача фрези на зуб, мм/зуб;

t – глибина різання, мм;

V – швидкість різання, м/хв;

ρ – радіус заокруглення кромки зуба, мм;

p, q, l, k – показники степені при відповідних параметрах.

Як зазначалось вище, математична модель (1) не описує систему в цілому, а лише окремі фактори, які нас цікавлять.

Рівняння (1) можна представити в логарифмічній формі наступним чином:

$$\ln Ra = \ln C + p \ln S_z + q \ln t + l \ln V + k \ln \rho, \quad (2)$$

або, враховуючи похибку експерименту ε :

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_4 x_4 + \varepsilon. \quad (3)$$

Експерименти планували на основі багатфакторного аналізу, тобто одночасно варіюванням усіх змінних факторів, $x_1(S_z)$, $x_2(t)$, $x_3(V)$, $x_4(\rho)$. Щоб знайти залежність $Ra=f(S_z, t, V, \rho)$ використовували повний факторний експеримент типу 2^k , де k – кількість змінних незалежних факторів ($k=4$), що потребує реалізації 16 основних дослідів. Враховуючи те, що дисперсії в кожній точці факторного простору однорідні, було вирішено скористатись схемою реалізації експерименту з дублюванням в одній точці (у центрі плану) чотири рази.

Для дослідження шорсткості поверхні під час фрезерування зовнішнього криволінійного контуру зірочки проведено серію експериментів (рис. 1). Досліджування проводились на фрезерному верстаті з ЧПК моделі 6P13Ф3. Шорсткість обробленої поверхні визначали за допомогою зразків шорсткості і профілографа-профілометра моделі 253.

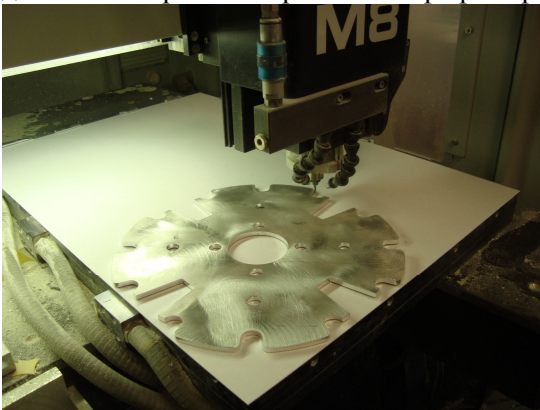


Рис. 1. Процес фрезерування криволінійної поверхні привідної зірочки трубчатого конвеєра

Експериментальні дослідження показали, що ефекти взаємодії між досліджуваними факторами (S_z, t, V, ρ) є незначущими, що підтверджують попередні дослідження. Вибір режимів оброблення проводився таким чином, щоб спростити кодування із врахуванням можливостей обладнання і граничних режимів, як це показано в табл. 1.

Таблиця 1

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання

Рівні варіювання	Досліджувані фактори							
	Подача		Глибина різання		Швидкість різання		Товщина матеріалу ПГЗ	
	S_z , мм/зуб	x_1	t , мм	x_2	V , м/хв	x_3	ρ , мм	x_4
Верхній	0,04	+1	3	+1	20	+1	0,5	+1
Нульовий	0,06	0	4	0	28	0	1	0
Нижній	0,08	-1	5	-1	36	-1	1,5	-1

Зв'язок між кодovаними x_i і натуральними факторами встановили за залежностями:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \frac{2(\ln S_z - \ln 0,08)}{(\ln 0,08 - \ln 0,04)} + 1; \\ x_2 &= \frac{2(\ln t - \ln 5)}{(\ln 5 - \ln 3)} + 1; \\ x_3 &= \frac{2(\ln V - \ln 36)}{(\ln 36 - \ln 20)} + 1; \\ x_4 &= \frac{2(\ln \rho - \ln 1,5)}{(\ln 1,5 - \ln 0,5)} + 1. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

На рис. 2 зображено залежність шорсткості поверхні зовнішнього контуру зірочки після фрезерування від швидкості різання.

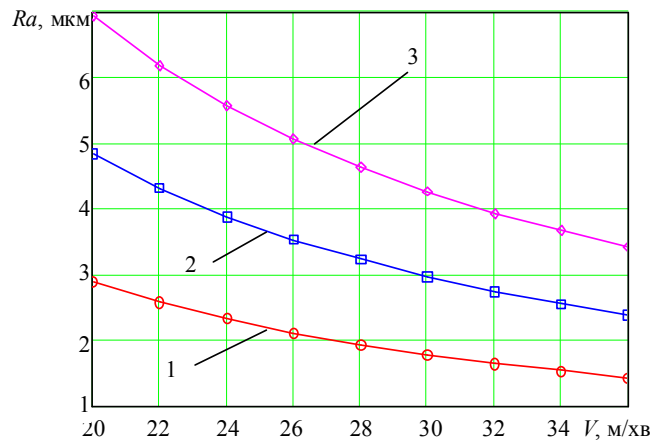


Рис. 2. Графік залежності шорсткості поверхні зовнішньої поверхні привідної зірочки після фрезерування від швидкості різання ($t=4\text{мм}$, $\rho=1\text{мм}$) 1 – $S_z=0,04\text{мм/зуб}$; 2 – $S_z=0,06\text{мм/зуб}$; 3 – $S_z=0,08\text{мм/зуб}$

З побудованого графіка на рисунку 2 видно, що із збільшенням швидкості різання в процесі фрезерування контуру зірочки шорсткість оброблюваної поверхні зменшується (покривається). На рис. 3 показано залежність шорсткості поверхні зовнішнього контуру зірочки після фрезерування від подачі фрези на зуб.

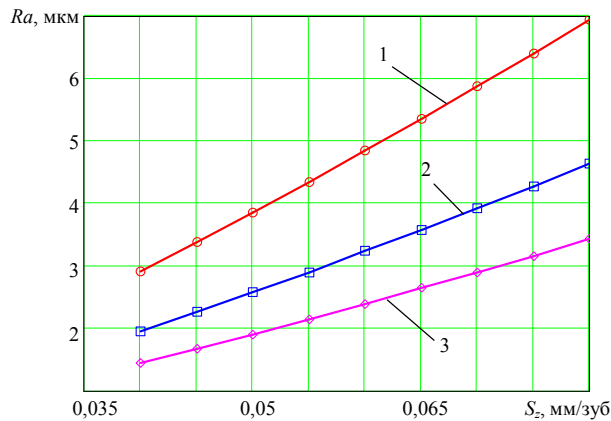


Рис. 3. Графік залежності шорсткості поверхні внутрішнього діаметра привідної зірочки після фрезерування від подачі ($t=4\text{мм}$, $\rho=1\text{мм}$) 1 – $V=20\text{м/хв}$; 2 – $V=28\text{м/хв}$; 3 – $V=36\text{м/хв}$

Аналіз графіка на рисунку 3 показує про значну залежність шорсткості поверхні зовнішнього контуру зірочки після фрезерування від подачі на зуб. При цьому вплив подачі на шорсткість носить як геометричний характер, так і впливає на величину сили різання.

На рисунку 4 зображено залежність шорсткості поверхні зовнішнього контуру зірочки після фрезерування від глибини різання.

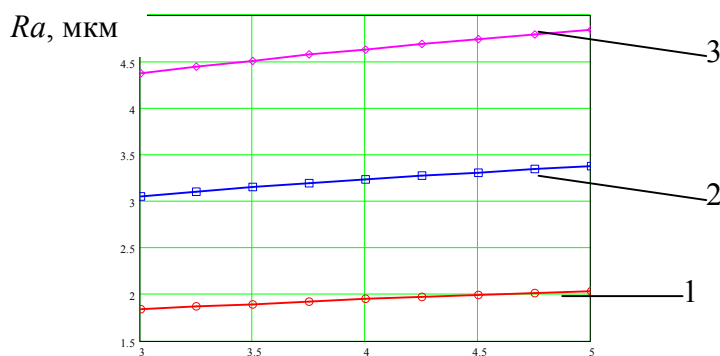


Рис. 4. Графік залежності шорсткості поверхні зовнішнього контуру зірочки після фрезерування від глибини різання ($V=28\text{м/хв}$, $\rho=1\text{мм}$) 1 – $S_z=0,04\text{мм/зуб}$; 2 – $S_z=0,06\text{мм/зуб}$; 3 – $S_z=0,08\text{мм/зуб}$

Як видно із наведеного графіка на рисунку 4, шорсткість поверхні зростає при збільшенні глибини різання. Тому під час фрезерування необхідно зменшувати глибину різання для одержання поверхні із меншою шорсткістю.

На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки.

1. Розроблена методика і проведені експериментальні дослідження шорсткості поверхонь приводних зірочок трубчастих конвеєрів в залежності від величини подачі, глибини різання, ширини фрезерування і матеріалів зірочок Ст45, Сталь40Х. З використанням програмного забезпечення "Statistka" для ПК побудовані регресійні залежності.

2. На основі проведених досліджень створено конкурентоспроможні технологічні процеси виготовлення приводних зірочок ТК односторонньої дії на верстатах з числовим програмним керуванням моделі 6P13Ф3.

1. Гавриш А.П., Єфремов А.В. Автоматизація технологической підготовки машиностроительного производства. –К.: Техніка, 1982. – С. 215.
2. Марчук В.І. Технологічні основи забезпечення якості робочих поверхонь кільцевих ремонтпідшипників. Автореферат дис. д-ра техн. наук. 05.02.08. Одеський нац. техн. університет. – Одеса, 2004. – С. 36.
3. Гевко Б.М. та інші. Технологічна оснастка. Контрольні пристрої. К.: Кондор, 2009. – С. 220.
4. Диня В.І. Підвищення ефективності виготовлення деталей приводних механізмів односторонньої дії. Автореферат дис. к.т.н. Тернопільський національний технічний університет. Тернопіль, 2012, – С. 20.

УДК 667.64:678.026

А.В. Букетов, В.Л. Алексенко, В.А. Настасенко
Херсонская государственная морская академия

ПЕРСПЕКТИВЫ И ПРОБЛЕМЫ РАЗРАБОТКИ НОВЫХ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИТНЫХ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ СУДОСТРОЕНИЯ УКРАИНЫ

Определены перспективы разработки новых эпоксидных композитных материалов в настоящее время. Описаны направления разработок полимерного материаловедения в Херсонской государственной морской академии. Обосновано спектр использования разработанных материалов и защитных покрытий на их основе в различных отраслях промышленности Украины.

Ключевые слова: покрытие, эпоксидный композит, материалы, промышленность.

Постановка проблемы. Новые виды транспорта (большегрузность, скорость, дальность, дешевизна), комбинированные транспортные системы новых видов энергии, производство конструкционных материалов с заранее заданными свойствами и нанотехнологии обеспечивают значительное фондо-, энерго- и ресурсосбережение в различных отраслях промышленности.

Специалисты по прогнозам считают, что при сохранении нынешних темпов технико-экономического развития, шестой технологический уклад начнёт оформляться в 2010-2020 годах, а в фазу зрелости вступит в 2040-е годы. Как полагают, в 2020-2025 годах произойдёт новая научно-техническая и технологическая революция, основой которой станут разработки, синтезирующие достижения названных выше базовых направлений. Для подобных прогнозов есть основания. В США, например, доля производительных сил пятого технологического уклада составляет 60%, четвёртого – 20%, и около 5% уже приходится на шестой технологический уклад.

На Украине доля технологий пятого уклада вероятно пока не превышает оценку примерно 10%, да и то только в наиболее развитых отраслях: в военно-промышленном комплексе и в авиакосмической промышленности, а более 50% технологий относится к четвёртому уровню и почти треть – вовсе к третьему.

Задачи отечественной науки и техники. Отсюда понятна вся сложность стоящей перед отечественной наукой и технологиями задачи: чтобы в течение ближайших 10 лет наша страна, вероятно совместно с некоторыми странами бывшего СССР, смогла войти в число государств с шестым технологическим укладом. Ей надо, образно говоря, перешагнуть через этап – через пятый уклад. В своё время подобный скачок сразу в третий уклад совершила в последней четверти 19 века императорская Япония, а затем и СССР, который не только совершил скачок, но и выиграл гонку за четвёртый, где ведущую роль играли такие отрасли как машиностроение, тяжёлая промышленность и т.д.

Сейчас мы отстаём от передового судостроения примерно на один технологический уклад – лет на 20, при этом растеряли большую часть торгового флота. В России начинает возрождаться серийное судостроение, но пока только военное, в то время как потребности составляют 1200–1600 судов в год, соответственно в Украине – не менее 500. Обеспечить вступление в шестой технологический уклад надлежит тем, кто из вчерашних молодых специалистов завтра составит элиту.

Цель работы – оценить перспективы и проблемы разработки новых полимерных композитных материалов для судостроения Украины.

Материаловедение для водного транспорта. Как отмечено выше, одним из базовых направлений развития шестого технологического уклада должны *стать разработка и производство конструкционных материалов с заранее заданными свойствами*. Эти материалы вытесняют традиционную низколегированную судостроительную сталь, как сталь в позапрошлом веке потеснила древесину и станут важным элементом предстоящей на водном транспорте технологической революции. Разработки должны включать масштабные теоретические и экспериментальные исследования по конструированию и прогнозированию свойств перспективных композитных материалов, среди которых важное место занимают

эпоксикомпозиты. Данные исследования и параллельная подготовка очередного поколения специалистов для торгово-промышленного флота требуют современной лабораторной базы. Поэтому испытания материалов нового поколения должны проводиться только на самом совершенном оборудовании. С другой стороны должны быть отработаны методология и метрологическое обеспечение исследований. Но при экспериментальной работе даже самое совершенное серийное оборудование не может в полной мере обеспечить потребности исследований и возникает необходимость создания не только отдельных приспособлений, но и целых комплексов уникальных приборов. При необходимости такие производства могут быть организованы на кооперативных началах. На низовом уровне отдельные лаборатории следует оснащать мастерскими соответствующего профиля.

Материаловедческие исследования в Херсонской государственной морской академии.

Научно-исследовательская лаборатория «*Полимерные композитные материалы в судостроении*» (далее Лаборатория) функционирует в Херсонской государственной морской академии при кафедре *технической механики, инженерной и компьютерной графики*. Лаборатория призвана в рамках выбранного научного направления решать все обозначенные выше проблемы, в том числе обеспечение исследований аспирантов и магистров, а так же научно-исследовательскую работу курсантов.

Цель деятельности Лаборатории:

– установить основные закономерности влияния энергетических полей и природы наполнителей на механизм структурообразования полимерных композитов и выдать рекомендаций по созданию на их основе функциональных покрытий для защиты технологического оборудования от коррозии и износа;

– поиск и проверка рабочих гипотез о связях основных физико-механических и теплофизических свойств композитов и разработка программного обеспечения для их проверки численными экспериментами.

Результатом разработок должна стать возможность прогнозирования с приемлемой для практики точностью одного или нескольких свойств композита на основании знания других достаточно хорошо исследованных.

Научное и практическое направление деятельности:

– разработка новых технологий и материалов с повышенными эксплуатационными характеристиками для защиты корпусов судов;

– исследование влияния воздействия физических полей на свойства композитных материалов;

- нанокompозиты и нанотехнологии в современной промышленности;

- использование информационных технологий при моделировании сложных систем и прогнозировании их свойств.

Задачи исследований:

– разработать методологические подходы к исследованию влияния энергетических полей (магнитного, ультразвукового, ультрафиолетового излучения) на свойства полимерных композитов;

– установить механизмы межфазового взаимодействия дисперсных и волокнистых наполнителей с полимерным связывающим на нано-, микро- и макроуровнях;

– исследовать влияние природы наполнителя на характеристики структуры внешних поверхностных слоёв на границе раздела фаз «полимер – наполнитель» (плотность, степень сшиваемости, геометрические размеры);

– выдать рекомендации по созданию на основе разработанных композитов защитных покрытий разного функционального назначения и осуществить их внедрение в промышленность.

На сегодня лаборатория обеспечена современным технологическим оборудованием для исследования структуры (ЕПР- и ИК-спектроскопия), физико-механических (разрывная машина, прибор Товарова, прибор Соклетта, ротационный вискозиметр), теплофизических (теплостойкость, ДТА, ДТГ, ТКЛР, диэлектрические характеристики) свойств и износостойкости (машина трения) полимерных композитных материалов.

Разработка эпоксидных защитных покрытий с повышенными эксплуатационными характеристиками. Композитные материалы (КМ) на основе полимеров обеспечивают необходимый комплекс физико-механических свойств, коррозионную и износостойкость, а также

– высокую ремонтпригодность за счет неоднократно восстановления поверхностей деталей композитными покрытиями. В этом направлении интересным является использование материалов на основе эпоксидных смол, которые, кроме указанных свойств, имеют значительную адгезию к металлической основе, технологичность при формировании в виде покрытий на поверхностях сложного профиля, развитую сырьевую базу.

Известные материалы, которые используют в виде полимерных матриц для защитных покрытий, имеют ряд недостатков. Это, в частности, значительная продолжительность технологического процесса полимеризации и многоступенчатый режим тепловой обработки, высокие показатели остаточных напряжений, что снижает физико-механические характеристики покрытий во время их эксплуатации. Поставленную задачу повышения физико-механических свойств и теплостойкости технологического оборудования, которое работает в условиях значительного градиента температур и циклических нагрузок решают за счет использования эпоксидного связующего, содержащего эпоксидную диановую смолу, пластификатор (полиэфир и полиэфиролигодиэфиракрилат) и отвердитель с таким соотношением компонентов, масс.ч.: эпоксидная диановая смола - 100, отвердитель - 12...14, пластификатор: полиэфир - 8...12, полиэфиролигодиэфиракрилат - 18...22.

Для сшивания эпоксидного связующего использовали отвердитель полиэтиленполиамин (ПЭПА), который вводили при стехиометрическом соотношении компонентов. Формирование композита на основе эпоксидной смолы ЭД-20 и пластификатора, содержащего полиэфир ПЭ-220 (8...12 масс.ч.) и полиэфиролигодиэфиракрилат ПДЕА-4 (18...22 масс.ч.) позволяет улучшить реологические свойства эпоксидных композиций и снизить остаточные напряжения в процессе эксплуатации покрытия. Эпоксидное связующее формируют и наносят на поверхность по такой технологии. Дозировка компонентов, гидродинамическое совмещения пластификаторов и ЭД-20 до получения однородной смеси, вакуумирование композиции в течение 40...60 мин, введение отвердителя ПЭПА. Полученную композицию в течение 10...20 мин наносят на предварительно обезжиренную поверхность методом пневматического распыления или используют как связующего для КМ. Указанный состав композиции и способ формирования защитного покрытия имеет технико-экономические преимущества по сравнению с известными материалами: высокие физико-механические свойства и теплостойкость за счет рационально подобранного состава ингредиентов, что обеспечивает оптимальную когезионную прочность композита; достаточные реологические свойства и низкие показатели остаточных напряжений. В дальнейшем на основе разработанного эпоксидного связующего формировали покрытия с высокими эксплуатационными характеристиками различного функционального назначения.

Покрытие 1. Основное назначение – повышение коррозионной стойкости технологического оборудования [1].

В основу разработки поставлена задача повышения физико-механических свойств, снижения остаточных напряжений в защитных покрытиях и повышения их коррозионной стойкости путем выполнения эпоксикомпозитного покрытия, содержащего адгезионный слой, состоящий из эпоксидной смолы, отвердителя, неорганического наполнителя и поверхностный слой, выполненный из композиции, содержащий эпоксидную смолу, пластификатор, отвердитель и неорганический наполнитель. Адгезионный слой содержит газовую сажу, а поверхностный слой содержит алифатическую смолу, феррит и оксид хрома, с таким соотношением ингредиентов в слоях, масс.ч.: адгезионный слой: эпоксидная диановая смола - 100, отвердитель - 8...12, неорганический наполнитель: газовая сажа (20...40 мкм) - 20...30; поверхностный слой: эпоксидная диановая смола - 100, алифатическая смола - 10...20, отвердитель - 11...12, неорганический наполнитель: феррит (60...80 мкм) - 80...100, оксид хрома (20...40 мкм) - 30...50. При формировании поверхностного слоя с целью улучшения физико-механических и технологических свойств эпоксидную матрицу пластифицировали алифатической смолой ДЭГ-1 (ТУ 6-05-1645-73). Композицию формируют и наносят на поверхность по такой технологии. Нанесение на металлическую основу адгезионного слоя, после этого наносят поверхностный слой. Причем адгезионный слой наносят толщиной 0,1...0,3 мм, формируют при температуре 313...333 К в течение 20...30 мин. После этого наносят поверхностный слой толщиной 1,5...2,0 мм с последующей выдержкой покрытия в течение 2 часов. при нормальных условиях и отверждении при температуре 393...398 К в течение 2,0...2,1 часов. Введение наполнителя в поверхностный слой осуществляют после обработки эпоксидного олигомера электрогидравлическим разрядом [1].

Покрытие 2. Основное назначение – увеличение межремонтного ресурса работы технологического оборудования [2].

В основу разработки поставлена задача повышения адгезионной прочности защитных покрытий технологического оборудования, путем выполнения защитного покрытия, содержащего эпоксидную смолу, пластификатор, отвердитель и минеральный наполнитель: частицы оксида меди и феррита с таким соотношением ингредиентов, масс.ч.: эпоксидная диановая смола – 100, отвердитель – 8...10, минеральный наполнитель: оксид меди (60...80 мкм) - 80...100, феррит (20...40 мкм) – 40...50. Введение основного наполнителя оксида меди и дополнительного – феррита при оптимальных концентрациях обеспечивает формирование устойчивой к седиментации системы с высокими тиксотропными и адгезионными свойствами. Композицию формируют и наносят на поверхность по такой технологии. Подготовка поверхности, которая заключается в обезжиривания и удалении загрязнений, окалины, ржавчины с использованием пескоструйной обработки. Формирование композиций: приготовление матрицы (дозировка компонентов и их смешивание) и подготовка наполнителей (очистка дисперсных частиц от примесей методом ультразвуковой обработки). После получения однородных фракций порошки просушивают в сушильном шкафу при температуре 323...353К течение 2 часов. После подготовки наполнителей и дозирования компонентов полимерной матрицы готовят композицию. В дальнейшем проводят обработку композиций внешними полями. Установлены режимы обработки композиций внешними полями при оптимальных концентрациях дисперсных частиц различной природы с целью повышения адгезионной прочности защитных покрытий: магнитная обработка композиции с последующим ее ультрафиолетовым облучением [2]. После перемешивания компонентов матрицы вводят отвердитель при стехиометрическом соотношении компонентов.

Покрытие 3. Основное назначение – повышение циклической прочности технологического оборудования [3].

Поставленную задачу повышения циклической прочности технологического оборудования решено путем выполнения защитного покрытия, содержащего эпоксидную смолу, пластификатор, отвердитель и минеральный наполнитель: цемент и газовая сажа с таким соотношением ингредиентов, масс.ч.: эпоксидная диановая смола - 100, отвердитель - 8...10, минеральный наполнитель: цемент (60...80 мкм) - 80...100, газовая сажа (20...40 мкм) - 20...40. Введение основного наполнителя цемента и дополнительного – газовой сажи при оптимальной концентрации обеспечивает формирование композита с высокими показателями адгезионной и когезионной прочности. Это, в свою очередь, обеспечивает высокие показатели циклической прочности системы «эпоксидное покрытие – основа» при эксплуатации технологического оборудования при динамических нагрузках. Композицию формируют и наносят на поверхность по такой технологии. Подготовка поверхности. Приготовление матрицы (дозировка компонентов: эпоксидная смола – полиэфиролигодиэфиракрилат ПДЕА-4 – полиэфирный лак ПЭ-220 в соотношении: 10:2:1 и их совмещение). Подготовка наполнителей в выбранных соотношениях и их модификация эпоксидной смолой при концентрации (2:1). Нагрев в печи наполнителя, модифицированного смолой в течение 30 мин до температуры 373 К. Выдержка в печи наполнителя в течение 60 мин при температуре 373 К. Охлаждение наполнителя в печи до комнатной температуры. Гидродинамическое совмещение наполнителя и пластифицированной эпоксидной смолы ЭД-20 (в течение 3 мин). Ультрафиолетовое облучение композиции в течение 30 мин. Охлаждение композиции при нормальных условиях с последующим введением отвердителя (в течение 10 мин). Термическое сшивание композиции в течение 120 мин.

Полученные экспериментальные результаты сравнительных испытаний физико-механических, теплофизических свойств, коррозионной стойкости и устойчивости к износу разработанных и известных защитных покрытий свидетельствуют о высоких эксплуатационных характеристиках и целесообразности использования новых материалов.

Выводы. Высокая эффективность применения новых покрытий подтверждена испытаниями в производственных условиях при защите от коррозии и износа оборудования химической, нефтеперерабатывающей, пищевой промышленности и судостроения. В упомянутых отраслях промышленности требования к защитным покрытиям особенно жесткие, поскольку технологическое оборудование в процессе эксплуатации подвергается одновременно постоянному воздействию атмосферных и агрессивных сред и гидроабразивного износа. Полученные результаты промышленных испытаний позволяет увеличить долговечность оборудования за счет

высокой устойчивости к износу и коррозионной стойкости, а также – в результате многократного восстановления разрушенных поверхностей полимеркомпозитами. Внедрение покрытий на предприятиях пищевой и химической промышленности обеспечивает увеличение межремонтного периода работы в 3,0...3,5 раза, повышение коррозионной стойкости оборудования в 2,5...2,7 раза, а устойчивости к износу – в 2,0...2,2 раза. Повышенные эксплуатационные свойства новых покрытий свидетельствуют об их высокой эффективности и необходимости расширения масштабов внедрения на предприятиях различных отраслей промышленности Украины.

1. Патент № 6884. Україна, МПК С09D163/00. Епоксикомпозитне покриття / М.В. Буряк, А.В. Букетов, П.Д. Стухляк, О.В. Тотосько, І.О. Чихіра, М.А. Долгов (Україна). – № 20041210409; Заявл. 17.12.2004; Опубл. 16.05.2005, Бюл. №5. – 6 с.
2. Патент № 6883. Україна, МПК С09D163/00, С23С14/00. Спосіб отримання епоксикомпозитного покриття / М.В. Буряк, А.В. Букетов, П.Д. Стухляк, О.В. Тотосько, І.В. Чихіра, В.З. Сай (Україна). – № 20041210406; Заявл. 17.12.2004; Опубл. 16.05.2005, Бюл. №5. – 6 с.
3. Патент № 68271. Україна, МПК С08L63/00. Епоксикомпозитне покриття / А.В. Букетов, П.Д. Стухляк, В.І. Бадищук, В.В. Левицький (Україна). – № 2003119904; Заявл. 04.11.2003; Опубл. 15.07.2004, Бюл. №7. – 6 с.

УДК 378.1

Г.Ю. Васильченко

Херсонська державна морська академія

КОНЦЕПЦІЯ ІНТЕРНЕТ-ПІДРУЧНИКА З ТЕХНІЧНОЇ МЕХАНІКИ, ІНЖЕНЕРНОЇ ТА КОМП'ЮТЕРНОЇ ГРАФІКИ

Описана концепція електронного Інтернет-Підручника по технічній механіці, інженерній та комп'ютерній графіці для технічних ВНЗ, його можливості та переваги перед традиційними посібниками. Розглянуто аспекти програмної реалізації змістовних частин підручника.

Ключові слова: *технічна механіка, інженерна і комп'ютерна графіка, організація навчання, програмні засоби, електронні підручники, базові шари елементів.*

Вступ. Сучасний етап соціально-економічних та політичних відносин в Україні ставить перед технічною освітою нові завдання з її удосконалення. Необхідність формування висококваліфікованих фахівців в сфері експлуатації морської техніки, які вміють творчо працювати, знаходити вихід з різних складних ситуацій та передбачати наперед можливі наслідки діяльності, диктує потребу у поліпшенні методик навчання, впровадженні в навчальний процес досконаліших форм та методів навчання, нових педагогічних технологій. Однією з головних особливостей нової епохи розвитку людства є інформація, як невичерпний, постійно відновлюваний ресурс, головна інтелектуальна цінність суспільства. Обчислювальна та комунікаційна техніка, телекомунікаційні мережі, бази і банки даних та знань, інформаційні технології, виробництво технічних засобів інформатизації, системи науково-дослідних установ та підготовки висококваліфікованих фахівців є складовими національної інформаційної інфраструктури і основними чинниками, що забезпечують економічне піднесення [1]. Неможливо подолати розрив у відставанні отриманих в сфері освіти знань, умінь та навичок від все зростаючих потреб виробничого характеру без використання засобів інформатики та обчислювальної техніки в навчальному процесі. Крім того, активне входження України в Болонську систему освіти передбачає реформування навчальних планів та робочих програм в бік збільшення часу який відводиться на самостійну роботу студентів, що також вимагає змін в організації навчання [2].

Актуальність дослідження. Характерним фактором розвитку вищої освіти є широке застосування в навчальній роботі нових інформаційних технологій навчання, про що йдеться у Законі "Про вищу освіту" та у концепції інформатизації освіти. Аналіз публікацій по застосуванню інформаційних технологій в освіті показав, що через величезне різноманіття й специфіку їхнього використання для різних дисциплін і різних видів навчальних закладів, у наш час немає точної загально визнаної класифікації комп'ютерних навчальних програм, однак, залежно від виду їхнього використання на заняттях з технічної механіки та інженерної і комп'ютерної графіки можливим є умовний розподіл у такий спосіб: демонстраційні програми, програми що навчають, програмні засоби для математичного моделювання, програмні засоби для контролю/тестування рівня знань, тренажери, інформаційно-довідкові системи, автоматизовані навчальні системи, електронні підручники, експертні навчальні системи, інтелектуальні навчальні системи [3, 4].

Особливе місце в цьому переліку займають електронні підручники [4] – навчальні програмні системи комплексного призначення, що надають студенту теоретичний матеріал, забезпечують тренувальну навчальну діяльність і контроль рівня знань, а також інформаційно-пошукову діяльність, математичне моделювання з комп'ютерною візуалізацією й сервісні функції за умови здійснення інтерактивного зворотного зв'язку.

Таким чином завданням дослідження є обґрунтування основних властивостей електронних підручників, як локальних, так і мережних.

Електронний підручник, також як і традиційний "паперовий", містить у собі, насамперед, навчальний матеріал, що містить основні дані про зміст технічної механіки та інженерної і комп'ютерної графіки; разом з тим, електронний підручник має ряд відмінних рис, які визначають його переваги в порівнянні із традиційною книгою:

– можливість моделювання і імітації процесів і явищ, які вивчаються;

© Г.Ю. Васильченко

– демонстрація візуальної навчальної інформації: використання кольорових зображень слугує для наглядного представлення матеріалу, полегшує його розуміння запом'ятовування, комп'ютерна анімація дозволяє збільшити швидкість передачі інформації студенту і підвищити рівень її розуміння;

– звуковий супровід є додатковим методом передачі інформації, дозволяє краще розуміти матеріал що вивчається, збагатити його коментарями викладача [4];

– відео – більш повним чином забезпечує наочну демонстрацію матеріалу, який вивчається поліпшує його сприймання [4];

– можливість швидких переходів між блоками матеріалу, який вивчається ;

– різнобічні сервісі послуги.

Крім розглянутих вище можливостей, електронні підручники дозволяють індивідуалізувати підхід і диференціювати процес навчання, забезпечити роботу студента у режимі самоконтролю, контролювати знання з діагностикою помилок і зворотним зв'язком, проводити експерименти в умовах віртуальної реальності, що дуже важливо при організації дистанційної форми навчання [5].

Мережне середовище породжує новий вид електронних підручників – електронні Інтернет-Підручники, що мають всі якості, властиві звичайним електронним підручникам, а додатково можливостями, що також мають, надавані Web.

Ми вважаємо що типову схему для електронного Інтернет-Підручника (наприклад, таку, як в [4]) можна доповнити можливостями Web і розглядати як основу для проектування його змісту з урахуванням особливостей кожної дисципліни («Інженерна і комп'ютерна графіка», «Теоретична механіка», Матеріалознавства», «Опір матеріалів», «Теорія машин та механізмів та деталі машин»). Підставою для такого висновку є аналіз освітньо-кваліфікаційних характеристик спеціальностей судномеханіки та електромеханіки Херсонської державної морської академії.

Базові шари елементів можуть бути такими.

Перший тип (значеннєві елементи): поєднує можливості, що дозволяють вивчити теоретичний матеріал дисципліни, закріпити отримані знання рішенням завдань, виконанням графічних і розрахункових робіт, проведенням комп'ютерних експериментів, проходженням проміжного й підсумкового контролю; наближає роботу з електронним підручником до традиційного процесу навчання [3].

Другий тип (можливості мультимедіа): включає супровід навчального матеріалу за допомогою відео, звуку, анімації, графіки, що дозволяє підвищити наочність матеріалу, що викладається, і інтерес до навчання.

Третій тип (інтерфейс, сервісні послуги): сюди включають можливості, що визначають структуру комп'ютерної навчальної системи й інтерфейс із користувачем – можливість організації багаторівневої системи меню, багатовікового інтерфейсу, системи гіпертекстових переходів, пошук по тексту, різні сервісні послуги (довідка, калькулятор, збереження проміжних результатів обчислення й ін.).

Четвертий тип (можливості Web): забезпечують інтерактивний зв'язок студента і викладача через Інтернет (від простої електронної пошти до організації off-line або on-line конференцій), організацію пошуку навчальної й наукової інформації в мережі Інтернет, використання посилань на роботи вчених в усьому світі й ін. можливості, що особливо важливо при організації дистанційного навчання.

Підручник призначається для технічних вищих навчальних закладів. Пропонується розробка двох версій підручника: дистанційна й локальна.

Локальна версія створюється для роботи з нею на автономній машині або в локальній комп'ютерній мережі. До складу локальної версії входять три перераховані вище додатки.

Особливість локальної версії полягає в тому, що для додатка "Теоретичний матеріал" розроблені два варіанти реалізації:

– реалізація 1 – курс лекцій, де теоретичний матеріал представлений лінійно (викладається послідовно), як у традиційному підручнику;

– реалізація 2 – конспект-довідник курсу, структурований по значеннєвих елементах, працювати з яким можна по гіперпосиланнях.

Дистанційна версія припускає роботу за допомогою глобальної інформаційної мережі Інтернет і структурно містить ті ж додатки. Однак, додаток "Теоретичний матеріал" дистанційної версії виконано лише у вигляді курсу лекцій. Додаток "Тести й завдання" і "Практикум" локальної й дистанційної версій електронного підручника практично повністю ідентичні, розходження

полягає в способі роботи з ними (автономна машина, локальна мережа або мережа Інтернет відповідно).

Слід зазначити, що обидві реалізації створені на базі того самого масиву теоретичного матеріалу, структурованого й доступного для використання різними способами: реалізація 1 дозволяє працювати із цим матеріалом традиційно, послідовно читаючи курс лекцій по технічній механіці, а реалізація 2 – нелінійно, використовуючи значеннєві гіпертекстові переходи, як у довіднику.

При роботі з додатком "Теоретичний матеріал" студенту пропонується вивчити теоретичний курс, що включає основні визначення, теореми, приклади рішення типових завдань. Після вивчення кожного розділу студент відповідає на ряд питань (самоконтроль). Відповіді, що вводяться, передаються назад додатку "Теоретичний матеріал", що повертає студенту результат.

При звертанні до додатка "Тести й завдання" студенту пропонується набір тестів і завдань, після рішення яких він уводить результат рішення що передається додатку "Тести й завдання". Відповіді студента аналізуються додатком, після чого йому повідомляється результат.

Взаємодія студента з додатком "Практикум" припускає участь тьютора (викладача) і зводиться до кроків: додаток надає студенту розрахунково-графічні роботи РГР, виконавши які студент передає їх тьютору. Правильність виконання РГР аналізується тьютором, результат повідомляється студенту. Тьютор може звертатися до додатка "Практикум" для уточнення питань, пов'язаних з виконанням РГР.

З викладеного можна зробити наступні висновки.

При створенні дистанційної навчальної системи по технічній механіці та інженерній і комп'ютерній графіці для технічних ВНЗ у вигляді електронного Інтернет-Підручника повинні бути забезпечені перераховані вище типові можливості. Особливу увагу варто приділити можливостям мультимедіа, а саме створенню комп'ютерних анімованих моделей, які наочно покажуть студентам повний цикл руху механізмів, що важливо для технічних ВНЗ. Четвертий тип можливостей (можливості Web) накладає додаткові умови на вибір основних форматів електронного Інтернет-Підручника й технології: повинна бути забезпечена не тільки їхня взаємна сумісність, але й сумісність із Інтернет-Середовищем.

1. Курганська Г.С. Система диференційованого навчання через Інтернет. - Іркутськ: Изд-У ЯРМУ, 2000. – С. 103.
2. Павловский В.Е., Невенчанная Т.О., Курганская Г.С., Пономарева Е.В. Концепция, структура, программная реализация интернет-учебника по теоретической механике. – ИПМ им. М.В.Келдыша РАН, Москва, 2003 – С. 28 – <http://www.resc.ru/analiz.html>.
3. Ю.Н.Ионова. Методичне, алгоритмічне, програмне забезпечення електронного підручника по теоретичній механіці: Дисс. канд. физ.-мат. наук. – М., 1995. – С. 151.
4. Зайнутдинова Л.Х. Створення й застосування електронних підручників (на прикладі загальтехнічних дисциплін). – Астрахань: Изд-У ЦНТЭП, 1999. – С. 363.
5. Курганская Г.С. Некоторые особенности методики применения информационных технологий в бизнес-образовании. Байкальский уч. компл. г.Иркутск– www.hecadem.irk.ru.

УДК 631.358

В.І. Василюк¹, З.О. Хопта²¹ВП НУБіП «Ніжинський агротехнічний інститут»²Луцький національний технічний університет**АНАЛІЗ РОБОТИ ПЕРЕХРЕСНОЇ ПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ ОБЕРТАЧА ЛЬОНУ***В статті наводиться аналіз роботи перехресної передачі обертача льону*

Ключові слова: *перехресна пасова передача, обертач, льон, шків ведучий, шків відомий, безкінечний ремінь, гвинтова лінія.*

Постановка проблеми: Обертачі льону з перехресними пасами широко використовуються в сільському господарстві, однак багато питань, які відносяться до роботи цих машин, досліджені не достатньо [1, 2, 3 4].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. По даній темі опубліковано багато робіт [1, 2, 3 4], але недостатньо опрацьоване питання про спільну роботу гілок пасової передачі.

Мета дослідження. Визначити закономірності при роботі перехресної пасової передачі.

Результати дослідження. Схема перехресної передачі представлена на рис. 1. Вона складається з ведучого шківа 1, веденого шківа 2 і безкінечного пасу 3 з пальцями (голками), необхідними для транспортування стебел; пас 3 містить ведучу гілку 3' і ведену гілку 3''. Вздовж каналу безкінечного пасу встановлені нерухомі зігнуті за гвинтовою лінією направляючі притискуючі прутики, що прижимають стебла до цього пасу. На схемі показані лише початкова $A'B'$ і кінцева $E'D'$ ділянки даних прутиків. При цьому стебла повертаються на кут 180° проти годинникової стрілки, якщо дивитись на них зі сторони шківа 2. На ділянці $E'D'$ стебла спускаються на землю в перевернутому стані.

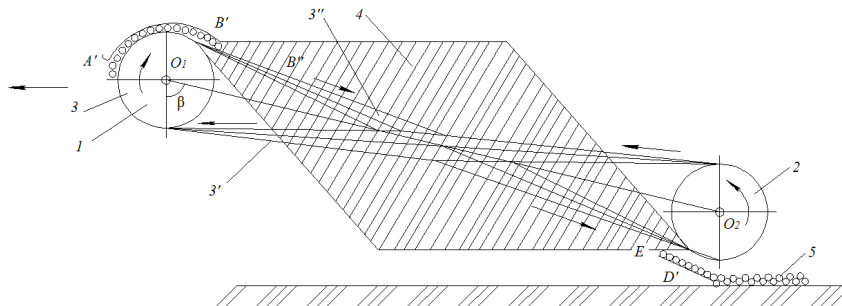


Рис. 1. Схема до аналізу роботи перехресної пасової передачі: 1 – ведучий шків, 2 – ведений шків, 3 – перехресний пас; 3' – ведуча гілка перехресного пасу, 3'' – відома гілка перехресного пасу, 4 – стеблова стрічка в процесі обертання, 5 – опущена та обернена стеблова стрічка

Як видно з рис.1, чим довша відстань $B'D'$, тим більший шлях проходять стебла у вільному стані, коли між пасом і направляючими прутиками затиснута тільки середина кожного стебла, яка складає близько 10% довжини стебла; це означає, що 90% кожного стебла рухаються у вільному просторі (в повітрі) і підсушуються. Таким чином, чим довший шлях $B'D'$ кожного стебла при обертанні і час його перебування в повітрі, тим краще розпушуються стебла.

Позначимо кількість стебел, лежачих на землі на 1 пог. м довжини поля, через $i_{ПМ}$, вимірюється в шт/м (або 1/м), а кількість стебел на 1 пог. м довжини гілки транспортера позначимо через $i_{ПТ}$, вимірюється це $i_{ПТ}$ також в шт/м (або 1/м). За 1 секунду машина (розпушувач) піднімає з землі $v_M i_{ПТ}$ стебел, де v_M - це швидкість руху машини, м/с. За цю ж секунду пас транспортера перемістить $v_{Тр} i_{ПТ}$ стебел по його довжині, де $v_{Тр}$ – швидкість перехресного пасу. Зважаючи на те, що кількість стебел $v_M i_{ПМ}$ і $v_{Тр} i_{ПТ}$ переміщалося за одиниці той же час, то їх можна порівняти. Тоді

$$v_M i_{ПМ} = v_{Тр} i_{ПТ} \quad (1)$$

© В.І. Василюк, З.О. Хопта

звідси

$$i_{\text{ПТ}} = i_{\text{ПТ}} \frac{v_M}{v_{\text{ТР}}} \quad (2)$$

Із отриманого рівняння видно, що кількість стебел на 1 пог. м довжини транспортера тим менше, чим менша швидкість v_M і чим більша швидкість $v_{\text{ТР}}$ (тобто чим тонший шар стебел на транспортері). А нам це і потрібно, так як при тонкому шарі стебел на транспортері стебла ці будуть швидше провітрюватись і підсушуватись. З врахуванням того, що $v_{\text{ТР}} = \frac{L_T}{t_{B'D'}}$, де L_T - довжина гілки (шляху) $B'D'$ транспортера, а $t_{B'D'}$ - час проходження стеблом шляху L_T , маємо:

$$i_{\text{ПТ}} = i_{\text{ПМ}} t_{B'D'} \frac{v_M}{L_T} \quad (3)$$

Дане рівняння показує, що чим більше довжина L_T , тим тонший шар стебел в транспортері, дякуючи чому шар цей буде краще провітрюватись і підсушуватись. В той же час надто збільшувати шлях L_T і продовжувати машину не можна, так як ускладнюється маневреність агрегата.

Кут β відхиляється від вертикалі лінії O_1O_2 , яка з'єднує центри O_1 ведучого шківів і O_2 веденого шківів транспортера, знаходиться з рівності:

$$\cos \beta = \frac{h_{O_1} - h_{O_2}}{L_{O_1O_2}}, \quad (4)$$

де h_{O_1} - висота центра O_1 ведучого шківів над землею, h_{O_2} - висота центра O_2 веденого шківів над землею, $L_{O_1O_2}$ - відстань від центра O_1 ведучого шківів до центра O_2 веденого шківів; ця відстань дещо більша відстані L_T .

Загальна кількість n_c стебел в струмені пасової передачі при її заповненні стеблами в один ряд і однаковим їх діаметром d_c рівно:

$$n_c = \frac{L_{O_1O_2}}{d_c}, \quad (5)$$

Ця формула приближена тому. Що відстань O_1O_2 не зовсім точно характеризує відстань $B'D'$ в пасовій передачі. В формулі (5) замість $L_{O_1O_2}$ можна підставити $L_{B'D'}$ (рис.1), але формула (5) всерівно не буде абсолютно точною, так як діаметри стебел завжди коливаються в певних межах.

Така взаємодія пасу, оснащеного голками, і направляючими прутиками зі стеблами. По даному принципу працює перехресна передача розпушувача. В цій передачі пас, повертаючись, постійно(непреривно) міняє своє положення в просторі; при такій зміні його положення міняється і положення стебел, які повертаються на кут до 180° .

Висновки. Чим довша робоча гілка $B'D'$ перехресного пасу, тим тонший шар стебел на стрічці транспортера і швидше провітрюються і підсушуються стебла. Стебла підсушуються швидше також при зменшенні швидкості руху машини.

1. Льноуборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др. – М.: Машиностроение, 1985. – С. 232.
2. Быков Н.Н., Луценко В.М., Смирнов В. И. Справочник механизатора – льновод. М.: Россельхозиздат, 1981. – С. 238.
3. Карпенко А.Н., Халанский В.М. Сельскохозяйственные машины. М.: ВО «Агропромиздат», 1989. – С. 528.
4. Хайлис Г.А, Теория льноуборочных машин. М.: ФГБНУ «Росинформагротех», 2011. – С. 322.

УДК 621.825

Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, І.М. Кучвара, І.І. Брошак

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

СИНТЕЗ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОСНАЩЕННЯ ДЛЯ НАВИВАННЯ ГВИНТОВИХ ЗАГОТОВОК

Розроблено структурний синтез пристроїв для навивання гвинтових заготовок (ГЗ) методом морфологічного аналізу. Розроблена морфологічна модель пристроїв для навивання гвинтових заготовок з покращеними експлуатаційними характеристиками і вибрано 5 конструкцій. Розроблена система синтезу ГЗ дозволяє при використанні відповідного програмного забезпечення (САПР) і встановлення відповідних обмежень розробляти і вибирати найбільш працездатні і раціональні конструкції в поєднанні з техніко-економічним обґрунтуванням гвинтових робочих органів.

Ключові слова: гвинтова заготовка; навивання; оправка; притискний механізм; синтез; комбінації.

Постановка проблеми. Гвинтові робочі органи широко використовують у різних галузях народного господарства – для змішування, транспортування і необхідного переміщення сипких сільськогосподарських культур, будівельних матеріалів, харчових та фармацевтичних продуктів, металевої стружки, приготування сумішей для виготовлення абразивних інструментів тощо. Тому для забезпечення високої продуктивності виготовлення гвинтових робочих органів необхідно використовувати високопродуктивні пристрої для навивання гвинтових заготовок.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питанням технології виготовлення гвинтових заготовок (ГЗ) присвячені праці Гевко Б.М. [1], Пилипця М.І. [2], та інших, а питанням морфологічного аналізу систем Одріна В.М. [3], теорії технічних систем – Кузніцова Ю.М. [4], основам інженерної творчості – Половинкіна А.І. [5], та інші. Проте питання синтезу пристроїв для навивання гвинтових заготовок з розширеними технологічними можливостями потребують свого вирішення.

Метою роботи є проведення синтезу пристроїв для навивання гвинтових заготовок методом морфологічного аналізу для отримання конструкцій з покращеними техніко-економічними характеристиками.

Реалізація роботи. Процес навивання спіралей із стрічки з неперервним її сходженням з оправки (рис. 1) полягає в тому, що активні сили тертя, що виникають від дії калібрувальної частини притискного згинного ролика, здійснюють захоплення і просування стрічки.

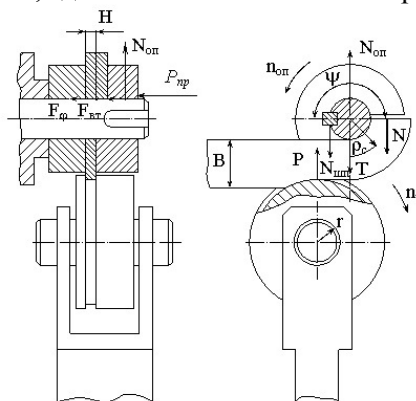


Рис. 1. Розрахункова схема процесу неперервного формоутворення навивних заготовок

У процесі навивання одного неповного витка, коли сила підтискання Q захоплювальної втулки достатня, умови згинання в пристрої практично такі ж, як і в навиванні на гвинтову оправку. На поверхні втулки виникають зусилля тертя F від осьової сили Q . В подальшому під впливом навитих витків втулка, що захоплює стрічку, відсувається і витки стрічки, розміщені між втулками, сприймають зусилля притискання. При цьому виступ напямної втулки заважає

притисканню стрічки безпосередньо в зоні згинання, тобто умови згинання стрічки практично такі ж, як при навиванні на гвинтову оправу протягом усього процесу.

Осьова сила притискання Q при навиванні ГЗ утворюється від сил тертя осьового переміщення захоплювальної втулки і витків, що сходять. З урахуванням умов навивання приймаємо, що зусилля розтягування в навитій частині спіралі постійне. Тоді сила тертя в процесі переміщення втулки вздовж оправу (рис. 1) визначається за формулою

$$F_{BT} = \mu_0(N_{ШП} + N_{ОПР}), \quad (1)$$

де μ_0 – коефіцієнт тертя полоси по оправці;

$N_{ШП}$ – нормальне зусилля в шпонковому з'єднанні;

$N_{ОПР}$ – нормальне зусилля контакту з'єднання оправка-втулка;

Для ефективного процесу навивання необхідно, щоб у початковий момент осьове зусилля від тертя втулки, яке є складовою сили осьового підтискування, було максимальним.

Якщо зусилля осьового розтягу N буде визначено згідно з [1], то з умови рівності моментів знаходимо

$$N_{ШП} = N \frac{P_C}{r}, \quad (2)$$

де P_C – радіус прикладання сили N ;

r – радіус оправу.

Відповідно до цього нормальне зусилля в зоні контакту рухомої втулки і оправу буде рівним:

$$\bar{N}_{ОПР} = \bar{N}_{ШП} + \bar{N}, \quad (3)$$

де N – поздовжня сила розтягування стрічки.

Звідси

$$N_{ОПР} = \sqrt{1 + \frac{P_C^2}{r^2} - 2 \frac{P_C}{r} \cos \psi} N, \quad (4)$$

де ψ – контактне кутове зміщення між кріпильним і шпонковим пазами.

Відповідно сила тертя в процесі переміщення втулки вздовж оправу, а максимальне значення F_{BT} буде для конструкцій пристосувань, контактне кутове зміщення в яких набуває значення $\varphi = \pi$.

Тоді залежність (1) набуває вигляд

$$F_{BT} = \mu_0 \left(3 + \frac{2B}{d_0} \right) N, \quad (5)$$

де B – ширина стрічки;

d_0 – діаметр оправу.

Розтягувальне зусилля NR усталеного процесу навивання визначається, згідно з [1], залежністю

$$N_R = \left(\beta_\sigma \frac{H_0}{3} \right) \frac{\left(\delta_{TO} + \Pi \ln \sqrt{\frac{R}{r}} \right) \sqrt{\frac{R}{r}} (R^2 + 2r\sqrt{Rr} - 3Rr) (\mu_p + \mu_0)}{l + \mu_p (R - \sqrt{Rr}) + \mu_0 (r - \sqrt{Rr})}, \quad (6)$$

де m_p – приведений коефіцієнт тертя на обтискному ролику;

β_σ – коефіцієнт, що залежить від співвідношення головних напружень;

μ_p – коефіцієнт тертя в місці прикладення поперечної сили;

μ_0 – коефіцієнт тертя полоси по оправці;

R – зовнішній радіус витка;

r – внутрішній радіус витка;

l – плече прикладення сили.

Згідно з результатами експериментальних досліджень зусилля навивання P і розтягувальна сила N досягають свого максимуму (P_{max} та N_{max}) в момент прокручування оправки на $1/6 \dots 1/4$ оберту, а далі практично залишаються незмінними.

Отже, на першому етапі зростає сила P у межах від P_{PP} до P_{MAX} , де P_{PP} – сила радіального притиску. Відповідно N буде збільшуватися від $N_{MIN}(\mu_p + \mu_0)$ до N_{MAX} приблизно за лінійною залежністю, а напруження від обтиску стрічки змінюються від $\sigma_{po} = \frac{P_{PP}(\mu_p + \mu_0)}{H_0 r^4 \sqrt{\frac{R}{r}}}$ до $\frac{N}{H_0 r^4 \sqrt{\frac{R}{r}}}$.

Отже, сила тертя від осьового переміщення першої чверті витка буде

$$F^{\frac{\pi}{2}} = \mu_0 H_0^4 \sqrt{\frac{R}{r}} \left(\frac{\sigma_{ro} + \sigma_{\frac{\pi}{2}}}{2} \right) \frac{\pi r}{2} = \mu_0 \frac{\pi}{4} (P_{PP}(\mu_p + \mu_0) + N). \quad (7)$$

Далі на біглій ділянці з параметром φ , в межах від $\frac{\pi}{2}$ до φ , сила тертя буде рівна

$$F_\varphi = \left(\varphi - \frac{\pi}{2} \right) \mu_0 N. \quad (8)$$

У процесі навивання стрічки на оправу, довжина нейтрального шару деформацій із радіусом $P_{II} \approx \sqrt{Rr}$ буде незмінною, звідси швидкість подачі заготовки в зону деформацій буде наступною

$$v_s = \frac{\pi n \sqrt{Rr}}{30}, \quad (9)$$

де n – частота обертання.

Довжина зони пластичного деформування нижнього ребра стрічки, на якій виникає реакція T , що протидіє згинній силі P ($T = P$), буде

$$l = \frac{P}{H\sigma_T} \sqrt[4]{\frac{R}{r}} = \frac{N}{H\sigma_T(\mu_p + \mu_0)} \sqrt[4]{\frac{R}{r}}. \quad (10)$$

Швидкість сходження навитої заготовки з оправки (вздовж осі OZ) буде

$$V_Z = \frac{nH}{60} \sqrt[4]{\frac{R}{r}}. \quad (11)$$

Силу F_{PZ} за [1] можна подати як складову рівнодійної F_p вздовж осі Oz:

$$F_{PZ} = \mu P \sin \delta, \quad (12)$$

де δ – кут нахилу рівнодійної F_p до площини навивання.

Отже, в загальному випадку сила зміщення витків уздовж вісі Oz із сторони клинної поверхні буде дорівнювати

$$Q = F_{BT} - F_{\frac{\pi}{2}} + F_{\varphi} + F_{P2} = \mu_0 N \left(3 + \frac{2B}{d} + \frac{\pi}{4} \frac{P_{PP}(\mu_P + \mu_O)}{N} + \varphi - \frac{\pi}{4} + \sin \delta (\mu_P + \mu_O) \right) = \mu_0 P \left[\sin \delta + \frac{\left(3 + \frac{\pi P_{PP}}{4P} + \frac{\pi}{4} + \varphi + \frac{B}{d} \right)}{\mu_P + \mu_O} \right]. \quad (13)$$

Спроектований технологічний процес неперервного навивання заготовок НЗ на підставі проведених теоретичних викладок дає змогу їх отримувати для виготовлення та відновлення деталей і спіралей шнеків у різних типах виробництв, а також в умовах ремонтних майстерень.

Важливим питанням проектування оснащення для навивання гвинтових заготовок є пошук їх удосконалених конструкцій для досягнення високих показників продуктивності і якості навивних операцій, а також розширення технологічних можливостей.

Одним із шляхів вирішення завдання створення нових конструкцій пристроїв для навивання гвинтових заготовок є втілення прогресивних методів пошуку нових технічних рішень на ранніх стадіях конструкторської підготовки виробництва. Цього можна досягти при використанні морфологічного аналізу, який на четвертому етапі передбачає синтез варіантів об'єкта, що на основі складеної морфологічної матриці дає можливість отримати повну кількість рішень [3]:

$$N = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot \dots \cdot K_j = \prod_{j=1}^n K_j, \quad (14)$$

Проте кількість отриманих варіантів у результаті такого синтезу є дуже великою, що утруднює пошук найбільш раціональних рішень. Тому доцільно скористатись методом синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу. Цей метод базується на морфологічному аналізі [3], проте він передбачає поділ механічної системи на певну кількість ієрархічних рівнів (як правило 3) з віднесенням до кожного окремих конструктивних елементів системи. Даний метод передбачає розчленування загальної задачі на часткові та проведення пошуку раціонального рішення у часткових областях пошуку з подальшим їх компонуванням. Так до першого ієрархічного рівня слід віднести ті конструктивні елементи механічної систем, які безпосередньо впливають на якість і продуктивність виконання технологічного процесу (елементи першого порядку). До другого ієрархічного рівня слід віднести конструктивні елементи, що допомагають реалізовувати функції відповідної механічної системи і мають опосередкований вплив на виконання технологічного процесу (елементи другого порядку). До третього ієрархічного рівня слід віднести конструктивні елементи, які є необхідні для роботи механічної системи, але не мають впливу на реалізацію технологічного процесу (елементи третього порядку). Ці конструктивні елементи при компонуванні механічної системи слід вибирати в першу чергу виходячи із економічної доцільності (їх ціни та вартості експлуатації). Генерування альтернатив пропонованим вдосконалим методом передбачає проведення генерації альтернатив на окремих ієрархічних рівнях, або й у межах окремих конструктивних елементів, починаючи з вищих рівнів. На наступному етапі до вибраних на цих рівнях конструктивних рішень проводиться добір можливих альтернативних варіантів конструктивних елементів з нижчих рівнів, що забезпечує отримання найбільш раціональних конструктивних рішень при значно менших витратах зусиль та часу, ніж при використанні морфологічного аналізу. При використанні запропонованого методу синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу кількість варіантів визначатиметься за формулою:

$$N_{IT} = (K_{11} \cdot K_{12} \cdot K_{13} \cdot K_{1i}) + (K_{21} \cdot K_{22} \cdot K_{23} \cdot K_{2i}) + \dots + (K_{z1} \cdot K_{z2} \cdot K_{z3} \cdot K_{zi}) = \sum_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_i. \quad (15)$$

Розглянемо модель пристрою для навивання гвинтових заготовок, зображену на рис. 2. Згідно запропонованого групування до першої ієрархічної групи слід віднести такі конструктивні елементи: 1 – конструкція оправки; 2 – притискний механізм; до другої ієрархічної групи: 3 – пристрій для затискання кінця заготовки; до третьої ієрархічної групи: 4 – привід обертання.

Відповідно при кодуванні використаємо наступну схему кодів конструктивних елементів гвинтових транспортерів з використанням символу «i» (де «i» змінюється в межах від 1 до ∞): 1_i – конструкції оправок; 2_i – конструкції притискних механізмів; 3_i – конструкції пристроїв для затискання кінця заготовки; 4_i – варіанти приводів обертання. Якщо в конструкції міститься декілька ідентичних конструктивних елементів, то їх кількість доцільно записати відповідним степенем, наприклад: дві конструкції притискних механізмів - (2₁₂)², а якщо міститься декілька різних конструктивних елементів одного виду, то їх доцільно записати наступним чином: дві оправки - (1₇ ∪ 1₉₂).

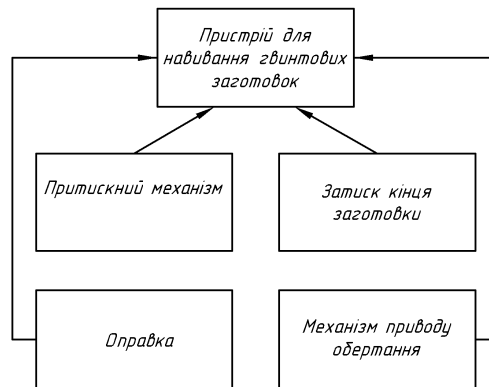


Рис. 2. Структурна схема пристрою для навівання гвинтових заготовок

В результаті генерування альтернатив конструкцій, на першому ієрархічному рівні одержано такі альтернативи (рис. 3):

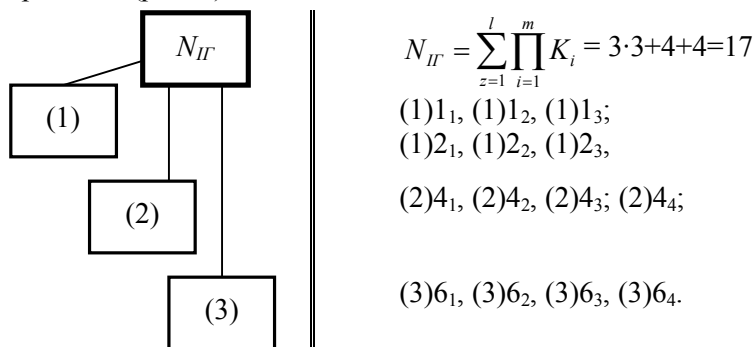


Рис. 3. Модель механічної системи «пристрій для навівання ГЗ»: (1) – перший ієрархічний рівень; (2) - другий ієрархічний рівень; (3) - третій ієрархічний рівень

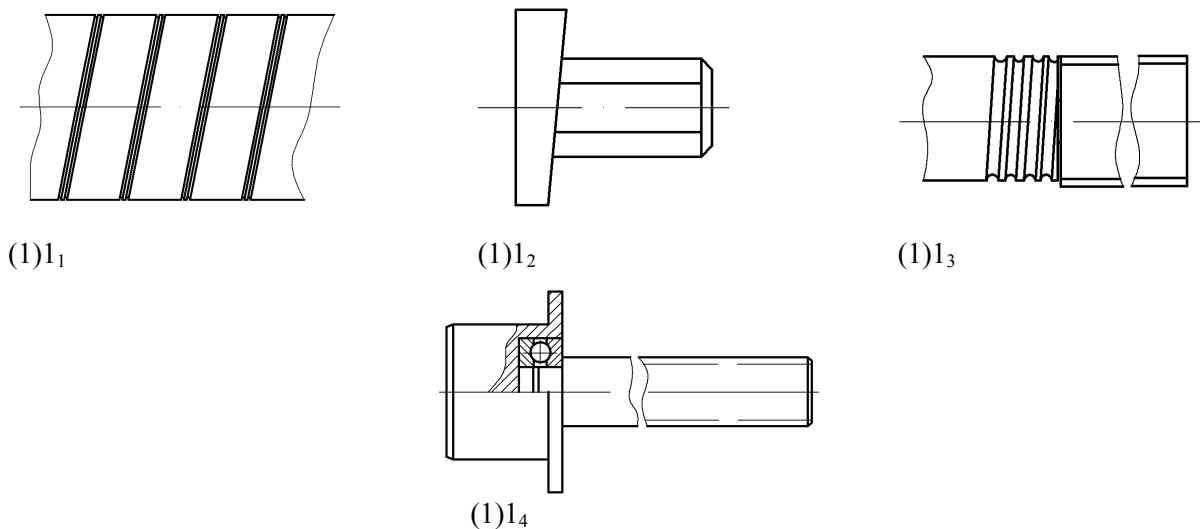


Рис. 4. Варіанти конструкцій оправок

- для першого ієрархічного рівня: (1)1₁ - (1)1₃ (рис. 4); (1)2₁ - (1)2₉ (рис. 5);
- для другого ієрархічного рівня: (2)4₁ - (2)4₄;
- для третього ієрархічного рівня: (3)6₁ - (3)6₄.

Приклади компоновань конструктивних елементів першого ієрархічного рівня представлені на рисунку 4.

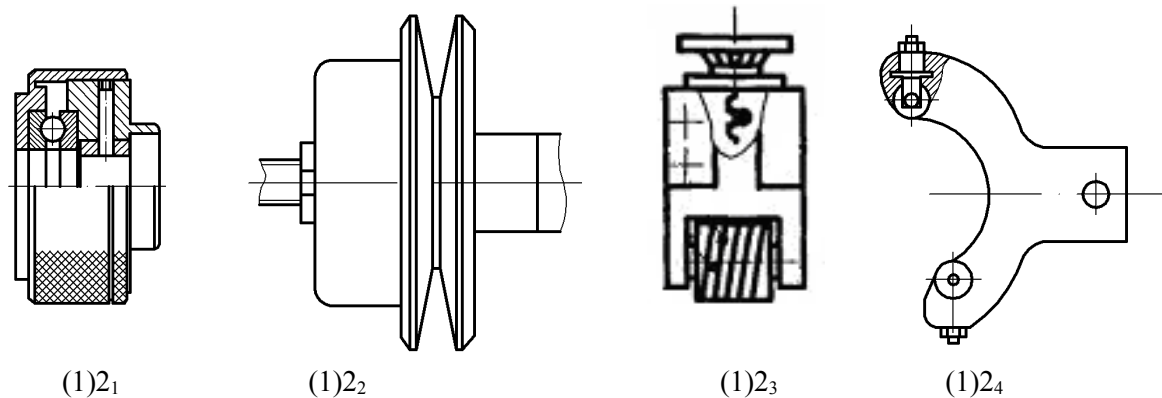


Рис. 5. Варіанти конструкцій притисних роликів

Якщо при синтезі альтернативних конструктивних варіантів пристроїв для навивання гвинтових заготовок використовувати традиційний метод морфологічного аналізу, то кількість альтернатив становитиме: $N = \prod_{j=1}^n K_j = 144$ варіанти, що майже у 9 разів більше, ніж при використанні запропонованого методу синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу: $N_{II} = \sum_{z=1}^1 \prod_{i=1}^m K_i = 17$. Це вказує на доцільність використання запропонованого методу, що значно полегшує перебір альтернатив та пошук найкращих.

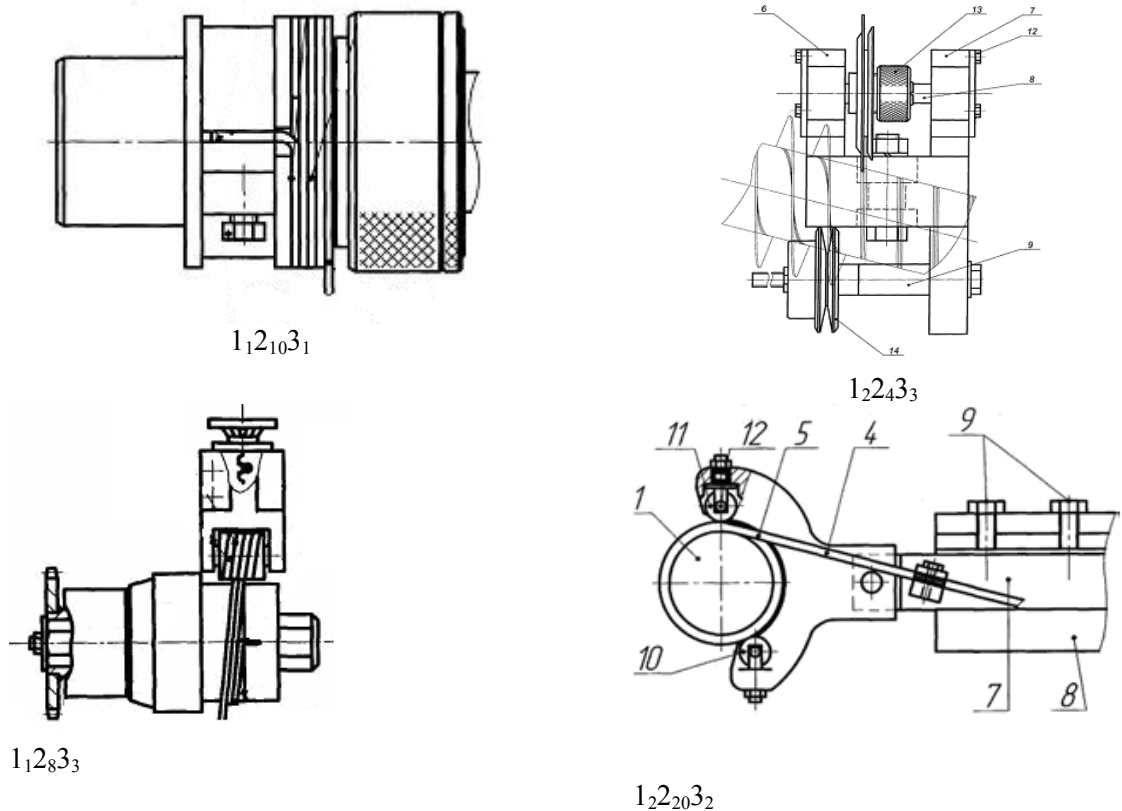


Рис. 6. Приклади компоновань конструктивних елементів першого ієрархічного рівня

В результаті синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу було згенеровано працездатні конструкції альтернативних варіантів пристроїв для навивання гвинтових заготовок (рис. 7), які захищені патентами України на винаходи.

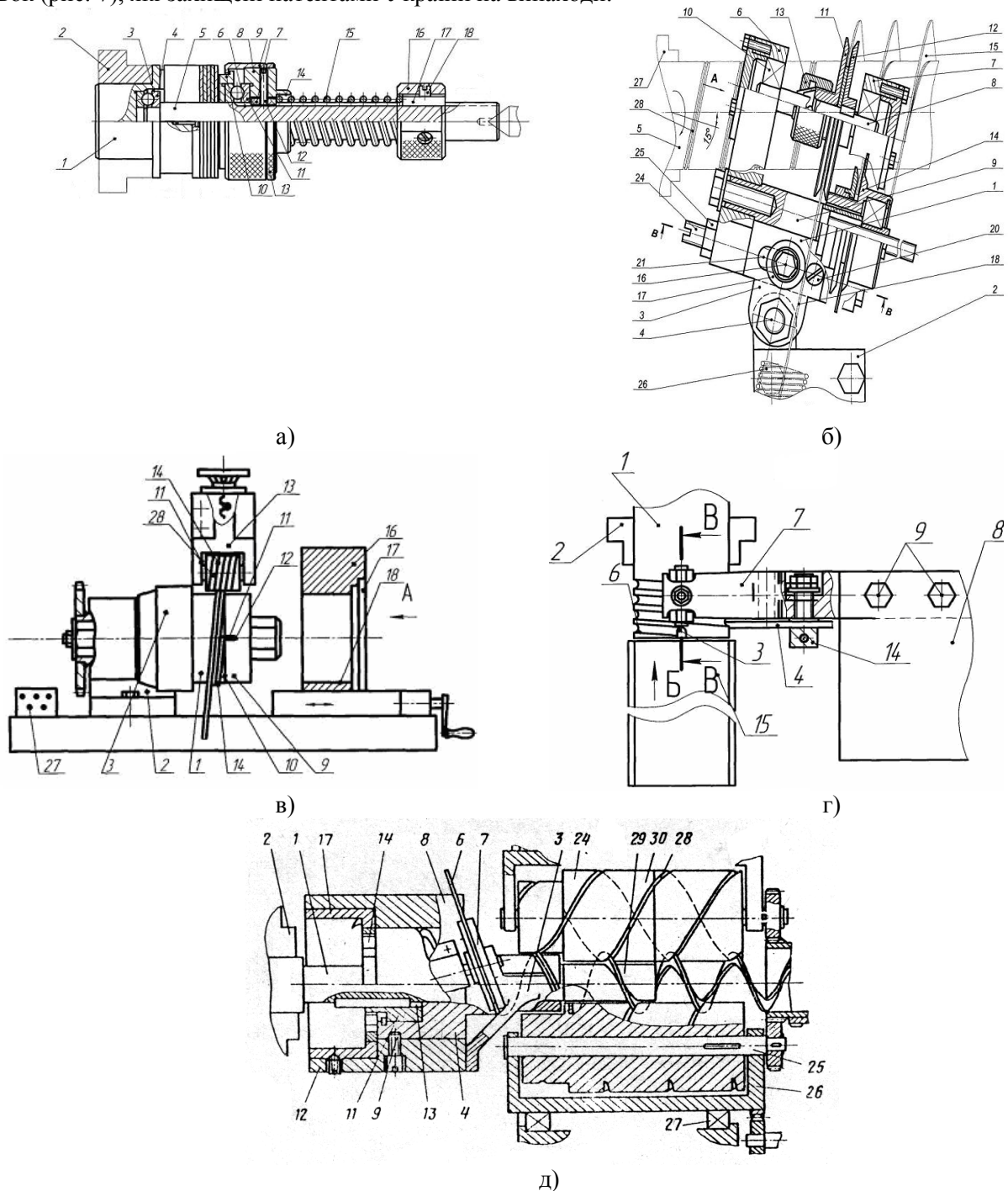


Рис. 7. Синтезовані конструкції пристроїв для навивання гвинтових заготовок, захищених патентами України: а) №65681; б) № 48611; в) №37301; г) №36854; д) №1563807

Висновок. Розроблені конструкції пристроїв для виготовлення гвинтових заготовок для серійного і крупно серійного виробництва.

Виведені аналітичні залежності для визначення силових, конструктивних і технологічних параметрів при виготовленні ГРО сільськогосподарських та інших машин і механізмів.

Запропоновано спосіб структуризації конструкцій пристроїв для навивання гвинтових заготовок і методику їх вдосконалення на основі дослідження властивостей елементів їх структури відповідно до теорії синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу.

1. Гевко Б.М. та інші Технологічні основи формоутворення різнопрофільних гвинтових заготовок. Тернопіль 2009 ТДТУ, 454 с.
2. Пилипець М.І. Теоретичні передумови процесу неперервного навивання спіралей шнеків// Сільськогосподарські машини. Зб. наук. статей. Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ. – 1997. – Вип. 3. – С. 120 – 128.
3. Кузнецов Ю.М. Теорія технічних систем [Текст] / Ю.М. Кузнецов, І.В. Луців, С.А. Дубиняк – Київ-Тернопіль, 1997 – 310 с.
4. Половинкин А.И. Основы инженерного творчества: Учеб. пособие для студентов вузов. [Текст] / А.И. Половинкин – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
5. Одрин В.М. Морфологический анализ систем: Построение морфологических матриц [Текст] / В.М. Одрин, С.С. Картавов – К.: Наукова думка, 1977. – 183 с.
6. Пат. №65681. Україна, МПК В21D 11/06 Пристрій для намотування смуги на оправку / Пономаренко С.В., Стефанів В. М., Данильченко Л.М., Волошин В.Н., Ляшук О.Л., Гевко І.Б. заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u201106716; заявл. 12.12.2011; опубл. 12.12.2011., Бюл. № 23.
7. Пат. № 48611. Україна, МПК В21D 11/06 Пристрій для неперервного навивання різнопрофільних гвинтових заготовок на оправку / Пономаренко С. В., Палюх А. Я., Ляшук О. Л., Гевко І. Б., Івасечко Р. Р. заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u200910218; заявл. 08.10.2009; опубл. 25.03.2010., Бюл. № 6, 2010 р.
8. Пат. № 368541. Україна, МПК В21D 11/06 Пристрій для неперервного навивання гвинтових заготовок / Ляшук О.Л., Палюх А.Я., Івасечко Р.Р., Гевко І.Б., заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u200806852; заявл. 19.05.2008; опубл. 10.11.2008., Бюл.№ 21, 2008 р.
9. Пат. № 37301. Україна, МПК В21D 11/00 Пристрій для навивання і калібрування гвинтових заготовок / Ляшук О.Л., Палюх А.Я., Івасечко Р.Р., Гевко І.Б., заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u200807191; заявл. 23.05.2008; опубл. 25.11.2008, Бюл. № 22, 2008 р.
10. АС № 1563807. СРСР, МПК В21D11\06 Устройство для непрерывной навивки спирали шнуков / Гевко Б.М., Пыльпец М.И., Рогатынский Р.М., Дубык О.И., заявник і власник патенту Тернопольский филиал Львовского политехнического института им. Ленинского комсомола. – № 4386619/31-27; заявл. 18.01.1988; опубл. 15.05.1990, Бюл.№18, 1990 р.

УДК 621.867

Гевко Б.М.¹, Павельчук Ю.Ф.², Гевко І.Б.¹, Дзюра В.О.¹¹ Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя.² Каменець-Подільський агротехнічний університет

ТЕХНОЛОГІЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ПРОЕКТУВАННЯ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ПРОТРУЮВАЧІВ

Приведена удосконалена конструкція протруювача насіння, яка забезпечує мінімальні енергетичні параметри їх при проектуванні і при експлуатації. Розроблена методика і технологічні передумови проектування гвинтових робочих органів (ГРО) протруювачів. Виведені аналітичні залежності для визначення раціональних конструктивних параметрів ГРО з метою зменшення зусилля їх транспортування при протруюванні і не травмування насіння.

Ключові слова: протруювання, протруювачі насіння, гвинтові робочі органи, методика проектування.

Постановка проблеми. Відбудова економіки України на ринкових засадах потребує створення умов підвищення ефективності діяльності в агропромисловому комплексі. Проте проблема підвищення врожайності сільськогосподарських культур потребує якісної підготовки насіння до посіву і його захисту від шкідників і хвороб. Протруювання – обов'язкова операція при вирощуванні сільськогосподарських культур. Вона проводиться з метою захисту насіння від хвороб та шкідників. Протруювання запобігає появі і поширенню багатьох захворювань рослин у період їх росту.

Розрізняють хімічне протруювання і термічне знезаражування. Хімічне протруювання проводять безпосередньо перед сівбою, або завчасно. Воно полягає в обпилюванні насіння сухими порошкоподібними, або змочуванні його рідкими пестицидами. Залежно від цього розрізняють сухе, мокре та зволене (напівсухе) протруювання. При сухому відбувається зниження розпилення пестицидів, тому його застосовують тільки з одночасним зволоженням зерна і пестицидів (додають не більше 1-2 % води з клейкими речовинами)

Крім цього важливою є проблема не травмування насіння, яке пов'язане з зусиллям їх транспортування і протруювання ГРО. Тому для забезпечення ефективного виконання технологічного процесу підготовки передпосівних насінєвих матеріалів необхідно зменшити зусилля подачі насіння при протруюванні і їх не травмування.

Аналіз відомих досліджень і публікацій. Розроблення конструкцій і методик розрахунку і проектування протруювачів насіння і їх гвинтових робочих органів присвячені праці Сисоліна В.П. [1], Войтюка Д.Г. [2], Клеціна М.І. [3], Гевко Б.М., Рогатинського Р.М. [4] та багатьох інших. Однак цілий ряд питань, що стосуються проектування окремих гвинтових робочих органів протруювачів насінєвого матеріалу потребують свого вирішення, так як кожен із них має свою специфіку проектування.

Мета роботи. Метою роботи є розроблення технологічних умов проектування ГРО протруювачів насіння на основі енергоощадних технологічних процесів їх проектування і їх роботи і не пошкодження насінєвого матеріалу. При цьому необхідно враховувати особливості технології їх виробництва і відновлення і технології сільськогосподарського виробництва при протруюванні насіння.

Робота виконується згідно постанови Кабінету Міністрів України "Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентноспроможною технікою" на 2010...2015 роки.

Результати досліджень. Враховуючи особливості конструкції ГРО протруювачів насіння слід відмітити, що висота витків є не великою і вона складає 20...50 мм. Тому такі гвинтові елементи (ГЕ) доцільно виготовляти енергоощадними технологіями – навиванням на оправку [4]. При цьому собівартість виготовлення, в порівнянні з прокатуванням, є в 3...7 разів меншою, а надійність і їх довговічність є у 1,5...2,2 рази більша ніж прокатних.

Крім цього, як показує практика [5] виготовлення ГЕ з малим внутрішнім діаметром до 20 мм є економічно доцільним тільки навиванням.

Розроблені технологічні процеси навивання дають можливість виготовляти ГЕ висотою співвідношення висоти витка „ h ” до товщини заготовки в $h/b=10\dots 20$. Так в машинобудуванні для виготовлення ГЕ використовують заготовки мінімальної товщини 1,5...2,5 мм. З сталі 08 КП, Ст 3, нержавіючих високопластичних сталей то висоту витка можна досягати в межах 20...30 мм., а відповідно мінімальний діаметр ГРО може знаходитись в межах 35...60 мм., при холодному навиванні, що є прийнятно при виготовленні ГРО протруювачів насіння, а при гарячому навиванні значно більшим.

Енергоощадний протруювач насіння зображено на фіг. 1, який виготовлено у вигляді завантажувального шнека 1, бункера для насіння 2 з розподільним диском 3, встановленого у

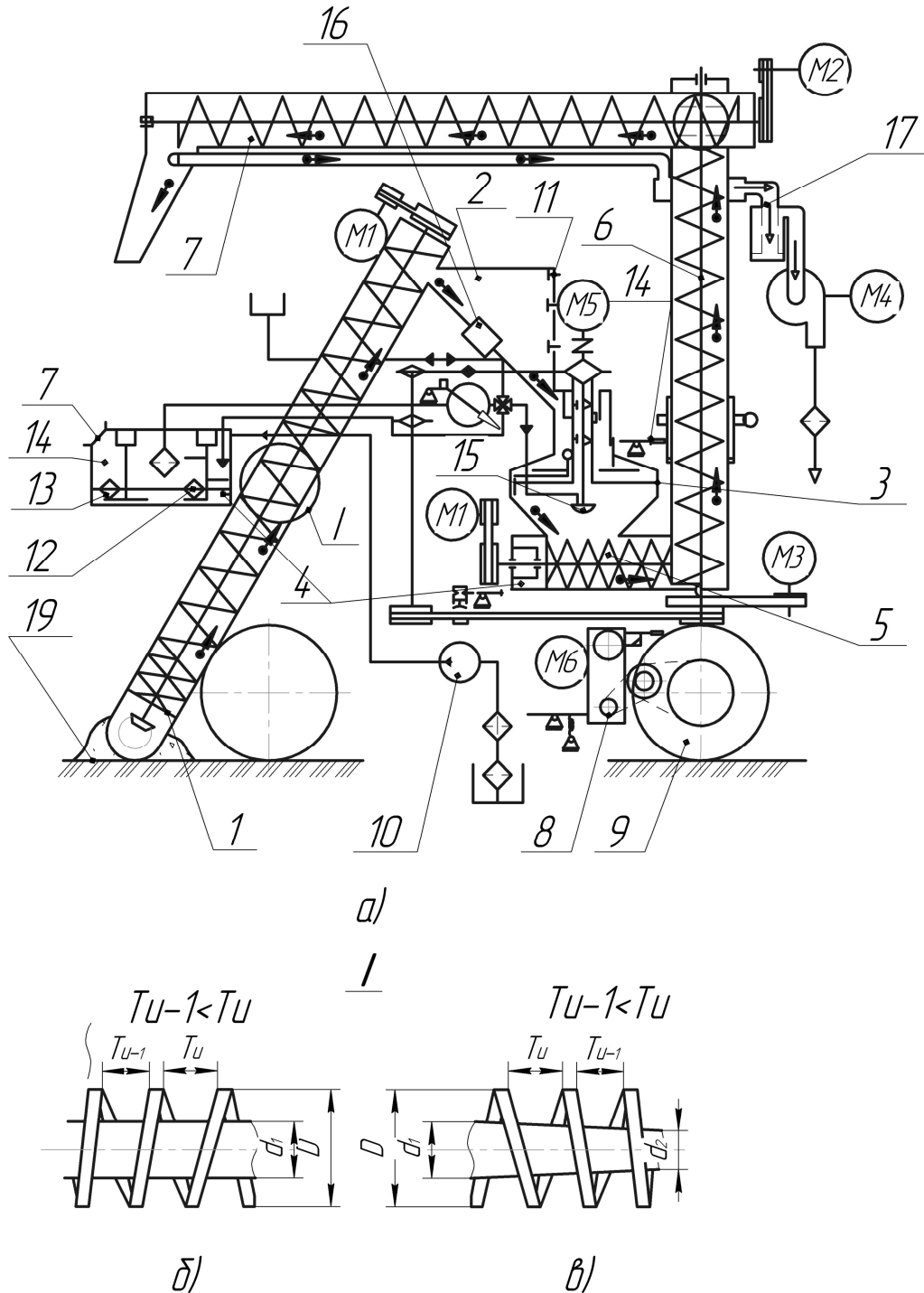


Рис. 1. а) Енергоощадний протруювач насіння; б) гвинтові робочі органи циліндричної форми зі змінними кроками; в) гвинтові робочі органи циліндричної форми з конічними валами

камері протруювання 4, та вивантажувального 5 шнека, який подає протруєне насіння у проміжний (вертикальний) шнек 6. Для приготування суспензії використовують резервуар 7 з протруєною рідиною (суспензією), пульта конвеєра (на кресленні не показано). Усі складальні одиниці машини змонтовані на рамі (на кресленні не показано) і само приводного приводу 8, яка встановлена на чотирьох пневматичних колесах 9.

Суспензію готують в резервуарі 7, в яких через горловину за допомогою спеціального пристрою завантажують в необхідних кількостях пестициди, клеї та стимулюючі речовини, а насосом 10 подають воду до рівня верхнього датчика 11. В разі необхідності суспензію нагрівають електронагрівачем 12. Насіння завантажують в бункер 2 завантажувальним шнеком 1 до рівня верхнього датчика 11. З бункера 2 насіння надходить у камеру протруювання 4 на диск 3, що обертається і рівномірно розподіляється за периметром камери у вигляді падаючого кільцевого потоку. Для регулювання кількості насіння, що надходить у камеру 4 використовують важіль 13. Для розпилювання суспензії використовують дозатор 14, який подає її на ротаційний розпилювач 15, що обертається.

Протруєне насіння за допомогою шнека 5 камери 3 переміщується у вивантажувальний (вертикальний) шнек 6, який обертають черв'ячною передачею навколо осі проміжного (вертикального) шнека, який можна нахилити гвинтовою передачею у вертикальній площині на 15° в обидва боки.

Для активної подачі насіння з бункера 2 під ним знизу жорстко встановлено вібратор 16 відомої конструкції і відомим способом, який сприяє інтенсивній подачі насіння в зону протруювання.

Для очищення повітря від забруднення використовують вентилятор 17 з необхідною апаратурою.

Робота енергоощадного протруювача здійснюється наступним чином. Зерно 19 за допомогою завантажувального шнека 1, в якого зовнішній діаметр є найменший із всіх інших, які є в машині, а між виткові кроки рівномірно збільшені по мірі підйому вгору, що забезпечує зменшення енерговитрат і зменшення травмування насіння. Далі зерно поступає в бункер 2 і його завантажують у камеру протруювання 4 на диск 3 і цьому процесу сприяє вібратор 16, який встановлений внизу під бункером 2. При обертанні диска 3, на якому воно розміщується рівномірно по периметру, здійснюється дрібнодисперсне розпилювання суспензії і створює коловий факел капель, який протрує зерно. З камери протруювання 4 протруєне зерно за допомогою шнека 5 переміщується у проміжний (вертикальний) 6 і вивантажувальний шнек 7 і в спеціальну тару (на кресленні не показано).

Ротаційний розпилювач забезпечує дрібнодисперсне розпилювання суспензії і створює коловий факел капель. Проходячи через нього насіння вкривається краплями і потрапляє у шнек камери, а звідти – у вертикальний і вивантажувальний шнеки. Потім опиняється в транспортних засобах, мішках або купі. Вивантажувальний шнек можна обертати черв'ячною передачею навколо осі вертикального шнека на 320° і нахилити гвинтовою передачею у вертикальній площині на 15° в обидва боки.

До переваг протруювача відносяться те, що зовнішні діаметри шнеків 1, 5 і 6 по мірі переміщення насінневого матеріалу є збільшеними один відносно одного і збільшеними є між виткові простори шнеків в напрямку переміщення насіння, що забезпечує покращені умови проходження протруєного насіння і сприяє зменшенню зусилля вивантаження і зменшення його травмування.

На відміну від промислових, сільськогосподарські машини безпосередньо контактують із живою природою: насінням, рослинами, ґрунтом з його різноманітними живими організмами тощо. Тому їх успішне застосування прямо залежить від пристосованості сортів сільськогосподарських культур до машинних технологій.

Для машин кожної групи розроблені агротехнічні вимоги щодо якості виконуваних технологічних операцій. Тому перед початком робіт машини старанно регулюють і настраюють.

Закон зміни ширини поперечного перерізу смуги, ГРО, виходячи з того, що максимальне радіальне напруження σ_ρ мале порівняно з напруженням течії σ_s , при використанні умови постійності деформованого об'єму можна виразити залежністю:

$$h_p = H_0 \sqrt{\rho_0 / \rho} \quad (1)$$

де h_p — товщина поперечного перерізу на відстані p від центра кривизни; ρ — поточний радіус кривизни.

Радіус нейтрального шару деформації ρ_0 при відомому відношенні ширини спіралі до початкової ширини заготовки $\beta = B_1 / B$ можна виразити аналогічно [4] з умови постійності елементарної ділянки до і після згину:

$$\rho_0 = \beta_y^2 [2\rho_c / (\sqrt{R} + \sqrt{r})]^2, \quad (2)$$

де ρ_c — радіус центру тяжіння перерізу товщини спіралі по залежності (3.1); R і r — відповідно зовнішній і внутрішній радіуси витка.

Залежності, від спільної дії моменту згину M_{σ} і поздовжньої сили N , які зв'язують їх, відповідно визначають із залежностей:

$$N = (\mu_p + \mu_o + tg\gamma_p)P, \quad (3)$$

$$M_{\sigma} = [l + (\mu_p + tg\gamma_p)R + \mu_0 r]P, \quad (4)$$

де l — плече прикладання поперечної сили згину P ; γ_p — кут відхилення рівнодійної сили від нормалі до стрічки внаслідок її пластичної деформації; μ_0, μ_p — коефіцієнти тертя стрічки відповідно до оправки і ролика; $M_{\sigma} = M_{\sigma a} + N\rho_c$ — момент від тангенціальних напружень по висоті заготовки.

Із цих залежностей впливає рівняння, яке зв'язує момент від тангенціальних напружень з поздовжньою розтягуючою силою.

$$M_p = \rho_{np} N, \quad (5)$$

де ρ_{np} — приведений радіус прикладання поздовжньої сили, що визначається умовами навівання,

$$\rho_{np} = [l + (\mu_p + tg\gamma_p)R + \mu_0 r] / (\mu_p + \mu_0 + tg\gamma_p), \quad (6)$$

Момент, необхідний для навівання спіралі на оправку, залежить від конструктивних особливостей оправок і в загальному випадку визначається залежністю:

$$M_n = k_M P [l + (\mu_p + tg\gamma_p)R], \quad (7)$$

де k_M — коефіцієнт, який враховує конструктивне виконання оправки.

Як показали дослідження, значення радіусів нейтральної поверхні напружень, розраховані без і з урахуванням зміцнення, відрізняються незначно. Тому при розрахунку згину заготовок на ребро із зміцнюючих матеріалів у першому наближенні радіус нейтральної поверхні напружень знаходять без урахування зміцнення.

Висновки.

1. Проведена удосконалена конструкція енергоощадного протруювача насіння з енергоощадними гвинтовими робочими органами, які забезпечує зменшення енерговитрат на привід робочих органів, зменшення зусилля дії робочих органів на частинки насіння і їх подрібнення під час протруювання.

2. Приведені аналітичні залежності для визначення конструктивних параметрів енергоощадних ГРО і особливості їх проектування. Суть удосконалення заключається в тому, що в технологічному процесі однієї машини, в якій є декілька шнеків, кожний наступний має більший зовнішній діаметр на 3...5 мм і крім цього міжвитковий простір по мірі проходження матеріалу по довжині є збільшеним.

1. Сисолін В.П. та інші. Сільськогосподарські машини. Теоретичні основи. Конструкція і проектування Т1. – К.: Урожай, 2001, – 382 с.
2. Войтюк Д.Г. та інші. Сільськогосподарські машини. Основи теорії і розрахунку. – К.: Вища школа. 2005, – 465 с.
3. Клецнина М.И. Справочник конструктора сельскохозяйствених машин Т1. – Под редакцией.- М.: Машиностроение, 1967, – 722 с.
4. Гевко Б.М., Рогатинський Р.М. та інші. Механізми з гвинтовими пристроями. – Львів. Світ, 1993, – 208 с.

УДК 621.81

І.Б. Гевко, А.Є. Дячун, Р.О. Любачівський, І.І. Брошак

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

СТЕНДОВЕ ОСНАЩЕННЯ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИВОДІВ ТА РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ МАШИН

Приведені конструкції стендів для дослідження приводів та робочих органів машин. Зокрема розглянуто стендове оснащення для дослідження жорсткості шнеків, гвинтових конвеєрів, змішувачів, протруювачів, запобіжних муфт та інше. Наведено опис їх будови та використання. Описано принципи експлуатації стендового оснащення в автоматизованому режимі.

Ключові слова: *стенд, привід, механізм, спіраль, гвинтовий транспортер, змішувач, запобіжна муфта, робочий орган.*

Постановка проблеми. Гвинтові транспортно-технологічні системи використовуються у різних галузях народного господарства. Ці механізми використовуються для змішування, транспортування, протруювання і необхідного переміщення сільськогосподарських, будівельних матеріалів, харчових та фармацевтичних продуктів, металевої стружки тощо. При виконанні технологічних процесів гвинтовими транспортно-технологічними механізмами машин (ГТТММ) не завжди досягається необхідна продуктивність і часто виникають перевантаження, що призводять до значних деформацій і помилок елементів цих машин. Тому, для забезпечення ефективного виконання технологічних процесів ГТТММ необхідно раціонально проектувати і експериментально досліджувати конструкції приводів та робочих органів цих машин.

Аналіз відомих досліджень і публікацій. Розроблено конструкції стендового обладнання для дослідження гвинтових механізмів присвячені Турпаєва А.І. [1], Сисоліна В.П. [2], Григорьєва А.М. [3], Гевка Б.М. [4] та інших. Однак цілий ряд питань, що стосуються проектуванню окремих гвинтових робочих органів, дослідження їх характеристик, розходу електроенергії в залежності від різних параметрів потребує свого вирішення.

Мета роботи. Метою роботи є розроблення стендів для дослідження ефективності технологічних процесів транспортування та змішування сипких матеріалів, а також визначення жорсткостей гвинтових робочих органів (ГРО) і точності та надійності спрацювання запобіжних муфт (ЗМ) в автоматичному режимі в широкому діапазоні частот обертання робочих органів та навантаження дослідних об'єктів з отримання високоточних даних із використання персонального комп'ютера.

Реалізація результатів досліджень.

При проведенні експериментальних досліджень з метою підтвердження результатів теоретичних досліджень і уточнення відповідних параметрів ГТТММ було спроектовано і виготовлено ряд експериментальних установок і стендів [5, 6, 7]. Вони використовувались для дослідження продуктивності та якості виконання процесів транспортування і змішування ГТТММ, дослідження жорсткості ГРО і точності та надійності спрацювання ЗМ. В розроблених конструкціях стендового обладнання використовувався автоматизований електропривід, який включав трьохфазний асинхронний електродвигун, що керувався перетворювачем частоти (ALTINAR-71) (ПЧ) з персонального комп'ютера (ПК) за допомогою програмного забезпечення Power Suite версії 2.3.0 (рис. 1.а) [8].

Завдяки цій програмі в автоматизованому режимі у ПК здійснювався вибір необхідної частоти обертання вала двигуна і проводився його запуск. При керуванні роботи двигуна була можливість плавного нарощування та зменшення його частоти обертання в межах від 0 до 1480 об/хв., що дозволяло виконувати дослідження як статично так і в динаміці. Крім того, існувала можливість різкої зупинки та раптового включення реверсу вала двигуна. Точні дані про частоту обертання на валу двигуна (похибка у межах $\pm 1,5\%$) фіксуються за допомогою давача частоти обертання вала двигуна (E40S6-10Z4-6L-5), який підключено до ротора двигуна і ПЧ. Дані про витрати енергії і крутних моментів на валу електропривода в залежності від навантаження в

установлені терміни часу у вигляді табличних даних та графічних залежностей відображались на моніторі ПК.

Робочий термінал ПЧ дозволяв відображати характеристики перетворювача, електричні величини, робочі параметри і несправності; дозволяв змінювати настройки і конфігурацію ПЧ; керувати перетворювачем в локальному режимі з допомогою клавіатури, чи після підключення до комп'ютера; зберігати і відновлювати конфігурацію в енергонезалежній пам'яті терміналу. ПЧ забезпечував три режими роботи: транспортування, загальний режим чи режим із змінним моментом. Віртуальний осцилограф призначений для відображення станів ПЧ і його внутрішніх змінних у функції часу і в частотній області. Вікно осцилографа викликається з вікна конфігурації кнопкою Score. Воно фактично є одним з видів вікна конфігурації (рис. 1.6). При його відкритті в головному меню з'являється меню Score (1) і однойменна панель інструментів (2). У полі осцилографа (3) в осях X (6) і Y (5) будуються графіки. При бажанні в полі осцилографа можна вивести легенду (4). Легенда відображає зв'язок між сигналами, виведеними на осцилографі, їх назвами і кольоровим маркуванням. На панелі тригера (7) задаються режими роботи осцилографа, відображається стан осцилографа. Налаштування розгортки осцилографа здійснюється у групі параметрів Sampling. Для повільних процесів (Score type = Slow score) задається: для режиму Sampling rate кількість точок (Nber of points) і відстань в часі між ними (Sampling rate); для режиму Time by division кількість точок (Nber of points) і ціну поділки (Time by division). Кількість точок для повільних процесів може бути вибрано в межах 10 ... 1000, крок за часом 0,1 ... 100 с. Установки для вимірювання швидких процесів (напр. пуско-гальмівні режими) аналогічні. Крок часу вибирається в межах 0,001 ... 1 с. Максимальна кількість вимірювань (точок), яке може бути записано в пам'ять перетворювача, становить 4000. Максимальна кількість вимірюваних сигналів у Score може бути не більше 4, тому при знятті більше 1 сигналу кількість точок для одного сигналу пропорційно зменшується: 2 - 2000, 4 - 1000.

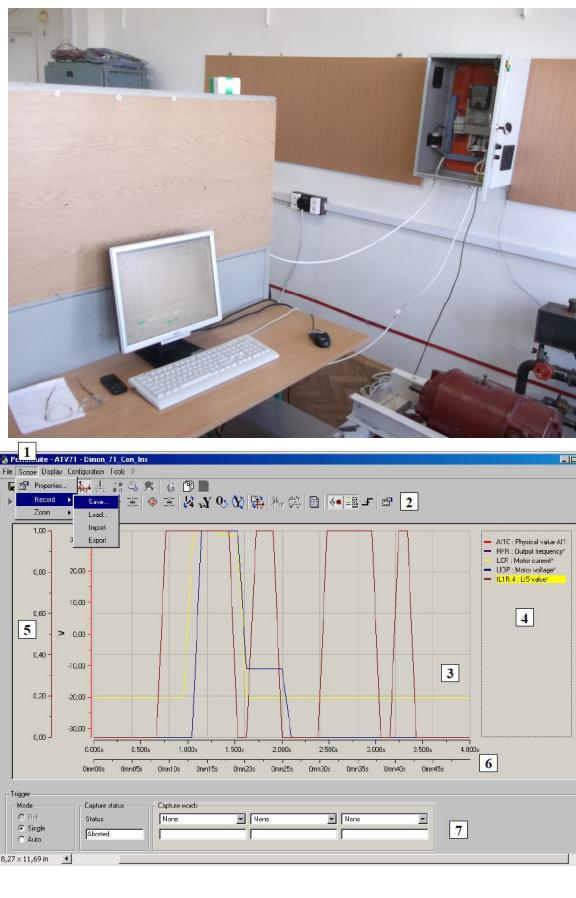


Рис. 1. Інструментарій для проведення експериментальних досліджень:

а) загальний вигляд автоматизованого електроприводу для дослідження механічних систем з перетворювачем частоти і персональним комп'ютером; б) вікно осцилографа

З метою проведення експериментальних досліджень визначення якості та ефективності змішування сипких матеріалів гвинтовим змішувачем з пересипом і встановлення його основних функціонально - експлуатаційних характеристик, на базі створених винаходів [9, 10], спроектовано та виготовлено дослідну установку. З її допомогою були проведені експериментальні дослідження в широких діапазонах частоти обертання та зміни кута нахилу гвинтового змішувача з отриманням даних у персональному комп'ютері (рис. 2).

Конструкція дослідної установки (рис. 2.а) включає гвинтовий змішувач з пересипом 1, який приводиться в рух з персонального комп'ютера (ПК) 2 через перетворювач частоти (серії Altivar) 3. Гвинтовий змішувач з пересипом складається з рами 4, на якій з можливістю осьового провертання і зміни кута нахилу відносно горизонту завдяки опорі 5 розташовано корпус 6, в якому знаходиться шнек 7, що приводиться в рух трьохфазним асинхронним електродвигуном (АИР90L4УЗ) 8. У корпусі 6 закріплено бункер 9 та вивантажувальний 10 і завантажувальний 11 отвори – виходи, в які встановлено пересипний патрубок 12. На двигуні 8 закріплено давач частоти обертання вала двигуна (E40S6-10Z4-6L-5) 13.

Дослідна установка працює наступним чином. З персонального комп'ютера 2 подається необхідна інформація на перетворювач частоти 3, який приводить у рух електродвигун 8 гвинтового змішувача 1. Двигун відповідно обертає шнек 7 у потрібному напрямку. Змішувані сипкі матеріали дозовано подаються у бункер 9, звідки потрапляють у корпус 6 у зону обертання шнека 7. Далі матеріали перемішуючись шнеком транспортуються до вивантажувального отвору – виходу 10, з якого потрапляють до пересипного патрубку 12, де під дією гравітаційної сили зсипаються у завантажувальний отвір – вихід 11, і, відповідно, з нього знову ж попадають у зону транспортування шнека. Таким чином змішувані матеріали проходять циклічне змішування механічною дією шнека і силою гравітації. Кількість циклів (тривалість одного змішування) для забезпечення повного змішування сумішей визначається експериментально і залежить від реологічних властивостей змішуваних матеріалів, коефіцієнту заповнення гвинтового змішувача та кута нахилу корпусу 6 відносно горизонту. Після здійснення відповідної кількості циклів (визначеного згідно методики експериментальних досліджень часу виконання технологічного процесу змішування) проводилось виймання пересипного патрубку 12 із завантажувального отвору – виходу 11 і наповнення мірного посуду змішаним сипким матеріалом з подальшою зупинкою установки (рис. 2.а). При цьому визначалась якість змішаної суміші з відібраних проб та розхід енергії від частоти обертання шнека змішувача, кута нахилу корпусу та коефіцієнта його завантаження.

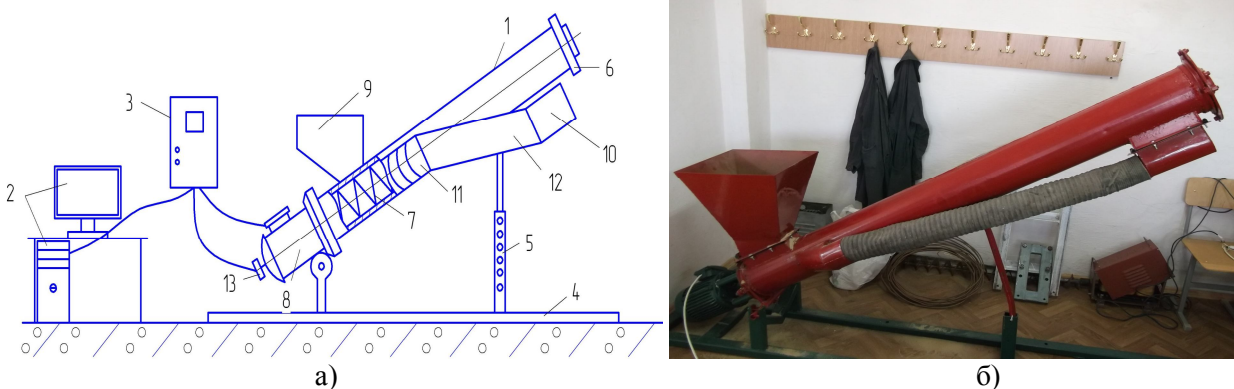


Рис. 2. Дослідна установка для змішування сипких матеріалів:
а) схема; б) загальний вигляд

Для проведення експериментальних досліджень ЗМ ГТТММ та встановлення їх основних функціонально - експлуатаційних характеристик було спроектовано та виготовлено дослідний стенд [5, 6]. З його використанням в автоматизованому режимі керування проводяться необхідні експериментальні дослідження в широких діапазонах частоти обертання та навантаження ЗМ з отриманням необхідних даних у персональному комп'ютері. Схема стенду зображена на рис. 3.а, а загальний вигляд на рис. 3.б.

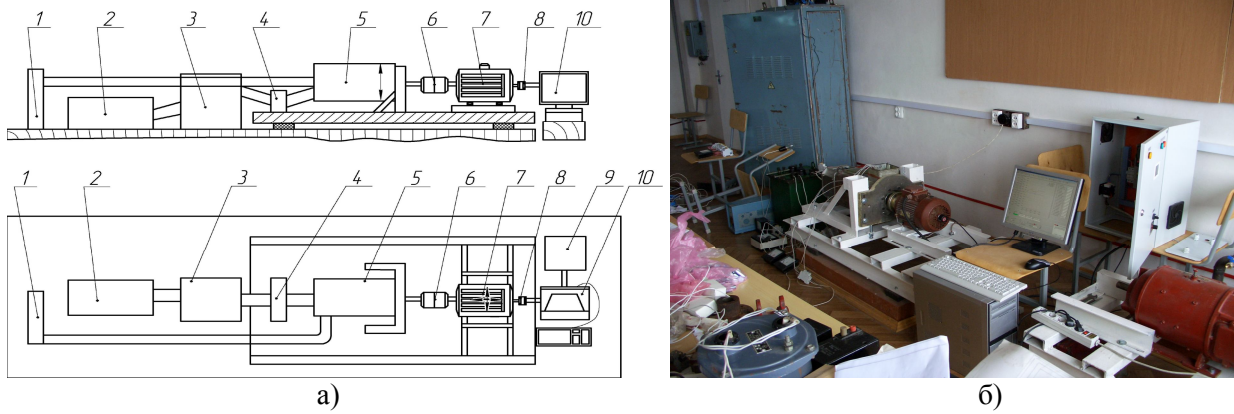


Рис. 3. Стенд для дослідження запобіжних муфт:
а) схема; б) загальний вигляд

Стенд складається із спіралі опору (4 кВт) 1, стабілізатора напруги (Б2-3) 2, латра (Р Н0-250-10) 3, діодного моста (КД203Г - 4 шт.) 4, генератора (двигун постійного струму 4ПФ112ЛВБ04) 5, досліджуваного об'єкта 6, трьохфазного асинхронного електродвигуна (АИР90Л4У3) 7, давача частоти обертання вала двигуна (Е40S6-10Z4-6L-5) 8, перетворювача частоти (ALTIVAR 71) 9, персонального комп'ютера (ПК) (485 інтерфейс) 10, вольтметрів (Э515) 11 і 14, амперметрів (Э59) 12 і 13 та індикатора умовної напруги на навантаженні (лампа розжарення 100 Вт). Усі зазначені вузли стенда закріплено стаціонарно, а регулювання необхідного виставлення досліджуваної механічної системи 6 здійснюється лише вертикальним переміщенням генератора 5 та горизонтальним повздовжнім і поперечним переміщенням електродвигуна 7, що знаходяться на пересувних опорах, які, з метою усунення значних вібрацій та коливань, розташовано на гасниках коливань.

Дослідження ЗМ з використанням стенду проводяться наступним чином. Дослідний об'єкт 6 виставлений на відповідний момент спрацювання поміщають на валах генератора 5 і електродвигуна 7 і за допомогою пересувних опор здійснюють необхідне балансування ведучої та веденої півмуфт ЗМ. У зв'язку із можливістю значного зміщення електродвигуна 7 у поперечному та повздовжньому напрямі на даному стенді можна випробовувати ЗМ які з'єднують не лише співвісні вали, але й вали, передача моменту через які здійснюється за допомогою ланцюгових, зубчастих та карданних передач. Далі проводиться підключення до електромережі стабілізатора напруги 2, перетворювача частоти (ПЧ) 9, ПК 10 та запускається програма PowerSuite для налаштування перетворювачів частоти серії Altivar [8]. Наступним кроком є вибір тих характеристик, які необхідно досліджувати при проведенні експериментів згідно розробленої методики проведення випробувань. В процесі проведення випробувань вони відображаються на моніторі ПК у вигляді табличних даних та графічних залежностей. Фіксація даних проводиться із наперед заданою частотою. Завдяки цій програмі в автоматизованому режимі на ПК здійснюється вибір необхідної частоти обертання вала двигуна і проводиться його запуск. Також при керуванні роботи двигуна є можливість плавного нарощування та зменшення його частоти обертання в межах від 0 до 1480 об/хв., що дозволяє виконувати дослідження як в статиці, так і в динаміці. Крім того, існує можливість різкої зупинки та раптового включення реверсу вала двигуна. Дані про частоту обертання на валу двигуна (похибка у межах $\pm 1,5\%$) фіксуються за допомогою давача частоти обертання вала двигуна (Е40S6-10Z4-6L-5) 8, який підключено до ротора двигуна і ПЧ. При запуску двигуна 7 приводиться рух досліджуваний об'єкт 6 і через шпонкове з'єднання якір генератора 5. Генератор працює з незалежним збудженням для можливості створення необхідного навантаження на дослідному об'єкті. Тому із стабілізатора 2 струм поступає на латр 3, де проводиться його регулювання ($U = \text{const}$) до необхідної величини ($I = 0 \dots 4\text{А}$), а далі через випрямляч (діодний міст) 4 подається на обмотку збудження статора генератора. Відповідно струмом обмотки збудження змінюється струм навантаження генератора (результуюче магнітне поле генератора) [7] і, тим самим, змінюється споживана потужність генератора. Відслідкування величини напруги та струму в обмотці збудження генератора здійснюється за допомогою вольтметра 11 та амперметра 12. Перетворена механічна енергія обертання якоря генератора в електричну поступає на спіраль опору 1, де і виділяється у вигляді тепла, а також на індикатор

умовної напруги (лампа розжарення починає виділяти світло). Дані про її величину можна одержати з табличних даних і отриманих графічних залежностей у ПК, а також визначити за показниками вольтметра 14 і амперметра 13. При нарощуванні результуючого магнітного поля генератора (збільшення моменту опору) до певного значення проходить спрацювання досліджуваного механічного запобіжного пристрою, що й фіксується ПК.

З метою визначення крутильної жорсткості ГРО, впливу радіусу кривини на надійність роботи спіралей, виявлення найбільш небезпечних зон в конструкціях елементів гвинтових робочих органів при перевантаженнях, використовувався експериментальний стенд, який зображено на рис. 4. Він призначений для статичних, динамічних і ресурсних випробувань та порівняльної оцінки конструкцій ГРО з різними конструктивними параметрами.

Стенд (рис. 4) складається з рами 7, на якій закріплений генератор (двигун постійного струму 4ПФ112ЛВБ04) 1, на поворотній плиті 3, яка за допомогою пари болтових з'єднань 2 і 4 кріпиться до направляючого швелера 6. Направляючий швелер закріплений до рами 7, а його фіксація в заданому положенні забезпечується болтовим з'єднанням 5. Також стенд містить трьохфазний асинхронного електродвигун (АИР90Л4У3) 10, який закріплено на пересувній плиті. Досліджуваний ГРО 8 за допомогою або фланцевих з'єднань, або фланцевого з'єднання і ЗМ 9 встановлений на вихідних валах електродвигунів 1 і 10. Дослідження крутильної жорсткості гвинтових спіралей з використанням стенду проводяться наступним чином. Дослідний об'єкт 8 поміщають на валах генератора 1 і електродвигуна 10 і за допомогою пересувної плити здійснюють необхідне встановлення радіусу кривизни спіралі. У зв'язку із можливістю значного зміщення електродвигуна 10 у поперечному та повздовжньому напрямі на даному стенді можна випробовувати спіралі різноманітної довжини і конфігурацій. Далі проводиться підключення до електромережі ПЧ, ПК (представлені на рис. 4) та запускається програма PowerSuite для налаштування перетворювачів частоти серії Altivar [8].

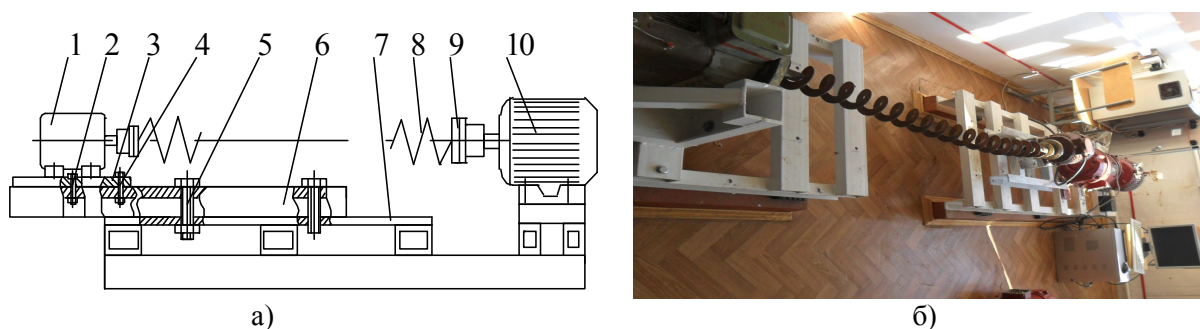


Рис. 4. Стенд для дослідження крутильної жорсткості гвинтових спіралей:
а) схема; б) загальний вигляд

В процесі досліджень на даному стенді можна виявити небезпечні радіуси кривизни спіралей, критичні навантаження, зони, які спричиняють руйнування елементів секційних гвинтових робочих органів, встановити вплив різних конструктивних параметрів (довжина секції, діаметр) на їх ресурсні характеристики, а також провести порівняльні випробування різних типів дослідних взірців.

На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

Розроблено і виготовлено стенди для дослідження ефективності виконання технологічних процесів транспортування та змішування сипких матеріалів, а також визначення жорсткостей гвинтових робочих органів і точності та надійності спрацювання запобіжних муфт в автоматичному режимі в широкому діапазоні частот обертання робочих органів та навантаження дослідних об'єктів з отримання високоточних даних із використання персонального комп'ютера.

1. Турпаєв А.И. Винтовые механизмы и передачи. / А.И. Турпаєв. - М.: Машиностроение, 1982. - 223 с.

2. Сисолін В.П. та інші. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування [Текст]: підручник / П.В. Сисолін, В.М. Сало, В.М. Кропивний. – К.: Урожай, 2001 – Т. 1 : Машини для рільництва. – 2001. – 384 с.
3. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры / А.М. Григорьев. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
4. Гевко Б.М. Механізми з гвинтовими пристроями / Гевко Б.М., Данильченко М.Г., Рогатинський Р.М. Пилипець М.І., Матвійчук А.В. – Львів: Світ, 1993. – 208 с.
5. Гевко, І.Б. Стенд для дослідження гвинтових-транспортно-технологічних систем машин [Текст] / І.Б. Гевко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – Харків, 2011. – Вип. 111. – С. 134-143.
6. Пат. №61115. Україна, МПК G01L 5/00. Стенд для дослідження механічних систем в автоматичному режимі керування / Гевко І.Б., Брошак І.І., Сай В.З., Ляшук О.З., Пономаренко С.В., Комар Р.В.; заявник і власник патенту ТНТУ ім. І. Пулюя. – u 201002148. заявл.26.02.2010 р.; опубл. 25.11.2010р., Бюл. №22.
7. Гевко І., Любачівський Р. Установа для дослідження змішування сипких матеріалів гвинтовим змішувачем з пересипом [Текст] / І. Гевко, Р. Любачівський // Матеріали п'ятнадцятої наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя. – Тернопіль, 2011. – 15 с.
8. Казачковський Н.Н. Програма PowerSuite для настройки преобразователей частоты и устройств плавного пуска (версия 2.3.0): методичні вказівки [для слухачів курсів підвищення кваліфікації та студентів спеціальності 7.092203 «Електромеханічні системи автоматизації та електропривід»] / Н.Н. Казачковський, Д.В. Якупов. – Дніпропетровськ: НГУ, 2006. – 45 с.
9. Пат. 34056 Україна, МПК B01F 7/00. Змішувач гвинтовий з пересипанням / Гевко І.Б., Левенець В.Б., Гевко М.Р.; заявник і власник патенту Гевко І.Б., Левенець В.Б., Гевко М.Р. – u200802639; заявл. 29.02.08; опубл. 25.07.08, Бюл. № 14.
10. Пат. №68012 Україна. МПК B01F/00. Установа для транспортування і змішування сипких сумішей з вертикальним пересипом / Любачівський Р.О., Гевко І.Б., Івасечко Р.Р., Дячун А.Є., Олендр В.М.; заявник і власник патенту Любачівський Р.О., Гевко І.Б., Івасечко Р.Р., Дячун А.Є., Олендр В.М. – u 201110432. заявл.29.08.2011р.; опубл.12.03.2012р., Бюл. №5.

УДК 620.197.6; 667.643

Г.І. Голодюк

Луцький національний технічний університет

ПРОБЛЕМА МОДИФІКАЦІЇ ПОКРИТТЯ НА ОСНОВІ АЛКІДНИХ СИМОЛ

У статті наведено результати досліджень модифікованих покриттів з підвищенням стійкості до дії певних агресивних середовищ, зниження їх вартості.

Одним з ефективних способів модифікації є отримання товстошарових покриттів для одношарового нанесення завдяки розшируванню полімерів на поверхні, яка захищається.

Ключові слова: алкідні смоли, алкідно-уретанові покриття, алкідно-фурфурольно-формальдегідної композиції, лакофарбові покриття, фарбувальна композиція, якість, ґрунтлак.

Постановка проблеми у загальному вигляді і її зв'язок з важливими науковими та практичними завданнями. Модифікація алкідних плівкоутворювачів сприяє підвищенню стійкості покриттів до дії певних агресивних середовищ, дозволяє знизити їх вартість.

Одним з ефективних способів модифікації є отримання товстошарових покриттів для одношарового нанесення завдяки розшируванню полімерів на поверхні, яка захищається.

Зміна будови, складу та властивостей алкідних композицій досягається різноманітністю структури алкідних олігомерів та затверджувачів для них, легкістю їх хімічної модифікації завдяки високій реакційній здатності та великій кількості функціональних груп різного типу. Реакційна здатність алкідної смоли в реакціях затверднення зменшується: збільшенням молекулярної маси, але алкідні з високою молекулярною масою дозволяють отримувати більш стабільні композиції.

Алкідні лакофарбові матеріали мають високі захисні властивості, здатність захищати пофарбовану поверхню від руйнівного впливу чинників оточуючого середовища (вологи, температури, газів, сонячної радіації і т.д.) бо хімічних реагентів (бензину, масла, кислот та ін.). Лакофарбові матеріали на основі алкідних олігомерів виявляють високі фізико-механічні властивості, в тому числі відмінну адгезію, що є особливо важливим для покриттів.

Хімічна природа та будова молекул затверджувачів визначає структуру ґратки полімеру та впливає на експлуатаційні характеристики покриттів. Використання затверджувачів амінного типу дозволяє отримувати високоеластичні, хімічностійкі покриття при кімнатній температурі.

Аналіз основних досліджень. Проведено аналітичний огляд результатів досліджень вчених: Хлоптунової Ю.В., Чижової М.А., Дудла І.О., Лойко Д.П., Мережко Н.В., Черняк Л.В. Проаналізовано стан сучасного асортименту і властивостей імпортованих і вітчизняних лакофарбових матеріалів, які застосовуються для оброблення виробів з деревини. Проаналізовано чинники, які впливають на формування споживчих властивостей покриттів.

На сьогоднішній день для фарбування деревини широко використовуються імпортовані фарбники на нітросировині або поренбейці. Зростаючі вимоги до якості лакофарбових покриттів зумовлюють активізацію пошуку нових високоефективних та економічних оброблювальних матеріалів.

Результати аналізу науково-технічної літератури та патентного пошуку доводять актуальність і доцільність розроблення нових алкідних фарбувальних композицій, здатних покращувати захисно-декоративні властивості деревини.

Цілі статті полягають у вивченні змін споживчих властивостей нових видів лакофарбових покриттів

Об'єкти досліджень. Об'єктом дослідження є фарбувальна композиція і лакофарбові покриття на основі алкідних смол.

Викладення основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів

В умовах підвищення хімічної агресивності навколишнього середовища внаслідок нерациональної промислової та сільськогосподарської діяльності в Україні зростає потреба в прогресивних антикорозійних лакофарбових матеріалах. Виготовлення лакофарбових матеріалів з високим вмістом нелетких речовин сприяє ефективності виробництва, покращенню екологічної ситуації.

Збільшення об'ємів виробництва лакофарбової продукції потребує покращення її якості.

Модифікація алкідних плівкоутворювачів дозволяє підвищити стійкість покриттів до дії певних агресивних середовищ, знизити їх вартість. З метою усунення недоліків алкідних композицій, підвищення захисних властивостей покриттів на їх основі постійно ведеться пошук нових модифікаторів.

Адгезійні та зносостійкі характеристики, блиск, твердість, фрикційна здатність, водостійкість, хімічна стійкість, проникність та ін. визначаються різницею складу та структури плівкоутворювача.

Алкідно - уретанові покриття, що поєднують позитивні риси алкідних та поліуретанових покриттів, отримують двома способами. Перший полягає у взаємодії на підкладці діізоціанатів з гідроксильними групами діанових алкідних олігомерів з молекулярною масою > 1000 [1], другий - в затвердненні по алкідних групах алкідноуретанових олігомерів [2].

Для покращення захисних властивостей покриттів, підвищення їх водо-та термостійкості запропонована алкідно-поліуретанова композиція, яка містить поліуретановий термоеластопласт, що отримується з простого поліефіру та ізоціанату, алкідну діанову смолу, розчинник, поліетилсилоксанову рідину, амінний затверджувач.

Підвищити термостійкість АО можна термостабілізацією - введенням відповідних домішок [3]: первинних та вторинних ароматичних амінів та діамінів, фенольних сполук, що містять ортозаміщені феноли, а також їх сумішей, галогенмістких сполук - діалілового ефіру 1,4,5,6,7,7 - гексагалогенбіцикло - (2,2,1) - 5 - гептен - 2,3 - дікарбонової кислоти, діалілтетрахлор (бром) фталату, гексахлор(бром)циклопентадієну, 5,5- дібром(фтор)-тетрахлорциклопентадієну, перекисних сполук (діалкілперекису, діциклоалкілперекису та ін.), хінонів, гідрохінонів нітрילів органічних та неорганічних кислот, оксидів лужноземельних металів, поліефірів, деяких багатоосновних карбонових та ангідридів кислот. Зокрема, в якості термостабілізаторів для діанових та алкідно-фенольних олігомерів використовують полі-2,2,4 - триметилдігідрохінолін та діфеніл-п-фенілендіамін, які підвищують температуру експлуатації матеріалів до 158°C .

Чинником, що визначає термостійкість дігліциділових ефірів бісфенолів, є кількість фенольних та феніленових груп, що містяться в ланцюзі макромолекули [4].

АО з підвищеною термостійкістю отримують взаємодією при нагріванні в присутності лугів епіхлоргідрину (ЕХГ) з двоатомними фенолами, що містять між фенільними ядрами біля центрального атома вуглецю норборнанове, інданове або нафтенове групування [3].

В якості модифікаторів алкідних олігомерів широко використовують кам'яновугільні смоли, що підвищують хімічну стійкість захисних покриттів та знижують вартість. Найкращі результати отримані при співвідношенні АО та кам'яновугільної смоли 43:56. Покриття на основі емалі ЕП - 917, що містить такий плівкоутворювач, показали задовільні результати в середовищі сухих добрив (сульфату амонію, суперфосфату, хлористого калію). Аналогічний рівень стійкості мають алкідно-тіоколові композиції.

Для підвищення хімічної стійкості до складу алкідних композицій вводять також фуранові смоли. Покриття на основі алкідно-фурфурольно-формальдегідної композиції використовують для захисту обладнання від дії фосфорної кислоти. Для збільшення еластичності в склад цих композицій додатково вводять 20-50% бутилкаучуку. Такі покриття стійкі до дії концентрованої сірчаної кислоти, яка сприяє їх додатковому затвердненню в процесі експлуатації з розкриттям фуранового кільця, що покращує захисні властивості.

На основі алкідних та фенолформальдегідних олігомерів новолачного типу створені алкідно-новолачні блоксополімери для хімічностійких покриттів. Передбачається, що їх висока хімічна стійкість обумовлена наявністю в затвердженому полімері простого ефірного зв'язку. В залежності від призначення ці композиції модифікують фторопластами, каучуками та поліамідами.

Фтороналкідні покриття на основі складу марки СП-ФЕ-8 стійкі до дії мінеральних кислот. Термін придатності їх в соляній, сірчаній, азотній кислотах складає приблизно 4 роки.

Модифікація алкідних смол бормісткими сполуками дає можливість підвищити термостійкість, азотмісткими сполуками - сприяє високій світлостійкості, тепло- та хімічній стійкості, покращує механічні показники.

Чинником покращення технічних властивостей лакофарбових покриттів ефект розшарування полімерів на підкладках в процесі сушіння, який використаний для розробки рефлексної емалі одношарового нанесення [5], товстошарової алідвінілової емалі одноразового нанесення для протикорозійних покриттів [6].

Таким чином, висока реакційна здатність алкідних полімерів та велика кількість функціональних груп різного типу дозволяють здійснювати їх хімічну та фізичну модифікацію.

Завдяки структурному розмаїттю алкідних олігомерів та затверджувачів для них можлива зміна будови, складу та властивостей алкідних композицій.

Модифікація алкідних плівкоутворювачів сприяє підвищенню стійкості покриттів до дії певних агресивних середовищ, дозволяє знизити їх вартість.

Одним з ефективних способів модифікації є отримання товстошарових покриттів для одношарового нанесення завдяки розшаруванню полімерів на поверхні, яка захищається.

Зміна будови, складу та властивостей алкідних композицій досягається різноманітністю структури алкідних олігомерів та затверджувачів для них, легкістю їх хімічної модифікації завдяки високій реакційній здатності та великій кількості функціональних груп різного типу. Реакційна здатність алкідної смоли в реакціях затверднення зменшується: збільшенням молекулярної маси, але алкідні з високою молекулярною масою дозволяють отримувати більш стабільні композиції.

Алкідні лакофарбові матеріали мають високі захисні властивості, здатність захищати пофарбовану поверхню від руйнівного впливу чинників оточуючого середовища (вологи, температури, газів, сонячної радіації і т. д.) бо хімічних реагентів (бензину, масла, кислот та ін.). Лакофарбові матеріали на основі алкідних олігомерів виявляють високі фізико-механічні властивості, в тому числі відмінну адгезію, що є особливо важливим для покриттів.

Хімічна природа та будова молекул затверджувачів визначає структуру ґратки полімеру та впливає на експлуатаційні характеристики покриттів. Використання затверджувачів аміного типу дозволяє отримувати високоеластичні, хімічностійкі покриття при кімнатній температурі.

З усіх видів лакофарбових матеріалів на основі синтетичних смол найчастіше використовують матеріали, що містять алкідні смоли. Ці смоли складають 60-70 % від загальної кількості синтетичних плівкоутворюючих.

Широке використання алкідних смол пов'язане з доступністю та порівняно низькою вартістю сировини, а також з перевагами алкідних матеріалів та покриттів на їх основі. Більшість алкідних лакофарбових матеріалів добре наноситься на поверхню виробів різної конфігурації; покриття на їх основі характеризуються високою адгезією та механічною міцністю, мають красивий зовнішній вигляд, стійкі в атмосферних умовах.

Як основну сировину для виготовлення алкідних лакофарбових матеріалів використовують алкідні смоли, що відносяться до групи поліконденсаційних високомолекулярних сполук. Вони є поліестерами (складними поліефірами) і утворюються в результаті взаємодії багатоатомних спиртів із багатоосновними кислотами. На основі гліцерину і фталевого ангідриду отримують гліфталеві смоли, а на основі пентаеритриту і фталевого ангідриду – пентафталеві. Для виробництва алкідів використовують як рослинні оливи (естери жирних кислот і гліцерину), так і вільні жирні кислоти.

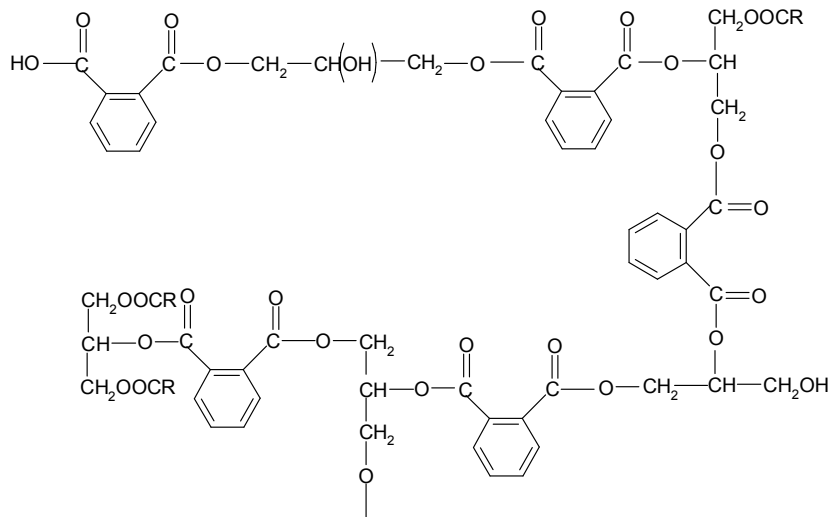
Вирізняють три групи алкідних смол:

- 1) немодифіковані;
- 2) модифіковані оливами або вищими жирними кислотами;
- 3) модифіковані каніфоллю та іншими насиченими кислотами.

Немодифіковані поліестерні смоли отримують при взаємодії поліфункціональних спиртів і кислот. Серед них найширшого застосування набули гліфталеві смоли.

Модифіковані смоли другої групи є змішаними поліестерами, отриманими в результаті взаємодії багатоатомного спирту з фталевою кислотою і вищими жирними кислотами. У процесі синтезу таких смол жирні кислоти масел блокують частину гідроксильних груп багатоатомного спирту, в результаті чого знижується можливість передчасної же латинізації реакційної маси і підвищується ступінь етерифікації. Довгі вуглецеві ланцюги жирних кислот (16-18 атомів Карбону) сприяють розчинності смол у дешевих вуглеводневих розчинниках, а також адгезії, еластичності та атмосферостійкості утворених покриттів.

Будову гліфталевої смоли, модифікованої жирними кислотами, можна представити наступним чином:



Властивості смол, модифікованих оливами, залежать від жирності, тобто від вмісту в них оливи або жирних кислот. Він може становити 30-45, 46-55 або 56-70 %. З підвищенням жирності смол зменшується в'язкість їх розчинів, покращується розчинність в аліфатичних вуглеводнях, еластичність плівки, атмосферостійкість. Але при цьому сповільнюється висихання лакофарбового матеріалу, зменшується твердість плівки та її блиск.

У промисловості алкідні смоли, модифіковані маслами, отримують звичайно методом алкоголізу або жирнокислотним методом [1].

Найпоширенішим є метод алкоголізу, при якому, на відміну від жирнокислотного методу, в реакційну масу вводять оливи без попереднього виділення з них жирних кислот. Метод алкоголізу проводять у дві стадії: спочатку здійснюють переестерифікацію олив багатоатомним спиртом, а потім утворений напівпродукт естерифікують фталевим ангідридом. Отримання смол методом алкоголізу вимагає ретельного контролю першої стадії синтезу, підвищеної температури (200-240 °С), введення каталізатора. Можуть виникати труднощі, пов'язані з окисненням і отриманням зафарбованих продуктів.

На даний час підвищилися значення жирнокислотного методу у зв'язку із використанням для синтезу готових дешевих жирних кислот талової оливи (далі ЖКТО), а також у зв'язку із можливістю приготування світлих смол, модифікованих окремими насиченими жирними кислотами. При цьому методі синтез проводять у одну стадію при нижчій температурі, ніж при алкоголізі.

Перевагою жирно кислотного методу є можливість отримання смол більш однорідного складу, ніж при алкоголізі, оскільки можна при потребі повністю замінити гліцерин іншим спиртом і користуватися індивідуальними жирними кислотами, а не їх сумішшю, що міститься у оливі. Смоли, отримані цим методом, мають менш розгалужену структуру макромолекул і, відповідно, меншу в'язкість, ніж аналогічні продукти, отримані методом алкоголізу.

Поліестерифікацію можна проводити як у середовищі розчинника (азеотропний метод), так і без нього (метод стоплення). При азеотропному методі досягається повніше видалення реакційної води, полегшується регулювання температури, забезпечується отримання одно ріднішого алкідну, знижуються втрати фталевого ангідриду та ін.

У процесі синтезу алкідів звичайно перевіряють кислотне число і в'язкість.

Алкідні лакофарбові матеріали тверднуть на повітрі при кімнатній або підвищеній (60-200 °С) температурі. У результаті гарячого сушіння, зазвичай, покращується атмосферостійкість і захисні властивості покриття, а також його твердість і адгезія.

Створення розчинних в органічних розчинниках сечовино-, мелаїно-, фенол формальдегідних смол привело до розробки сучасних типів алкідних емалей гарячого сушіння.

Застосування аміно-формальдегідних смол разом із алкідними дозволяє знизити температуру сушіння (тверднення) з 200-210 °С (температура тверднення алкідних смол) до 120-140 °С і прискорює процес тверднення. При додаванні мелаїно-формальдегідної смоли покращується зовнішній вигляд покриттів, підвищується їх атмосферостійкість і твердість.

Сечовино-алкідні смоли, так само як і мелаїно-алкідні, висихають при підвищеній температурі, але тверднуть повільніше, ніж останні. Крім того, сечовино-алкідні матеріали схильні до пожовтіння при гарячому сушінні і утворюють менш водо- і атмосферостійкі покриття.

При нагріванні суміші алкідних і аміно-формальдегідних смол проходить взаємодія гідроксильних і карбоксильних груп поліестеру з функціональними групами формальдегідних смол, що призводить до утворення поперечних зв'язків та тверднення системи.

Враховуючи цінні властивості аміно-формальдегідних смол, перспективним є використання бутанолізованої мелаїно-формальдегідної смоли К-412-02, яку випускає вітчизняна лакофарбова промисловість, для модифікації алкідних смол, які є предметом нашого дослідження.

Створення нових типів алкідних смол із заданими властивостями передбачає проведення великої кількості експериментів по підборі співвідношення між компонентами і встановлення оптимальних технологічних параметрів процесу.

Розрахунковий метод складання рецептур алкідних смол висвітлений у монографії Т.К. Паттона. Автор виводить ряд важливих закономірностей, наведені емпіричні формули, що встановлюють залежність окремих властивостей смол (тривалість висихання, твердість, ступінь пожовтіння) від їх складу (жирність, ступінь не насиченості жирних кислот) і в'язкості.

Як зазначає Т.К. Паттон, алкіні смоли характеризуються надлишком гідроксильних груп. Термін "надлишок багатоатомного спирту" вживають, щоб відзначити наявність нестехіометричних кількостей спиртових і карбоксильних груп. Надлишок гідроксильних груп R виражають наступним співвідношенням:

$$R = \frac{e_r}{e_k}$$

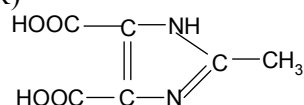
де e_r – загальна кількість гідроксильних еквівалентів;

e_k – загальна кількість карбоксильних еквівалентів.

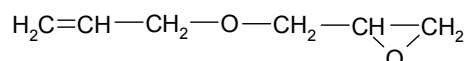
Надлишок ОН-груп у відсотках дорівнює $100(R-1)$.

За основу розрахунків рецептур алкідних смол ми взяли дослідження Т.К. Паттона. При розрахунку рецептур усіх алкідів приймали R рівним 19-35 %, жирність смол складала 19-35 %.

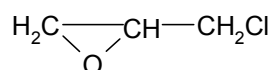
З метою зниження температури синтезу для запобігання декарбоксилування 2-метил-4,5-імідазолдикарбонових кислот (далі МІДК)



виявилось необхідним використовувати сполуки, що містять, на відміну від спиртів, більш реакційноздатні відносно карбоксилів групи, зокрема алілгліцидиловий етер (АГЕ)



та епіхлоргідрин (ЕХГ).



При цьому передбачалося отримати при взаємодії АГЕ і ЕХГ з МІДК діючі з подальшим використанням їх в якості одного з компонентів для синтезу алкідних смол. Це приводить до ускладнення рецептурного розрахунку внаслідок вмісту в гідроксилвмісній частині реакційної системи декількох типів поліолів.

При синтезу алкідних смол, модифікованих ЖКТО, в якості багатоатомного спирту був обраний етрол (триметилпропан) з метою отримання плівок тримірної структури при гарячому твердненні. У якості багато основної кислоти застосовували фталевий ангідрид, який частково замінювали на малеїновий, в результаті чого прискорюється процес отримання алкідної смоли, підвищується її в'язкість і покращується колір.

Для синтезу алкідних смол використовували жирнокислотний метод. З метою визначення оптимальних умов перебігу реакції поліконденсації азеотропним методом був проведений ряд дослідів при зміні умов синтезу (температура, тривалість, послідовність введення компонентів).

Синтези проводили у тригорлих колбах, оснащених гліцериновим затвором з мішалкою, термометром, вловлювачем Діна-Старка і зворотним холодильником. Як інертний розчинник використовували ксилол, який утворює з виділеною в процесі синтезу водою азеотропну суміш.

Синтез здійснювали при введенні ЖКТО, етролу, фталевого і малеїнового ангідридів у отриманий діол.

Швидкість проходження реакції визначали за зміною кислотного числа К.ч. Реакційну масу, доведену до певного значення К.ч., вигружали і використовували для приготування лаків.

Висновок. Проведено аналітичний огляд результатів досліджень вчених: збільшено вміст МІДК, зменшена жирність смоли і змінено співвідношення між малеїновим та фталевим ангідридами.

Був проведений синтез за цією ж рецептурою без ЖКТО і при кількості етролу 0,111 моль. Через 11 год. після початку синтезу відбувся процес желатинізації смоли при К.ч. 44. За рецептурою 3 була синтезована смола на чистому діолі (без адипінової кислоти) з вмістом МІДК 5,73 % і жирністю 26,9 %.

У результаті проведених дослідів були отримані смоли темного кольору, хоча вихідні діоли темними не були. Причиною темного забарвлення смоли можуть бути побічні реакції, що проходять при температурі 180-190 °С. На колір смоли впливає вміст в рецептурі МІДК.

З метою вивчення впливу РІДК на властивості смол і покриттів на їх основі нами була отримана модельна смола без МІДК (рецептура 4). При збільшенні вмісту МІДК до 8,63 %, або одночасному збільшенні вмісту МІДК до 6,35 % і жирності до 36 %, а також при збільшенні тільки жирності до 44 %, смолу отримати не вдалося. При цих синтезах не була отримана гомогенна система внаслідок несумісності компонентів.

Було проведено ряд дослідів з синтезу смол за даними рецептурами зі ступінчастим завантаженням компонентів. Зокрема, була досліджена сумісність компонентів окремих бінарних і потрійних систем при синтезі алкідних смол. Попередньо було встановлено, що ЖКТО з діолом при температурі синтезу смоли дають несумісний продукт. У зв'язку з цим були зроблені спроби отримання алкідних смол через інші бінарні чи потрійні системи (ЖКТО + етріол; діол + фталевий і малеїновий ангідриди; діол + фталевий ангідрид + етріол).

Хоча усі ці системи утворювали гомогенні суміші, при синтезі алкідних смол отримати однорідні продукти не вдалося. Це, ймовірно, пояснюється різною питомою полярністю компонентів системи. Тому в подальшому ми змінили рецептуру смоли до вмісту МІДК 6,2 % і жирності 27,9 %. У результаті синтезів за даною рецептурою були отримані однорідні прозорі смоли. За рецептурою 9 були також синтезовані смоли на основі ЄІДК та ПІДК.

Смоли з використанням ЕХГ, на відміну від алкідів, отриманих на основі АГЕ, є твердими продуктами. Кислотне число кінцевих продуктів знаходиться у межах 26-31 мг КОН, при введенні додаткової кількості АГЕ (рецептури 2,3) кислотне число вдалося знизити до 10-11 мг КОН.

1. Гольдберг М.М. Материалы для лакокрасочных покрытий. - М.: Химия, 1972. – 342 с.
2. Сорокин М.Ф., Кочнова З.А. Покрытия с повышенной адгезией к анодированному алюминию и его сплавам // Лакокрасочные материалы и их применение. – 1980. – № 5. – С. 32 - 34.
3. Шустова О.А., Гладышев Г.П. Механизмы стабилизации термостойких полимеров // Успехи химии. – 1976. – т. XIV. – вьш. 9. – С. 1695 - 1727.
4. Коршак В.В. Химическое строение и температурные характеристики полимеров. – М.: Химия, 1970. – 420 с.
5. Стрекачинская Л.С., Верхованцев В.В. Эмали с металлическим эффектом на основе расслаивающихся композиций // Получение и свойства новых лакокрасочных материалов. – М.: НИИТЗХИМ, 1982. – С. 34 - 37.
6. Крылова В.В. Новое атмосферостойкое покрытие// Противокоррозионные лакокрасочные материалы и современная технология окраски. – М.: МДНТП, 1983. – С. 30-33.
7. Соломон Д.Г. Химия органических пленкообразователей / Д.Г. Соломон. – М.: Химия, 1971. – 268 с.
8. Паттон Т.К. Технология алкідных смол: Составление рецептур и расчеты/ Т.К. Паттон. – М.: Химия, 1969. – 128 с.
9. Гольдберг М.М. Материалы для лакокрасочных покрытий // М.М. Гольдберг. – М.: Химия, 1972. – 176 с.
10. Казин А.Д. Промышленное применение алкідных лакокрасочных материалов // А.Д. Казин, И.П. Лебит, М.И. Тучкова. – М.: Химия, 1972. – 134 с.

УДК 621

О.Ф. Гордєєв, Р.М. Полінкевич, Н.Т. Зубовецька, Т.І. Четвержук
Луцький національний технічний університет**ВІБРОДІАГНОСТИКА ВЕРСТАТА З ВИКОРИСТАННЯМ МЕРЕЖ БАЙЄСА**

У цій статті запропоновано метод вивчення мережі Байєса, використовуючи метод комп'ютерного моделювання для технічної діагностики металорізальних верстатів.

Ми розробили програмне забезпечення, яке дозволяє автоматизації досліджень в мережу Байєса і ми перевірили це на практиці. Тести ми проводили продемонстрували високу стійкість і відповідність до досягнутих результатів.

Ключові слова: *мережі Байєса, діагностики, комп'ютерне моделювання, верстати.*

Постановка проблеми. В даний час багато підприємств користуються послугами організацій, що діагностують промислове верстатне устаткування. Діагностика дозволяє оцінити загальний стан і працездатність устаткування, а також визначити причину несправності техніки. Також перевірка направлена на виявлення причин і несправностей тих елементів, які вплинули на зміну технічних параметрів верстата. Для цих цілей широко використовують сучасні методи технічної діагностики.

Технічна діагностика верстатів (ТДВ) завдяки ранньому виявленню дефектів і несправностей дозволяє усунути відмови в процесі технічного обслуговування, що підвищує надійність і ефективність експлуатації, а також дає можливість експлуатації МРВ відповідального призначення по стану.

При експлуатації по стану кожен екземпляр експлуатується до граничного стану відповідно до рекомендацій системи технічної діагностики. Експлуатація по технічному стану може принести вигоду, еквівалентну вартості 30% загального парку машин.

Експлуатаційна діагностика виявляє причини порушення працездатності і появи того або іншого типу пошкоджень в різних вузлах верстата.

Найбільш інформативними при ТДВ прийнято вважати данні про вібрації вузлів верстатів. В процесі вібраційної діагностики складають висновок на підставі аналізу діагностичних ознак - параметрів вібрації, які або створюються працюючим устаткуванням, або вторинною вібрацією, обумовленою структурою досліджуваного об'єкту. Найбільш складною при цьому є задача прогнозу розвитку можливих дефектів на основі інформації про зміни контрольованих параметрів вібрації.

Сучасні системи моніторингу та функціональної діагностики машин і технологічного обладнання будуються на базі неруйнівних методів контролю і діагностування.

Найпростішою з основних інформаційних технологій функціональної діагностики є енергетична технологія, заснована на вимірюванні потужності або амплітуди контрольованого сигналу. Дана технологія будується на вимірюванні розмірів сигналів у контрольних точках і порівнянні їх із граничними значеннями. Розвитком енергетичної технології є інформаційна частотна технологія, що припускає виділення з вимірюваного сигналу складових у визначених частотних діапазонах і подальший енергетичний аналіз виділених складових.

Ще одна, інформаційна фазо-часова технологія, заснована на порівнянні форми сигналів, вимірюваних через фіксовані інтервали часу. Порівняння форми сигналів з еталонної можна здійснювати за допомогою ще однієї, інформаційної спектральної технології, заснованої на вузькосмуговому спектральному аналізі сигналів. При використанні такого виду аналізу сигналів діагностична інформація міститься в співвідношенні амплітуд і початкових фаз основних складових і кожної з кратних їй по частоті складових. Така технологія застосовується для аналізу сигналів із датчиків тиску, вібрації, шуму.

Перераховані вище інформаційні технології мають загальний недолік при використанні в задачах діагностики, коли потрібно виявити дефекти різних вузлів. Він зв'язаний із тим, що діапазон величин вимірюваних параметрів навіть у групі однакових бездефектних машин, як правило, перевищує зміни, характерні для появи дефектів.

Основним завданням ТДВ є розпізнавання технічного стану верстата в умовах обмеженої інформації. Теоретичним фундаментом для вирішення основного завдання ТДВ слід вважати

загальну теорію розпізнавання образів. ТДВ вивчає алгоритми розпізнавання стосовно завдань діагностики, які зазвичай можуть розглядатися як завдання класифікації і розпізнавання.

Алгоритми класифікації і розпізнавання в ТДВ частково ґрунтуються на діагностичних моделях, що встановлюють зв'язок між поляганнями технічної системи і їх відображеннями в просторі діагностичних сигналів. Важливою частиною проблеми розпізнавання є правила ухвалення рішень (вирішальні правила). Рішення діагностичної задачі (віднесення виробу до справних або несправних) завжди пов'язане з ризиком помилкової тривоги або пропуску мети. Для ухвалення обґрунтованого рішення доцільно привертати методи штучного інтелекту і теорії статистичних рішень. При цьому ступінь довіри діагностичному висновку багато у чому залежить від достовірності і об'єму навчаючої інформації, покладеної в основу штучного інтелекту.

Найбільш достовірну інформацію про пару «дефект – ознака» можна отримати після багатократного розібрання дефектного вузла верстату і встановлення причини (дефекту) і співвідношення її з діагностичною ознакою. Цей похід із зрозумілих причин робить практично неможливим збір достатнього (в статистичному розумінні) об'єму навчаючої інформації. Другий шлях полягає в моделюванні цих самих навчаючих ситуацій «дефект – ознака». При цьому ступінь довіри до прогнозу зменшується, але об'єм навчаючої інформації практично необмежений, за рахунок чого застосування штучного інтелекту може виявитися більш ефективним.

В останній час найбільш розповсюдженими інструментами штучного інтелекту є нейронні та байсові мережі (БМ). Використання штучного інтелекту є найбільш перспективним шляхом безрозбірної діагностики верстатів, але потребує значних зусиль на його навчання. Апарат нейронних мереж більш пристосований для вирішення цілком неформальних задач. Для ТДВ, на наш погляд, більш логічним використовувати апарат БМ, оскільки в діагностичній навчаючій інформації міститься значна частка визначеності, а при побудові оптимальної структури мережі саме визначається найбільш імовірний зв'язок пари «дефект – ознака».

Підвищення довіри експлуатаційному діагностуванню верстатів на базі штучного інтелекту є вкрай актуальною проблемою, оскільки має народногосподарське значення. Дослідження, яке пропонується, присвячено саме цієї проблемі.

Ціллю дослідження є вивчення можливості навчання БМ методом комп'ютерного моделювання ситуацій «дефект – ознака» при вібраційній ТДВ.

Основний зміст і результати роботи. Розглядається модель вібродіагностики причин відхилення форми при повздовжньому точінні. Встановлення шпинделя на підшипниках кочення (рис. 1) з передачею обертів від головного приводу через перебір.

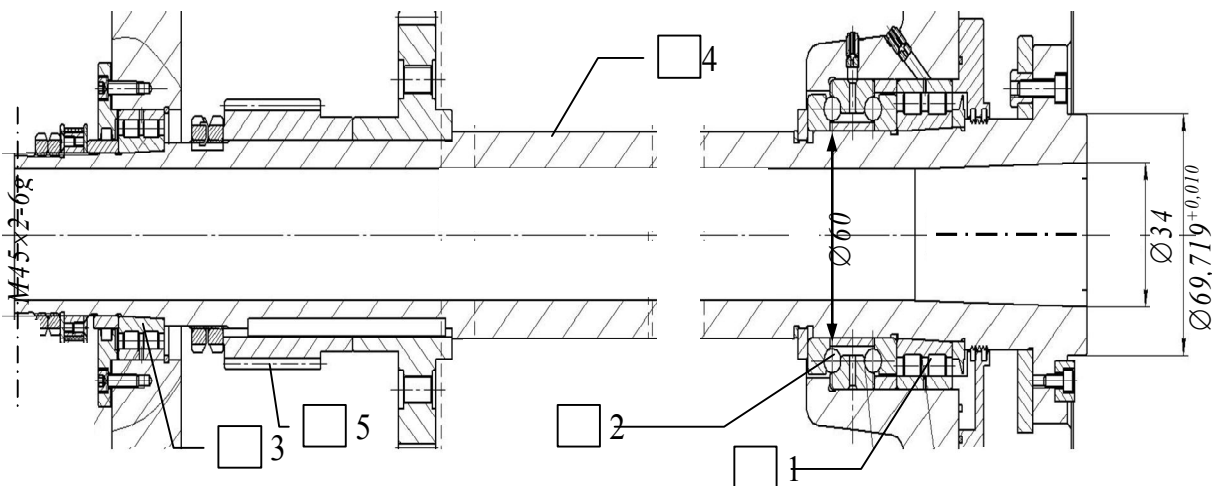


Рис. 1. Шпиндель верстата на підшипниках кочення; позиціями показані джерела вібрацій шпинделя

Джерелами вібрацій шпинделя є: нерівномірність тіл кочення і нерівність доріжок кочення підшипників 1 – 3; незбалансованість шпинделя 4 з патроном і заготівкою і неспіввісність його установочних баз; привод 5.

Погрішність форми у поперечному перерізі деталі виражається в параметрах огранки, некруглості і шорсткості. Причинами цих відхилень від ідеальної окружності є відносні вібрації шпинделя з заготівкою і інструменту (різця) зі супортною групою. Напрямок вібрацій –

перпендикулярний до осі обертання шпинделя. Отже діагностичними ознаками будуть відхилення форми від ідеальної окружності у поперечному перерізі деталі.

При цьому внутрішніми джерелами погрешностей шпиндельної групи є вказані на рис. 2 елементи: дефект сепараторів, нерівність доріжок кочення підшипників і нерівномірність тіл кочення 1 – 3 (відповідно *separat_1*, *paths_2*, *rollers_3*); незбалансованість шпинделя 4 з патроном і заготовкою і неспіввісність його установочних баз (*spindle_4*).

Зовнішні джерела: привод шпинделя (*drive_5*) і супорт з інструментом (*support_6*).

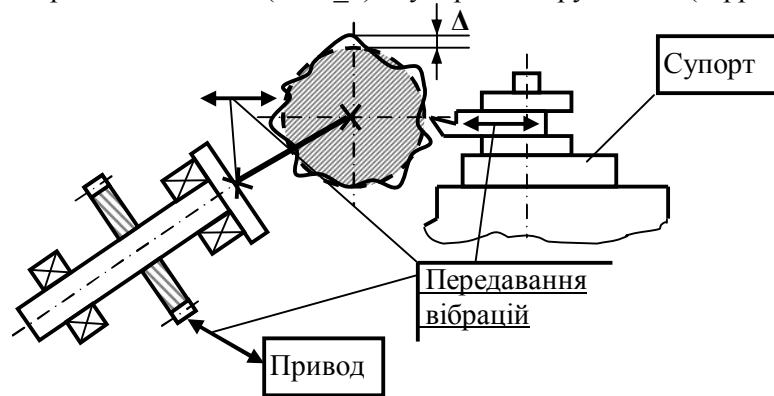


Рис. 2. Схема впливу елементів технологічної системи верстата на погрешність форми у поперечному перерізі при точінні

Таким чином, маємо 6 параметрів для діагностування і кілька діагностичних ознак (симптомів), які будуть розглянуті далі.

При вібродіагностиці за основну інформацію є запис кривої зміщень у часі відносно якоїсь бази. Зручним методом, який напряду дозволяє судити про якість обробки, є виробничий метод, при якому обточують пробний валик при встановлених режимах різання.

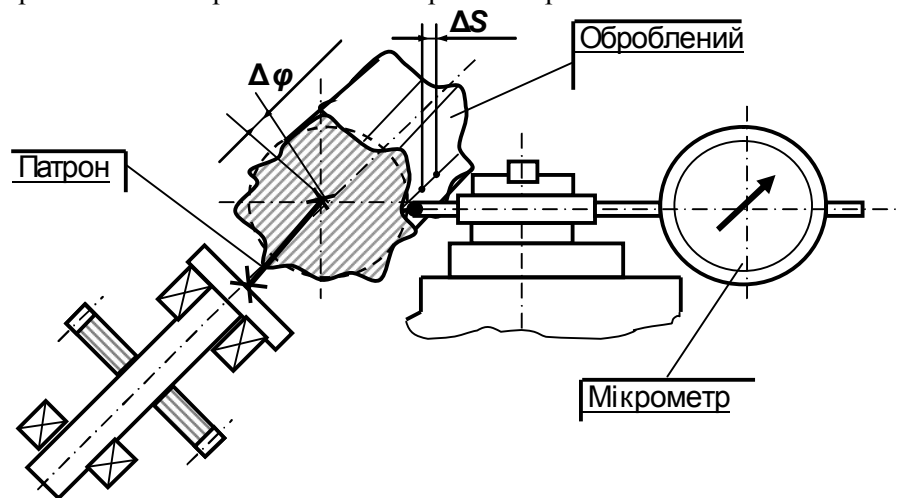


Рис. 3. Схема замірів відхилень на верстаті мікрометром

Для контролю відхилень форми у поперечному перерізі знімають профілограму, або виконують заміри відхилень на верстаті мікрометром за схемою на рис. 3.

Мікрометр попередньо виставляється на 0 по еталонному зразку. При вимірах оброблений валик повертається на крок $\Delta\varphi = 2\pi/n = \text{const}$. На кожному оберту супорт з мікрометром зміщується на крок ΔS повздовж осі шпинделя, де – подача на оберт. В кожній точці вимірів фіксується показ мікрометра. Число точок n на оберт при вимірах дорівнювало $n=12$, тобто $\Delta\varphi = \pi/6 = 30^\circ$. Крок дорівнює величині подачі на 1 оберт, $\Delta S = S_{\text{об}}$. Для того, щоб отримати стаціонарний і статистично значимий ряд число обертів обиралося $m = 10$. Загальне число точок вимірів $N = m \cdot n = 120$.

Таким чином отримуємо слід вібрацій інструменту відносно заготовки при її обробці. Попередньо виконується вимір валика, що обточений на точному верстаті. Цій запис є еталонним зразком, відносно якого буде виконуватися діагностика шпиндельної групи.

Для діагностики зручно використовувати не криву відхилень, її інтегровану характеристику – дискретний спектр Фур'є.

Виділення періодичних складових випадкової функції $y(t)$ можна здійснити за допомогою її спектрального розкладання. Одним з методів оцінки спектральної щільності стаціонарного випадкового процесу є безпосереднє застосування перетворення Фур'є до реалізації випадкового процесу.

Дискретний Фур'є – аналіз дозволить прийняти діагностичні ознаки (симптоми) Н1 - Н7 (табл. 1), які віднесені до впливів на точність і якість обробки та джерел такого впливу. Перевищення значень розмахів слугує для діагностування відповідних елементів системи.

Таблиця 1

Результуючі параметри частотного аналізу кривої y_k биття шпинделя

№	Параметр	Ім'я	Частоти	Значення, мкм	Вплив на точність і якість обробки, і їх джерела
1	Розмах	Score_y	Всі	7,5	Всі параметри
2	Розмах H	Score_H	$\omega_i \neq \omega_n$	4,8	Точність обертання: всі джерела без неспіввісності осі шпинделя і заготовки
3	Розмах H_1	Score_H1	$\omega_i > \omega_n$	4,5	Шорсткість і хвилястість: тіла кочення, привод, доріжки кочення
4	Розмах H_2	Score_H2	$\omega_i = \omega_n$	2,24	Биття: неспіввісність осі шпинделя і заготовки
5	Розмах H_3	Score_H3	$\omega_i < \omega_n$	0,6...0,7	Хвилястість: доріжки кочення підшипників, сепаратори, супорт
6	Розмах H_4 №№ 1+2+3+4	Score_H4	$2\omega_n+3\omega_n+4\omega_n$	1,2	Хвилястість: похибки доріжок кочення
7	Розмах H_5 без №№ 1, 2, 3 і 4	Score_H5	$y-\omega_n-2\omega_n-3\omega_n-4\omega_n$	3,3	Шорсткість: вплив приводу, супорт

Слід зауважити, що окремі частоти коливань можуть викликатися різними причинами, тому задача діагностики в цієї постановці є багатоваріантною, неформальною і невизначеною. Зв'язок по частотах можливих причин (діагнозів) з діагностичними ознаками (симптомами) зображений на рис. 4. Для комп'ютерного аналізу зручніше представити цей зв'язок у вигляді матриці інцидентності (табл. 2), де «1» означає зв'язок, «0» - відсутність зв'язку.

Як можна бачити з попереднього аналізу (див. рис. 4), зв'язок по частотах можливих джерел (діагнозів) з діагностичними ознаками (симптомами) не однозначний. Окремі діагностичні ознаки (симптоми) можуть викликатися групою джерел. Так, наприклад, перевищення розмаху Score_H1 з частотами $\omega_i > \omega_n$, який є причиною появи надмірних шорсткості і хвилястості, може викликатися одночасно погіршеннями доріжок кочення підшипників (paths_2), нерівномірністю тіл кочення (rollers_3) і вібраціями з боку приводу (drive_5). Це обумовлює також і можливий зв'язок в мережі Байєса між окремими розмахами. Тобто структуру оптимальної БМ не можна передбачити заздалегідь без її побудови спеціальною програмою (обрано BNetMaster).

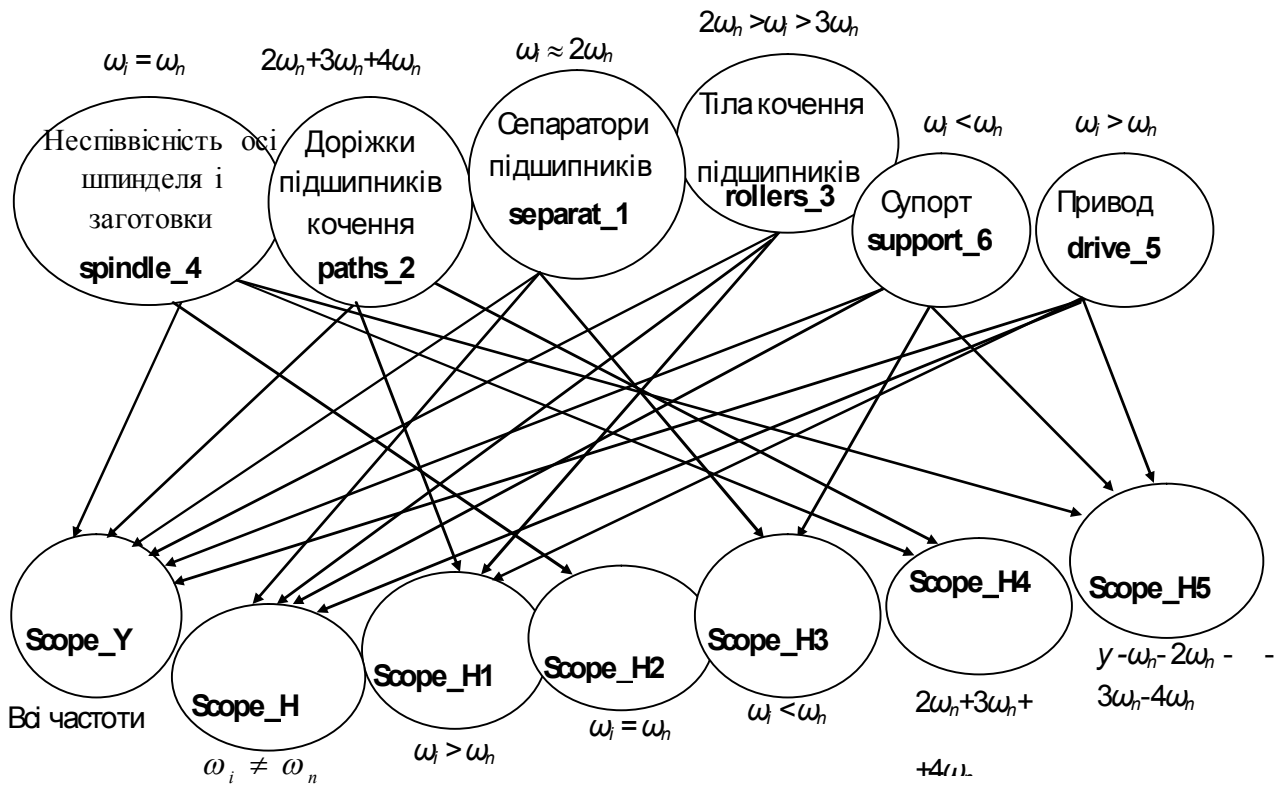


Рис. 4. Схема зв'язків по частотах можливих джерел (діагнозів) з діагностичними ознаками (симптомами)

Таблиця 2

Матриця інцидентності зв'язків джерел можливих похибок з діагностичними ознаками

Діагностичні ознаки	Джерела можливих похибок					
	separat_1	paths_2	rollers_3	spindle_4	drive_5	support_6
Scope_Y	1	1	1	1	1	1
Scope_H	1	0	1	0	1	1
Scope_H1	0	1	1	0	1	0
Scope_H2	0	0	0	1	0	0
Scope_H3	1	0	0	0	0	1
Scope_H4	0	1	0	1	0	0
Scope_H5	0	0	0	1	1	1

Матрицю навчання мережі, яка містить стани вершин (діагностичні ознаки і джерела можливих похибок, див. табл. 2), зазвичай отримують з низки спостережень за об'єктом діагностики в роботі. При цьому фіксуються стани симптомів і відповідні їм діагнози. Але це потребує в нашому випадку довготривалих спостережень, трудомістких процесів розбирання і збирання вузлів верстата. Тобто мережу можна буде все ж таки навчити ціною значних зусиль, але к тому часу, коли верстат фізично, або морально застаріє. До того ж процеси розбирання і збирання порушують вихідний стан об'єкту діагностики, тобто втрачається таке поняття як ексклюзивність чи неповторність об'єкту.

В даній роботі пропонується навчання БМ шляхом математичного моделювання дефектів.

Для навчання БМ обрана відповідна градація станів вершин БМ:

- для середніх амплітуд два стани: Small – менше (не перевищують допустимих), Large – більше (перевищують допустимі значення);
- для розмахів Н1 - Н7 три стани: Well – нормально (нижче зони ризику), Alarm – тривога (в зоні ризику, але в допуску), Badly – погано (за межами допуску) .

На першому етапі записується крива биття для нового верстата, чи верстата відновленого після його обслуговування. Дискретний спектр Фур'є цього коливального процесу будьмо враховувати еталонним.

Потім з врахуванням встановлених зв'язків (див. табл. 2 і рис. 4) на еталонну криву накладаємо збурення по амплітудах відповідно відокремлених розмахів (див. рис. 4) з імітацією шуму експерименту.

Для реалізації цієї методики, тобто генерації і навчання БМ, був дописаний додатковий модуль NetV.pas програми CORREL в середовищі Borland Delphi 7 (вкладка «Навчання мережі Байеса» програми CORREL показана на рис. 5).

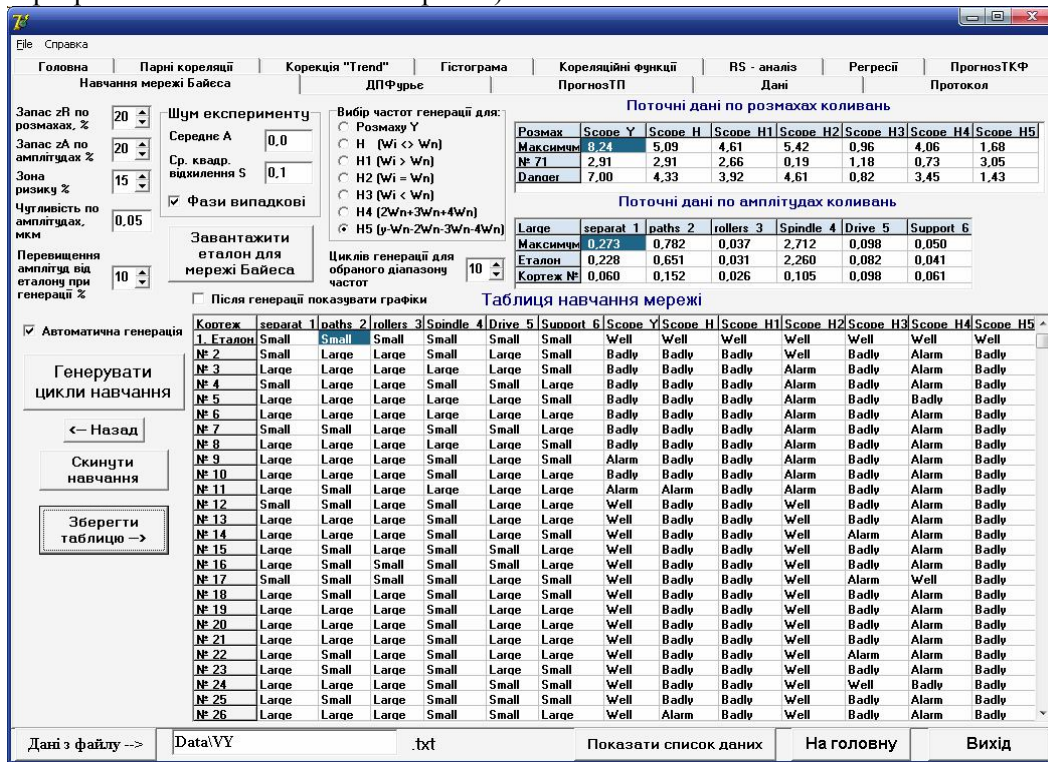


Рис. 5. Вкладка «Навчання мережі Байеса» програми CORREL

Границя Badly розмахів встановлюється настроюванням «Запас zR по розмахам, %». При цьому розмах $R_{Badly} (Максимум) = R_{Еталон} (1+zR/100)$.

Границя Alarm розмахів встановлюється настроюванням Riz «Зона ризику, %». При цьому розмах $R_{Alarm} (Danger) = R_{Badly} (1-Riz/100)$.

Таким чином, якщо при генерації кроку навчання відповідний розмах $R > R_{Badly}$, то в комірку «Таблиці навчання мережі» для цього розмаху записується «Badly», $R_{Alarm} \leq R \leq R_{Badly}$ – «Alarm» і, якщо $R \leq R_{Alarm}$ – «Well».

Аналогічно для середніх амплітуд. Границя $A_{сер_max}$ відповідних діапазонів розмахів встановлюється настроюванням Riz «Зона ризику, %», $A_{сер_max} = A_{сер_Еталон} (1+Riz/100)$.

Якщо генероване $A_{сер_генероване} \leq A_{сер_max}$ то в комірку «Таблиці навчання мережі» для джерела коливаний записується «Small», якщо $A_{сер_генероване} > A_{сер_max}$ – «Large».

Настройка dA «Перевищення амплітуд від еталону при генерації, %» слугує для встановлення рівня амплітудних збурень. При цьому по кожній генерованій амплітуді дається прирощення $\Delta A_i = A_i \cdot (dA/2 + A_{ic})$, де - шум експерименту, параметри якого задаються генератором випадкових псевдо нормальних чисел $N(A,S)$ з параметрами A і S, де A – середнє значення, S – середнє квадратичне відхилення гаусового шуму, мкм. Величина $N(A,S)$ змінюється на кожному кроці для кожної генерованої амплітуди.

Для роботи програми завантажується текстовий файл з даними за указаним шляхом (в нашому випадку Data\VY.txt). При цьому робиться активною вкладка «Навчання мережі Байеса».

Далі встановлюються настройки програми, які згруповані у вікнах вкладки у верхньому лівому куту. Настройки, які вже встановлені за замовченням гарантують адекватне навчання.

Наступним кроком треба завантажити в «Таблицю навчання мережі» еталонний ряд (клацнути кнопкою «Завантажити еталон для мережі Байеса»). При цьому заповнюються граничні

значення амплітуд і розмахів у відповідні таблиці, а також перша стрічка «Таблиці навчання мережі», де, як для еталону, в комірках джерел заносяться «Small», а в комірках розмахів – «Well».

В компоненті «Вибір частот генерації для:» можна вибрати відповідний діапазон розмахів коливань, для якого буде генероване кілька циклів (вказано в настройці «Циклів генерації для обраного діапазону частот», в нашому випадку 10). Це означає, що в «Таблицю навчання мережі» буде занесено 10 рядків зі станами вузлів БМ.

Генерація мережі можлива у трьох варіантах:

1) покрокове для обраного діапазону розмахів в настройці «Вибір частот генерації для:», якщо скинутий прапорець з «Автоматична генерація», а число циклів генерацій встановлено 1; 2) цикл для обраного діапазону розмахів в настройці «Вибір частот генерації для:», якщо скинутий прапорець з «Автоматична генерація», а число циклів генерацій встановлено більше 1; 3) автоматична генерація таблиці по всіх діапазонах розмахів з встановленим числом циклів для кожного діапазону, для цього треба встановити прапорець «Автоматична генерація», а число циклів генерацій встановити будь яке.

При генерації по першому варіанту передбачено автоматичний перехід на вкладку «ДПФурье», де для вибраних режимів показується дискретний спектр Фур'є і графічне представлення розкладання. Для цього треба встановити прапорець «Після генерації показувати графік».

Програма дозволяє видаляти генеровану таблицю як по рядках кнопкою «Назад», так і повністю кнопкою «Скинути навчання».

Заповнена таблиця зберігається у форматі .xls командою «Зберегти таблицю». Бажано для зберігання назначати каталог «..\BaesNet», але це не принципово.

Збережений файл слугує вихідними даними для роботи програми BNetMaster побудови й аналізу мереж Байєса.

Для генерації таблиці навчання БМ було обрано режими: «Автоматична генерація», число циклів генерацій 10. Інші настройки прийняті за умовчанням (див. рис. 5). Генерована матриці навчання БМ наведена на тієї же вкладці програмного інтерфейсу.

По генерованій таблиці програмою BNetMaster була побудована оптимальна структура БМ (рис. 6).

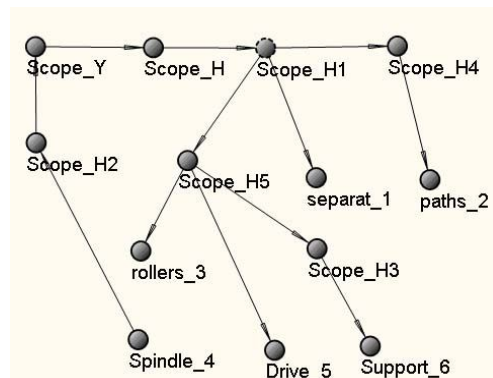


Рис. 6. Побудована оптимальна структура БМ діагностування

Як можна бачити, зв'язок по частотах можливих джерел (діагнозів) з діагностичними ознаками (симптомами) в цієї БМ не однозначний. Тобто причинно-наслідкові зв'язки в цієї структурі є як прямі від симптому до діагнозу, так і зворотні. Мають місце також зв'язки між симптомами(розмахами). Це в принципі не суперечить структурі взаємодій, які наведені на рис. 4.

За побудованою структурою БМ було проведено діагностування для 2-х випадків проявлення діагностичних ознак (симптомів).

1. Діагностування при небезпечному загальному рівні коливань $Score_Y$ ініціювалася вершина $Score_Y$ в стані «Alarm», цьому стану було надано ймовірність $p_{Alarm} = 1$. Інші стани вершини $Score_Y$ мають ймовірності $p_{Well} = 0$, $p_{Badly} = 0$.

Розраховані умовні ймовірності для інших вершин БМ наведені в табл. 3.

Таблиця 3

Розраховані умовні ймовірності станів вершин БМ для випадку небезпечного загального рівню коливаний $Score_Y = \langle Alarm \rangle$

Вершини	Well	Alarm	Badly
Scope_Y	0	1	0
Scope_H	0,461	0,308	0,231
Scope_H1	0,436	0,282	0,282
Scope_H2	0,466	0,282	0,282
Scope_H3	0,465	0,344	0,281
Scope_H4	0,595	0,191	0,214
Scope_H5	0,374	0,344	0,282
Вершини	Small	Large	
separat_1	0,674	0,325	
paths_2	0,719	0,281	
rollers_3	0,772	0,228	
spindle_4	0,871	0,129	
drive_5	0,641	0,359	
support_6	0,754	0,246	

Результати розрахунку показують, що ймовірності перевищення допустимих розмахів коливаний в цілому невеликі, але є сенс звернути увагу на привод (drive_5), як на джерело дефекту з найбільш високою ймовірністю $p_{Large}=0,359$.

2. Діагностування ініціювалася, як вершина Score_H5 в стані «Badly», цьому стану вершині було надано ймовірність $p_{Badly} = 1$. Інші стани цих вершин мають ймовірності $p_{Well} = 0$, $p_{Alarm} = 0$. Це означає, що зафіксовано небезпечний рівень розмаху коливаний H5 з частотами $\omega_i = \gamma - \omega_n - 2\omega_n - 3\omega_n - 4\omega_n$, що викликають підвищену шорсткість і неперіодичну хвилястість від низькочастотних коливаний супорту.

Результати розрахунку показують, що ймовірності перевищення допустимих розмахів коливаний досить великі для Score_H4 ($p_{Badly} = 0,5$) і Score_H5 ($p_{Badly} = 0,556$). є сенс звернути увагу на стан підшипників, а саме їх сепараторів (separat_1, $p_{Large}=0,6$), як на джерело з найбільш високою ймовірністю дефектів $p_{Large}=0,359$, а також доріжок кочення (paths_2, $p_{Large}=0,454$). Досить висока також ймовірність впливу вібрацій з боку приводу (drive_5, $p_{Large}=0,467$).

Висновки. Основними результатами дослідження є:

1. Розроблена модель діагностики причин відхилення форми при повздовжньому точінні і встановлені зв'язки погрішностей форми з параметрами верстата.
2. На основі проведеного Фур'є – аналізу кривої биття шпинделя встановлені діагностичні ознаки погрішностей форми при повздовжньому точінні і зв'язки по частотах між джерелами похибок і діагностичними ознаками.
3. Розроблено методику і програмний модуль навчання мережі Байєса для діагностики шпиндельної групи.
4. Проведено побудову, навчання і аналіз мережі Байєса для діагностування шпиндельної групи верстата на базі програми BNetMaster.
5. З використанням розробленої мережі Байєса по програмі BNetMaster проведено діагностику дефектів верстата для двох випадків встановлення діагностичних ознак.
6. Проведений аналіз результатів діагностування дозволяє враховувати отримані результати достовірними.

1. Верзаков Г.Ф. и др. Введение в техническую диагностику. Под ред. К.Б. Карандеева. – М.: Энергия, 1968. – 224 с.
2. Кедров С.С. Колебания металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1978. – 199 с.
3. Давиденко В.І. Застосування різних методів оцінювання взаємозв'язку між факторами при побудові мереж Байєса [Текст] / Давиденко В.І., Трофименко Д.В., Свердел К.О. // Системний аналіз та інформаційні технології: сб. наук. праць по матеріалам XII міжнар. наук.-прак. конф.. – К:НТУУ «КПІ», 2010. – 448 с.
4. Давиденко В.І. Використання мереж Байєса з прихованими вершинами приматематичному моделюванні. – Магістерська дисертація, К:НТУУ «КПІ», 2010. – 184 с.

УДК 620.191.33: 620.193

Р.С. Грабовський¹, І.М. Фартушок², О.М. Лепак², Т.М. Горб'як², Ж.М. Гуцак²¹Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу;²Дрогобицький державний педагогічний університет імені Івана Франка

ОЦІНКА ПОТЕНЦІЙНОГО РИЗИКУ РУЙНУВАННЯ ТРИВАЛО ЕКСПЛУАТОВАНОГО ГАЗОПРОВОДУ

Запропоновано методичний підхід до побудови діаграми узагальненої оцінки потенційного ризику руйнування дефектної труби газопроводу. Досліджено закономірності розвитку корозійно-втомної тріщини у середовищі ґрунтової води. Виконано розрахункові дослідження залежності руйнівного тиску від розмірів (глибини s та довжини L) експлуатаційних корозійно-втомних дефектів. Визначено умови, за яких можливий початок розвитку корозійно-втомних тріщиноподібних дефектів у стінці газопровідної труби за крихким чи в'язким механізмом. Встановлено умови можливого руйнування газопровідної труби за в'язким механізмом.

Ключові слова: газопровід, тріщиноподібний дефект, корозійна втома, коефіцієнт інтенсивності напружень, руйнівний тиск.

Актуальність проблеми. Україна має потужну систему магістральних газопроводів, розвинуту інфраструктуру, 13 підземних газосховищ і висококваліфіковані кадри. Незважаючи на те, що Росія розробляє нові транспортні маршрути експорту газу, вона й надалі залишається найбільшою газотранзитною країною. Сумарна довжина вітчизняних магістральних газопроводів і газопроводів відгалуження становить 38,55 тис. км [3]. За терміном експлуатації вони розподіляється таким чином:

- до 10 років–3,18 тис. км (8%);
- від 11 до 15 років–2,68 тис. км (7%);
- від 16 до 20 років–3,71 тис. км (10%);
- від 21 до 30 років–11,35 тис. км (29%);
- більше 30 років–17,63 тис. км (46%).

Як бачимо, на сьогодні біля 75% газопровідної системи України експлуатується понад 20 років. За статистикою, під час періодичної діагностики стану тривало експлуатованих вітчизняних магістральних газопроводів на кожні 100 км їх довжини виявляють близько 5-6 тис. дефектів. Значна їх частина є недопустимими і потребують усунення [18, 24]. Виявлені під час технічного діагностування газопроводів поверхневі дефекти суцільності матеріалу (дефекти матеріалу) характеризуються локальним порушенням його цілісності й поділяються на двовимірні (характеризуються довжиною та шириною) і тривимірні (характеризуються довжиною, глибиною та шириною) [9, 44, 45]. Гострі дефекти основного металу (риски, закати, розшарування) чи зварного шва (підрізи, непровари) відносяться до тріщиноподібних дефектів і є потенційною загрозою виникнення тріщин й причиною аварійних ситуацій під час експлуатації магістральних газопроводів. Кількість таких стрес-корозійних руйнувань як в Україні так і за кордоном не зменшується. Аварії магістральних газопроводів призводять до негативних екологічних наслідків і здебільшого супроводжуються вибухами й пожежами, а фрагменти зруйнованих трубопроводів розлітаються на декілька десятків метрів від місця розриву. Для оцінки соціальних наслідків визначається зона ураження та кількість людей, які можуть перебувати у цій зоні на момент аварії. У роботі [29] запропоновано формулу для оцінки зони ураження від розриву газопроводу

$$r = 99 \cdot D \cdot \sqrt{p} \quad (1)$$

де: r –радіус зони ураження, м;

p –максимальний експлуатаційний тиск, МПа;

D –діаметр газопроводу, м.

Збитки від таких аварій складаються з вартості втраченого газу та ремонтно-відновлювальних робіт, збитків споживачів від недоотриманого газу. Втрати можуть виявитися значним, оскільки магістральні газопроводи проходять, як правило, у віддалених районах, що суттєво збільшує термін ремонту пошкодженої ділянки [3, 11, 12, 41].

©Р.С. Грабовський, І.М. Фартушок, О.М. Лепак, Т.М. Горб'як, Ж.М. Гуцак

Хоча вперше стрес-корозійні руйнування ідентифіковано ще на початку 1960-х років (у країнах пострадянського простору – у 1980-х роках) [2, 37], проте повного розуміння причин і механізмів цього явища немає й до нині [30-32, 34].

Аналіз розподілу відмов за причинами їх виникнення [2, 13, 17] свідчить, що 35-40% руйнувань магістральних газопроводів (за даними українських і російських дослідників) зумовлені зовнішньою та внутрішньою корозією, в тому числі стрес-корозією (рис. 1) на обох поверхнях газопровідних труб [15, 24]. Причому результати внутрішньотрубної діагностики та обстеження корозійного стану трубопроводів у шурфах свідчить, що на магістральних газопроводах понад 94% корозійних і стрес-корозійних дефектів містяться на зовнішній поверхні, яка знаходиться під катодним захистом. З них 31,7% – корозійні виразки, 68,3% – стрес-корозійні тріщини [19].



а)



б)

Рис. 1. Зовнішні корозійні виразки (а) та поздовжній дефект стрес-корозійного характеру (б) на трубі магістрального газопроводу «Уренгой–Помари–Ужгород», $D = 1420$ мм [17]

Застосовувана спеціалістами ДК «Укртрансгаз» внутрішньотрубна діагностика дозволяє виявляти лінійні ділянки газопроводів з одиничними та множинними корозійно-механічними дефектами глибиною понад 1 мм і довжиною понад 10 мм [28].

Проте існуючі методики [20, 21, 44, 45] та стандарти [9, 42, 43] не враховують у повній мірі потенційний розвиток наявних корозійних виразок та корозійно-механічних тріщиноподібних дефектів під час експлуатації газопроводів, що зумовлено комплексним впливом робочих навантажень та корозійних середовищ [16].

У зв'язку з цим інтерпретація виявлених під час технічної діагностики корозійних виразок та корозійно-механічних тріщиноподібних дефектів, оцінка можливості подальшої експлуатації дефектних газопроводів за підходами механіки деформованого твердого тіла є актуальним науково-прикладним завданням.

Об'єкт, мета й методика досліджень. Об'єктом дослідження є фрагмент газопровідної труби типорозміром $d_{зовн} = 530$ мм і $t = 7$ мм, яка експлуатувалася 43 роки під максимальним робочим тиском газу $p_{max} = 5,5$ МПа і коефіцієнтом асиметрії циклу навантаження $R = 0,8$.

У трубі наявні одиничні та множинні зовнішні тривимірні корозійні виразки й корозійно-втомні двовимірні тріщиноподібні дефекти довжиною L і максимальною глибиною c (рис. 2, а, б), розташовані паралельно до її осі. Дефекти утворилися внаслідок пошкодження захисного покриття, високої корозійної активності ґрунтів (болота, балки, яри), підвищеної температури поверхні труби тощо [33].

Як відомо, до тріщиноподібних дефектів належать гострі тривимірні дефекти основного металу (риски, подряпини тощо), дефекти зварного шва (підрізи, непровари, пори, шлакові вclusions) та корозійні виразки за умови, що ширина дефекту $2b$ є малою величиною і виконується нерівність

$$\begin{cases} b \leq 0,25 \cdot t; \\ b \leq c. \end{cases} \quad (2)$$

де: t – товщина стінки труби;
 c – глибина дефекту;
 b – півширина дефекту [9].

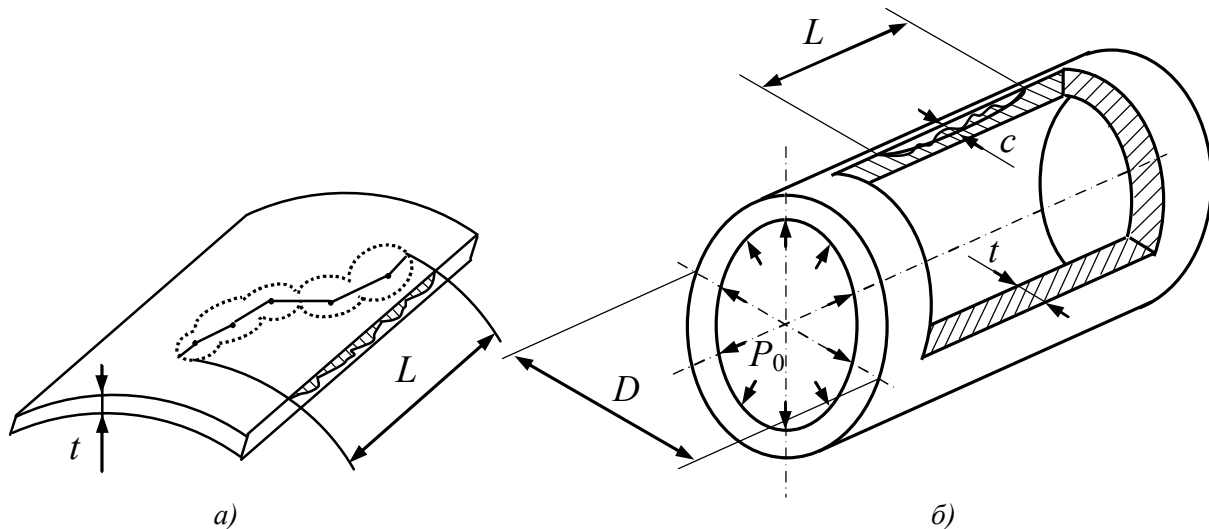


Рис. 2. Схематичне зображення зовнішньої корозійної виразки (а) у стінці газопровідної труби (б)

Усебічну оцінку впливу розмірів (глибини, довжини, ширини) та гостроти (радіуса концентратора) виявлених під час діагностування експлуатаційних і технологічних корозійних й корозійно-втомних дефектів проводять із врахуванням впливів в'язкої та крихкої складової руйнування [9, 18, 24, 44, 45]. Причому для оцінки впливу на процес руйнування дефектного трубопроводу в'язкої складової використовують характеристик міцності матеріалу (σ_B або $\sigma_{0,2}$), а крихкої складової – характеристики опору сталі крихкому руйнуванню – ударну в'язкість KCV , критичний коефіцієнт інтенсивності напружень K_{Ic} та статичну тріщиностійкість J_{Ic} .

Метою роботи є розробка методики інтерпретації виявлених засобами технічної діагностики зовнішніх експлуатаційних дефектів на досліджуваних ділянках газопроводу "Долина-Пасічна" для попередження аварійної ситуації й використання отриманих результатів для системи

управління процесом експлуатації, технічного обслуговування та капітального ремонту газопроводу [1, 25].

Для оцінювання залишкової довговічності дефектних ділянок газопроводу досліджують та аналізують процеси руйнування (як крихкого так і в'язкого) газопроводів в експлуатаційних умовах [23, 24], експериментально визначають фізико-механічні властивості та структуру експлуатованого металу труб [26, 27], випробовують труби зі штучними чи природними дефектами [10, 40], визначають розрахункову оцінку дефектних труб за відомими нормами [43] і стандартами [42]. Одержані результати у поєднанні з методами діагностики й визначення технічного стану газопровідної системи [4, 14, 20, 28, 35] є основою для прогнозування залишкового ресурсу експлуатованого газопроводу—часу його експлуатації від моменту контролю технічного стану до досягнення гранично-рівноважного стану дефектної труби [23, 24].

Закономірності розвитку корозійно-втомних тріщин досліджувалися на експериментальній установці (рис. 3) за методикою [22].



а)



б)

Рис. 3. Загальний вигляд установки (а) та зразка (б) для дослідження процесів розвитку корозійно-втомної тріщини в трубах газопроводу "Долина-Пасічна" ($T=20^{\circ}\text{C}$) [5]

За результатами експериментальних досліджень побудовано діаграму циклічної корозійної тріщиностійкості газопровідної сталі $dc/dN = f(K_I)$. При цьому значення коефіцієнта інтенсивності напружень K_I , визначалися за формулою [22]:

$$K_I = \left[\frac{6M}{b\sqrt{(t)^3}} \right] \cdot \sqrt{\lambda \cdot f(\lambda)}, \quad (3)$$

де M —згинаючий момент, прикладений до зразка, b —ширина зразка, t —висота зразка, $\lambda = c/t$,

$$f(\lambda) = \begin{cases} 1,99 - 2,47\lambda + 12,97\lambda^2 - 23,17\lambda^3 + 24,80\lambda^4 + 60,50\lambda^{16} & \text{при } 0 \leq \lambda \leq 0,6 \\ 0,6651/\sqrt{\lambda(1-\lambda)^3} & \text{при } 0,6 \leq \lambda \leq 0,8 \end{cases},$$

c —довжина тріщини.

За допомогою степеневі залежності Паріса в інтервалі зміни швидкостей розвитку тріщини $dc/dN = 1 \cdot 10^{-8} \div 1 \cdot 10^{-6}$ м/цикл аналітично описано середньоамплітудну ділянку побудованої діаграми [8, 23]:

$$V_{\Delta K_I}^c = dc/dN = C \cdot (\Delta K_I / \sqrt{1-R})^n, \quad (4)$$

де C та n —константи системи 'газопровідна сталь—середовище', R —коефіцієнт асиметрії.

Для наявних зовнішніх тривимірних корозійних виразок із плавними переходами у товщі металу (рис. 2) здебільшого реалізується в'язкий механізм руйнування з повільним пластичним розкриттям тріщини у дефекті після його виникнення. Для оцінювання граничного стану труб з такими дефектами одержано напівемпіричні залежності величини руйнівного тиску. Так за норвезькими нормами DNV RP-F101 [39, 43] руйнівний тиск визначається за залежністю:

$$p_f = \frac{2\sigma_B \cdot t}{D-2t} \cdot \left[\frac{1-(c/t)}{1-\frac{(c/t)}{q}} \right], \quad (5)$$

$$\text{де } q = \sqrt{1 + 0,31 \cdot \left(\frac{L}{\sqrt{D \cdot t}} \right)^2}.$$

В рамках модифікованого американського стандарту ASME B31G-1991 [39, 42] руйнівний тиск визначається за рівнянням:

$$p_f = \frac{2 \cdot (1,1 \cdot \sigma_{0,2} + 69) \cdot t}{D} \cdot \left[\frac{1 - 0,85 \cdot (c/t)}{1 - \frac{0,85 \cdot (c/t)}{k}} \right], \quad (6)$$

$$\text{де } k = \sqrt{1 + 0,6275 \cdot \left(\frac{L}{D} \right)^2 \cdot \left(\frac{D}{t} \right) - 0,003375 \cdot \left(\frac{L}{D} \right)^4 \cdot \left(\frac{D}{t} \right)^2}, \quad \text{для } \left(\frac{L}{D} \right)^2 \cdot \left(\frac{D}{t} \right) \leq 50;$$

$$k = 3,3 + 0,032 \cdot \left(\frac{L}{D} \right)^2 \cdot \left(\frac{D}{t} \right), \quad \text{для } \left(\frac{L}{D} \right)^2 \cdot \left(\frac{D}{t} \right) > 50.$$

Якщо умова статичної міцності виконується безумовно, то довговічність визначається як проміжок часу від поточного стану до кінцевого, коли глибина дефекту становитиме 80% від товщини стінки труби в зоні дефекту.

Результати досліджень та їх обговорення. Оцінка руйнування газопровідної труби з корозійно-втомним дефектом за в'язким механізмом проводилася шляхом визначення граничного стану трубопроводу для різних співвідношень відносної глибини дефекту та його максимального

розміру вздовж трубопроводу. Розрахунки проводилися за норвезькими нормами DNV RP-F101 [43].

Вітчизняні стандарти [9, 20], які ґрунтуються на європейській методиці *SINTAP* [44, 45], для аналізу стану міцності трубопроводів з тривимірними, тобто корозійними дефектами (рис. 1, а), рекомендують використовувати двокритеріальний підхід. Проте для цього необхідно прийняти коефіцієнт інтенсивності напружень $K_I = 0$, тобто допустити оцінку міцності лише з урахуванням впливу в'язкої складової руйнування. Тому оцінювання порогового (безпечного) поверхневого тривимірного дефекту проводилося за європейською методикою *SINTAP* [44, 45] та вітчизняними стандартами [9, 20] – будівельними нормами оцінювання стану магістральних трубопроводів з дефектами. Згідно з ними, безпечною (пороговою) вважається така глибина корозійно-втомного дефекту $[c_{S_r}]$, для якої коефіцієнт запасу міцності S_r (коефіцієнт безпеки) труби

$$S_r = \frac{P_p}{P_f} \leq \frac{1}{2}, \quad (7)$$

де P_p – максимальний робочий тиск; P_f – розрахований руйнівний тиск.

Механічні характеристики міцності та пластичності сталі досліджуваної газопровідної труби, які визначалися за стандартною методикою випробувань циліндричних зразків на розтяг [39], наведено в таблиці 1. Далі за формулами (5) і (7) обчислювалися безпечна $c_{S_r=0,5}$ та гранична $c_{S_r=1,0}$ глибини дефекту залежно від його довжини L .

Таблиця 1
Геометричні параметри і механічні характеристики міцності та пластичності матеріалу труби газопроводу "Долина–Пасічна"

Матеріал труби	$d_{зовн}$, мм	t , мм	σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %
сталь 10Г2СД	530	7,0	575,3	408,6	25,6

Слід зазначити, що разом із руйнуванням дефектної газопровідної труби за в'язким механізмом за певних умов (часта зміна робочого тиску в межах 30% ($R = 0,7$) [2], повторна дія внутрішнього тиску ($R = 0$) [8]) можливе зародження й розвиток корозійно-втомних тріщин, які у ряді випадків стають причинами аварійних ситуацій [2, 28].

Випробування досліджуваного металу трубопроводу "Долина–Пасічна" на циклічну корозійну тріщиностійкість здійснювались на спеціальному експериментальному обладнанні [5].

З фрагментів газопровідної труби вирізалися заготовки розмірами $10 \times 7 \times 40$ мм. Випробування балкових зразків прямокутного поперечного перерізу з початковою крайовою тріщиною $c = 1,2, 1,4$ мм здійснювалося в умовах консольного згину. Загальна довжина зразка становила 200 мм. Частота циклічного навантаження синусоїдальної форми 1 Гц при асиметрії циклу навантаження $R \approx 0,8$. Випробування проводилися для різних систем „матеріал–зовнішнє середовище”.

Результати випробувань у робочому середовищі „грунтова вода” (0,1% розчин $NaCl$, рН 6,5, температура $T = 20^\circ C$) зображено на рис. 4 у вигляді діаграми циклічної тріщиностійкості сталі 10Г2СД – графічної залежності швидкості росту втомної тріщини dc/dN від розмаху коефіцієнта інтенсивності напружень ΔK_I в околі її вершини. Середньоамплітудну ділянку діаграми аналітично описувалася рівнянням (4).

Також визначалися пороговий (ΔK_{th}) та критичний (ΔK_{fc}) коефіцієнти інтенсивності напружень (табл. 2).

За умови корозійної втоми [23] старт (початок поширення, тобто зростання на деяку характерну величину Δc^*) корозійно-втомної тріщини глибиною $c = c_{th}$ настає за умови, що у її вершині розмах коефіцієнта інтенсивності напружень досягає порогового значення ΔK_{th} . Пороговий розмір тріщини c_{th} , [6]:

$$c_{th} = \frac{(\Delta K_{th})^2}{(\Delta\sigma)^2 \cdot \pi \cdot f(c/a; c/t; \Theta)}, \quad (8)$$

де: $\Delta\sigma$ —розмах розтягувальних напружень за цикл навантаження: $\Delta\sigma = (\Delta p \cdot d)/2t$, МПа;
 Δp —зміна тиску робочого середовища в трубопроводі за цикл навантаження, МПа;
 d —внутрішній діаметр труби, м;
 t —товщина стінки труби, м;
 $f(c/a; c/t; \Theta)$ —функція, яка залежить від форми (c/a), глибини тріщини (c/t) та кута від малої осі напівеліптичної тріщини (θ).

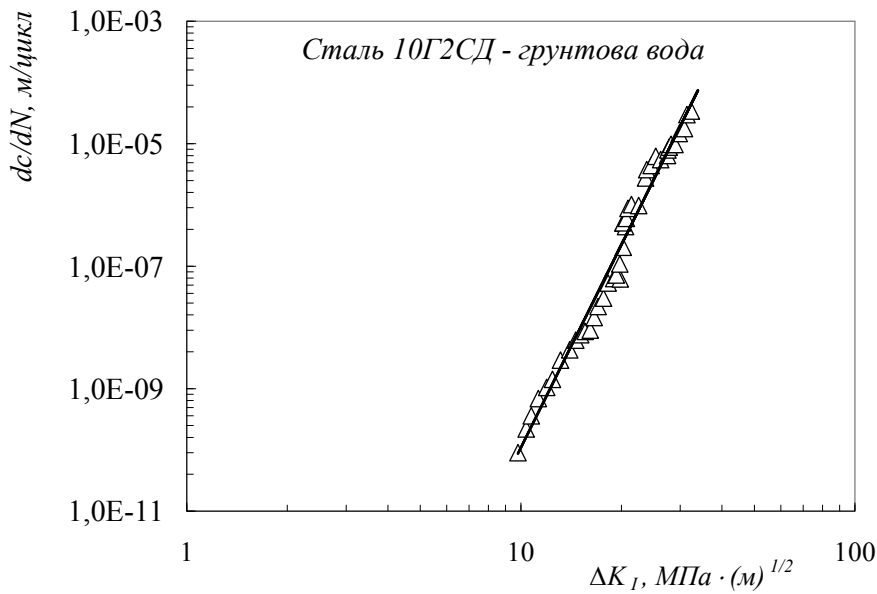


Рис. 4. Діаграма циклічної тріщиноустійкості для експлуатованої сталі 10Г2СД газопроводу 'Долина-Пасічна' ($T = 20^\circ\text{C}$)

Таблиця 2

Характеристики циклічної корозійної тріщиноустійкості сталі 10Г2СД

Система, 'матеріал-середовище'	n	C , м/цикл (МПа \cdot м $^{1/2}$) $^{-n}$	ΔK_{th} , МПа \cdot м $^{1/2}$	ΔK_{fc} , МПа \cdot м $^{1/2}$
Експлуатований метал-модель ґрунтової води	12,53	$1,01 \cdot 10^{-23}$	8,5	36,9

Результати розрахунково-експериментальних досліджень металу газопровідної труби при максимально допустимій для експлуатації глибині корозійно-втомної тріщини (80% від товщини стінки труби [9]) зображено на рис. 5. Як бачимо з діаграм, тривало експлуатована в умовах впливу зовнішнього середовища та асиметричних коливань робочого тиску газопровідна труба з наявними корозійно-втомними тріщинами чи тріщиноподібними дефектами залежно від їх розмірів (глибини c та довжини L) може руйнуватися як за переважаючого впливу крихкої чи в'язкої складової, так і за змішаним механізмом, тобто за наявності і крихкої і в'язкої складових руйнування. Одержані графічні залежності дозволили встановити такі характерні зони:

A—зона з безпечними умовами експлуатації дефектного газопроводу;

B—зона з потенційно можливим ризиком в'язкого руйнування газопроводу з корозійно-втомними тріщиноподібними дефектами;

C—зона з умовами розвитку (поширення) корозійно-втомних тріщин в газопровідній трубі;

D – зона безумовно неприпустимих корозійно-втомних дефектів, при наявності яких експлуатований газопровід вважається непрацездатним, оскільки в ній існують умови виникнення пластичного (в'язкого) руйнування дефектного газопроводу.

Якщо параметри виявленого під час технічного обстеження тріщиноподібного дефекту (глибину c та довжину L) нанести на діаграму, що відповідає умовам експлуатації газопроводу, то можна ідентифікувати дефект і зробити висновок про можливість подальшої експлуатації діагностованої ділянки лінійної частини газопроводу чи виведення її з експлуатації.

Графічні залежності кривих безпечних станів міцності газопроводу (рис. 5, криві 1, 2) свідчать, що в залежності від довжини та глибини виявлених тріщиноподібних дефектів існує потенційна можливість виникнення як корозійно-втомного (за крихким механізмом), так і в'язкого руйнування, причому зміна механізму руйнування відбувається в точці F . Дефекти довжиною $L \leq 150$ мм та глибиною $c \geq 3,5$ мм становлять потенційну загрозу виникнення (зародження) та розвитку тріщиноподібного дефекту за корозійно-втомним механізмом (рис. 5, зона C) [8]. Дефекти довжиною $L \geq 150$ мм та глибиною $c \leq 3,5$ мм більш схильні до розвитку руйнування за в'язким механізмом [36, 38], причому зі збільшенням довжини цих дефектів потенційно зростає можливість його реалізації (рис. 5, зона B).

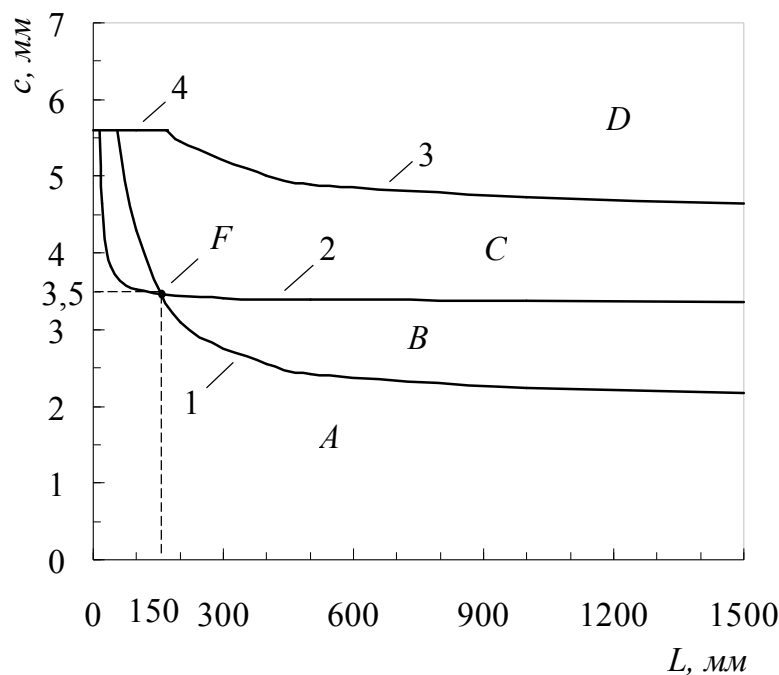


Рис. 5. Параметри корозійно-втомних дефектів та криві граничного стану міцності для газопроводу "Долина-Пасічна" в умовах впливу ґрунтової води:

- 1 – крива безпечного стану дефектного газопроводу (допустимих глибин тріщиноподібних дефектів у газопроводі) згідно процедури *SINTAP* ($S_r = 0,5$);
- 2 – крива безпечного стану дефектного газопроводу (допустимих глибин тріщиноподібних дефектів) за параметрами лінійної механіки руйнування (формула 8);
- 3 – крива граничного стану міцності металу труб газопроводу за параметрами теорії пластичності згідно процедури *SINTAP* ($S_r = 1,0$);
- 4 – пряма ($[c] = 0,8 t$) гранично допустимого стану міцності металу труб за параметрами лінійної механіки руйнування (згідно критерію K_{fc} або національного стандарту України [9])

Аналіз одержаних результатів показує, що у випадку зародження та розвитку тріщиноподібного дефекту за корозійно-втомним механізмом до гранично допустимої глибини $c = 0,8 t$ (крива 4) відсутні умови критичного (спонтанного) руйнування газопровідної труби.

Розвиток за в'язким механізмом тріщиноподібних дефектів довжиною $L \leq 170$ мм до гранично допустимої глибини $c = 5,6$ мм (рис. 5, зона K) практично не призводять до її руйнування, хоча така дефектна труба потребує заміни. Із збільшенням довжини цих дефектів за меншої їх глибини (рис. 5, зона D) потенційно зростає можливість в'язкого руйнування труби.

На загал, для достовірної оцінки (розрахунку) залишкової довговічності дефектного газопроводу [6, 7] необхідно враховувати швидкість росту корозійно-втомних тріщиноподібних дефектів з часом (зміни розмірів дефекту) та умови, за яких вони досягають порогових і критичних розмірів (корозійне ураження, зародження тріщини, асиметричне циклічне навантажування, деградацію механічних характеристик матеріалу).

Висновки. Одержані результати досліджень та проведена класифікація експлуатаційних дефектів труб газопроводу "Долина-Пасічна" з точки зору потенційного ризику його руйнування свідчать, що зі збільшенням довжини зовнішніх тріщиноподібних корозійно-втомних дефектів відбувається зміна механізму руйнування. У разі руйнування газопровідної труби за в'язким механізмом тріщиноподібні дефекти довжиною до 150 мм практично не призводять до руйнування труби. Із збільшенням довжини таких дефектів потенційно зростає можливість їх розвитку та руйнування труби за в'язким механізмом. У випадку реалізації експлуатаційних умов, змодельованих експериментально ($R = 0,8$), існує потенційна можливість зародження й розвитку корозійно-втомної тріщини, однак відсутні умови для реалізації крихкого (неконтрольованого) руйнування газопровідної труби.

1. Безопасность России. Правовые, социально-экономические и научно-технические аспекты. Функционирование и развитие сложных народнохозяйственных, технических энергетических, транспортных систем, систем связи и коммуникаций. Раздел второй. – М.: МГФ "Знание", 1998. – С. 416.
2. Борисенко В.А. Коррозионное разрушение газопроводов / В.А. Борисенко, Ю.П. Нихаенко, В.И. Крикун // Проблемы коррозии та протикорозійного захисту матеріалів (Коррозія-2006): у 2-х томах [спецвипуск журналу "Фізико-хімічна механіка матеріалів"]: VIII міжн. конф.-вист., 6-8 черв. 2006 р.: збірник праць.–2006.–Спец. вип. №5.–С. 296-299.
3. Бут В.С. Стратегія розвитку технологій ремонту діючих магістральних трубопроводів / В.С.Бут, О.І. Олійник // Проблеми ресурсу і безпеки експлуатації конструкцій, споруд та машин: збірник наук. статей за результатами виконання цільової комплексної програми наукових досліджень НАН України у 2004-2006 рр.: зб. статей; під заг. ред. Б.Є. Патона.–К.: Національна академія наук України. Інститут електрозварювання ім. Є.О. Патона, 2006.–С. 491-496.
4. Волович О. В. Розробка комплексної методики моніторингу технічного стану зварних трубопроводів / О. В. Волович // Трубопровідний транспорт.–2009.–№ 2 (56).–С. 18-20.
5. Грабовский Р. С. Установка для испытаний конструкционных материалов на циклическую коррозионную трещиностойкость / Р. С. Грабовский, И. Н. Дмытрах, Я. Н. Пукас [и др.] // Деп. ВИНТИ № 67 68–В 89 от 10.11.1989 г.–С. 8.
6. Грабовський Р.С. Оцінка ресурсних можливостей магістральних газопроводів із експлуатаційними дефектами / Р.С. Грабовський // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ.–2010.–№4 (37).–С. 71-82.
7. Грабовський Р.С. Встановлення ресурсних можливостей тривало експлуатованих нафтогазопроводів // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2009. – № 2. – С. 145-152.
8. Дмитрах І.М. Вплив корозійних середовищ на локальне руйнування металів біля концентраторів напружень / І.М. Дмитрах, В.В. Панасюк–Львів: Національна академія наук України. Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка.–1999.–С. 341.
9. ДСТУ-НБВ.2.3.-21:2008 Настанова визначення залишкової міцності магістральних трубопроводів з дефектами–К.: Мінрегіонбуд України, 2008.–С. 68.
10. Заец А.Ф. Натурные испытания технологических трубопроводов, имеющих дефекты / А.Ф. Заец // Научн.-техн. сборн. "Отечественный и зарубежный опыт в газовой промышленности. Транспорт и подземное хранение газа".–1996.–№ 1-2.–С.21-24.
11. Иванцов О. М. Надежность магистральных трубопроводов / О. М. Иванцов, В. И. Харитонов. –М.: Недра, 1978.–С. 167.
12. Каранович Е.В. Анализ причин аварий на магистральных газопроводах / Е.В. Каранович // Нефть и газ Западной Сибири: у 4-х томах / под общ. ред. О.Ф. Данилова: междунар. науч.-техн. конф., 19-20 окт. 2011 г.: материалы конференции.–Тюмень: Тюменский государственный нефтегазовый университет, 2011.–Т2–С. 41-43.
13. Кичма А.М. Оцінка корозійного стану газопроводів за результатами внутрітрубної діагностики / А.М. Кичма, Р.П. Коваль, Ю.В. Банахевич [та ін.] // Проблеми корозії та
Р.С. Грабовський, І.М. Фартушок, О.М. Лепак, Т.М. Горб'як, Ж.М. Гуцак

- протикорозійного захисту матеріалів (Корозія-2002): у 2-х томах [спецвипуск журналу "Фізико-хімічна механіка матеріалів"]: VI міжн. конф.-вист., 4-6 черв. 2002 р.: збірник праць.–2002.–Спец. вип. № 3.–С. 802-806.
14. Красовський А.Я. Методологія і експертна система для поточного моніторингу реального стану і забезпечення цілісності трубопроводів з метою подовження їх ресурсу / А.Я. Красовський, І.В. Ориняк, В.М. Тороп [та ін.] // Проблеми ресурсу і безпеки експлуатації конструкцій, споруд та машин (РЕСУРС): звітна сесія цільової комплексної програми, 6-8 січня 2006 р.: наук.-техн. збірник під заг. ред. Б.Є. Патона.–К.: Національна академія наук України, Інститут електрозварювання ім. Є.О. Патона, 2006.–С. 309-314.
 15. Красовський А.Я. Оцінка залишкового ресурсу трубопроводу, ушкодженого стресс-корозією / А.Я. Красовський, І.В. Ориняк, І.В. Лохман // Трубопровідний транспорт.–2011.–№ 2 (68)–С. 18-21.
 16. Крижанівський Є.І. Вплив нерівномірності газоспоживання на напружений стан трубопроводу / Є.І. Крижанівський, О.С. Тарасівський // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ.–2004.–№ 3 (12)–С. 31-34.
 17. Крижанівський Є.І. До оцінки ризику експлуатації магістральних газопроводів із тріщиноподібними дефектами / Є.І. Крижанівський, Р.С. Грабовський // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.–2012.–№1 (31)–С. 42-54.
 18. Крижанівський Є.І. Корозійно-воднева деградація нафтових і газових трубопроводів та її запобігання: [наук.-техн. посіб. у 3-х т.] / Є.І. Крижанівський, Г.М. Никифорчин; під заг. ред. В.В. Панасюка.–Івано-Франківськ–Львів: вид-во Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу, 2011.–Т. 1: Основи оцінювання деградації трубопроводів.–2011.–С. 457.
 19. Мазур И.И. Безопасность трубопроводных систем / И.И. Мазур, О.М. Иванцов–М.: Елима, 2004.–С. 703.
 20. Методика оцінки технічного стану труб газопроводу з тривалим строком експлуатації та його залишкового ресурсу (Затверджено ДК "Укртрансгаз" 15.07.2002), С. 72.
 21. Методика продления срока безопасной эксплуатации магистральных газопроводов ОАО "Газпром" СТО Газпром 2-3.5-252-2008.–Введ. 2009-04-15.–М.: ООО "ИРЦ Газпром"–С. 60.–(Стандарт организации).
 22. Механика разрушения и прочность материалов: [справ. пособ. в 4-х т. / под общ. ред. В.В. Панасюка].–К.: Наук. думка, 1988-1990.
 23. Механіка руйнування і міцність матеріалів: довідн. посібник / під заг. ред. В.В. Панасюка.–Том 7: Надійність та довговічність елементів конструкцій теплоенергетичного устаткування / І.М. Дмитрах, А.Б. Вайнман, М.Г. Стащук, Л. Тот; під ред. І.М. Дмитраха.–К.: ВД "Академперіодика", 2005.–С. 378.
 24. Механіка руйнування і міцність матеріалів: довідн. посібник / під заг. ред. В. В. Панасюка / [Г.М. Никифорчин, С.Г. Поляков, В.А. Черватюк, І.В. Ориняк та ін.];–Львів: Сполум, 2009.–Том 11: Міцність і довговічність нафтогазових трубопроводів і резервуарів; під ред. Г.М. Никифорчина–С. 504.
 25. Мурзаханов Г.Х. Прогнозирование индивидуального остаточного ресурса магистральных трубопроводов / Г.Х. Мурзаханов // Строительство трубопроводов.–1994.–№5.–С. 31-35.
 26. Никифорчин Г.М. Деградація властивостей сталей магістральних газопроводів упродовж їх сорокарічної експлуатації / Г.М. Никифорчин, О.Т. Цирульник, Д.Ю. Петрина [та ін.] // Проблеми міцності.–2009.–№ 5.–С. 66-72.
 27. Никифорчин Г.М. Чутливість механічних, корозійно-механічних та електрохімічних властивостей до експлуатаційної деградації сталей магістральних трубопроводів / Г.М. Никифорчин, О.Т. Цирульник, М.І. Греділь // Проблеми ресурсу і безпеки експлуатації конструкцій, споруд та машин: збірник наук. статей за результатами виконання цільової комплексної програми наукових досліджень НАН України у 2007-2009 рр.; зб. статей під заг. ред. Б.Є. Патона.–К.: Національна академія наук України. Інститут електрозварювання ім. Є. О. Патона, 2009.–С. 29-32.
 28. Ничипоренко М.В. Досвід діагностування магістральних газопроводів ДК "Укртрансгаз" за допомогою внутрішньо трубних інспекцій поршнів / М.В. Ничипоренко, Є.Б. Іваник // Трубопровідний транспорт.–2010.–№ 6 (66)–С. 7-8.

29. Ориняк І.В. Наукові і організаційні засади впровадження ризик-аналізу в практику управління цілістю магістральних трубопроводів // Проблеми ресурсу і безпеки експлуатації конструкцій, споруд та машин / І.В. Ориняк, М.В. Бородій, А.С. Батура; під заг. ред. Б.Є. Патона.–Київ: Інститут електрозварки ім. Б.Є. Патона НАН України.–2006.–С. 11-15.
30. Отт К.Ф. Механизм и кинетика стресс-коррозии магистральных газопроводов / К.Ф. Отт // Газовая промышленность.–1999.–№ 7.–С. 46-49.
31. Отт К.Ф. Стресс-коррозионная повреждаемость магистральных газопроводов / К.Ф. Отт // Газовая промышленность.–2000.–№ 4.–С. 38-41.
32. Отт К.Ф. Стресс-коррозия на газопроводах / К.Ф. Отт // ООО 'Газпром'. Югорск, 2002.–С. 182.
33. Поляков С.Г. Електрохімічний моніторинг магістральних трубопроводів на корозійно-небезпечних ділянках / С.Г. Поляков, А.В. Клименко, Л.І. Ниркова [та ін.] // Проблеми корозії та протикорозійного захисту матеріалів (Корозія-2008): у 2-х томах [спецвипуск журналу "Фізико-хімічна механіка матеріалів"]: IX міжн. конф.-вист., 10-12 черв. 2008 р.: збірник праць.–2008.–Спец. вип. №7.–С. 761-766.
34. Поляков С.Г. Основні закономірності стрес-корозійного розтріскування магістральних газопроводів / С.Г. Поляков, А.О. Рибаків // Проблеми міцності–2009.–№ 5.–С. 7-17.
35. Поляков С.Г. Створення електрохімічних систем активного моніторингу корозійного стану магістральних трубопроводів / С.Г. Поляков, Л.І. Ниркова, А.В. Клименко [та ін.] // Проблеми ресурсу і безпеки експлуатації конструкцій, споруд та машин (РЕСУРС): звітна сесія цільової комплексної програми, 6-8 січня 2006 р.: наук.-техн. збірник під заг. ред. Б.Є. Патона.–К.: Національна академія наук України, Інститут електрозварювання ім. Є.О. Патона, 2006.–С. 315-318.
36. Похмурський В.І. Зміна механічних та електрохімічних характеристик сталі газопроводів після тривалої експлуатації / В.І. Похмурський, Є.І. Крижанівський // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.–2009.–№ 3 (21).–С. 5-10.
37. Синугаев М.Ф. Стресс-коррозия на магистральных газопроводах и человеческий фактор / М.Ф. Синугаев, П.В. Климов, А.К. Гумеров [и др.] // Территория 'Нефтегаз'.–2008.–№ 8.–С. 32-36.
38. Смоляк Т.І. Розрахунок міцності газопроводів з корозійними дефектами / Т.І. Смоляк, І.І. Капцов, В.І. Холодов [та ін.] // Нафтова і газова промисловість.–2005.–№ 4.–С. 31-33.
39. Фридман Я.Б. Механические свойства металлов. Механические испытания. Конструкционная прочность: у 2 т. / Я.Б. Фридман. – М.: Машиностроение, 1974. – Т. 2. – С. 368.
40. Шарыгин В.М. Экспериментальная прочность труб с дефектами / В.М. Шарыгин, Ю.А. Теплинский, А.Я. Яковлев [и др.] // Газовая промышленность.–2000.–№2.–С. 35-37.
41. Яковлев А.Я. Стресс-коррозия на магистральных газонефтепроводах. – Киров: ОАО 'Кировоградская областная типография', 2009.–С. 320.
42. ASME B31G-1991. Manual for determining the remaining strength of corroded pipelines.–New York, USA: The American Society of Mechanical Engineers, American Nation Standard Institute, 1991.
43. DNV-RP-F1001: corroded pipelines. - Det Norske Veritas, 1999.
44. Neimitz A. Ocena wytrzymałości elementów konstrukcyjnych zawierających pęknięcia (podstawowe elementy procedur SINTAP) / A. Neimitz.–Kielce (Poland): Politechnika Świętokrzyska, 2004.–S. 139.
45. SINTAP: Structural Integrity Assessment Procedures for European Industry, Final Proc. Brite-Euram Project No BE95-1426.–Rotherham: British Steel, 1999.–238 p.

Рецензенти:

Русин Богдан Павлович, завідувач відділу Фізико-механічного інституту ім. Г.В. Карпенка НАН України, д-р техн. наук, професор;

Пелещак Роман Михайлович, завідувач кафедри загальної фізики Дрогобицького державного педагогічного університету імені Івана Франка, д-р. фіз.-мат. наук, професор.

УДК 677.054

В.О. Гусак

Луцький національний технічний університет

ПОРІВНЯЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ПНЕВМАТИЧНИХ ТА БЕЗЧОВНИКОВИХ ТКАЦЬКИХ ВЕРСТАТІВ ТИПУ СТБ

У статті викладено результати виконаного порівняльного аналізу функціонально-технологічних властивостей ткацьких верстатів типу СТБ та пневматичних TOYOTA JAT710.

Ключові слова: *ткацький верстат, продуктивність, надійність, конкурентоздатність.*

В сучасних умовах особливого значення набуває здатність текстильного виробництва (зокрема – ткацького) швидко реагувати на запити ринку. Для цього необхідна науково-технічна база, яка б дозволяла в найкоротші терміни проводити необхідні дослідження і розробляти нові технологічні режими ткацтва. Створення такої бази неможливе без глибокого розуміння сутності процесів тканино утворення. У свою чергу, розуміння цих процесів повинно базуватися на описі взаємозв'язку деформації і натягу в текстильній нитці, взаємодії різного роду направляючими та взаємодії ниток між собою.

Вимоги, які сьогодні пред'являються до ткацьких верстатів: гнучкість і дбайлива обробка матеріалу, велика різноманітність малюнків, абсолютна надійність в роботі і відсутність пороків тканини. Крім того, потрібно, щоб час простою був мінімально можливим, а продуктивність максимальною. Вітчизняні текстильні підприємства оснащені в основному ткацькими верстатами типу СТБ, які не повністю відповідають цим вимогам. Тому в умовах жорстокої конкуренції на ринку товарів легкої промисловості виникає необхідність використання більш нового обладнання.

Аналіз досліджень. Питанням дослідження та пошуку напрямків удосконалення ткацьких верстатів та їхніх робочих органів присвячені роботи В.М. Васильченка [1], В.А. Гордєєва [2], А.П. Альонової [3], П.Н. Аріутова [4], Р.М. Малофєєва [5] та багатьох інших вчених.

Аналіз чинних літературних джерел виявив, що в основному досягається спрямований пошук шляхів зменшення рівня обриву нитки, однією з причин якого є порушення вимог до технологічного процесу, а також невідповідність кінематичних параметрів окремих робочих органів ткацьких верстатів фізико-механічним властивостям ниток.

В сучасних умовах, коли в Україні значно зменшились об'єми виготовлення тканин, а конкуренція із виробниками країн Європи та Китаю дуже велика, виникає потреба в оснащенні підприємств сучасним високопродуктивним обладнанням. Вибір обладнання повинен здійснюватись на основі аналізу конструкції та функціонально-технологічних можливостей верстатів. З урахуванням вище означеного, сформулюємо мету нашої роботи.

Мета роботи. Аналіз чинних ткацьких верстатів і надання рекомендацій з їх вибору для сучасних вітчизняних підприємств.

Виклад основного матеріалу. Як виявив аналіз обладнання Українських підприємств, найбільш розповсюдженими є верстати ткацькі безчовникові СТБ з малогабаритними прокладальниками утка, призначені для вироблення шерстяних, бавовняних, льняних, шовкових і поліпропіленових тканин заправної ширини 180, 220, 250, 330 см. Однією з головних особливостей верстатів СТБ є спосіб прокладення утка в зів. Замість човника, що несе в собі уточне пакування, на цих станках для прокладки утка використовують укладочні механізми, виконані у вигляді сталевий пластини трубчастого перерізу зі встановленою пружиною для захвату і утримання уточної нитки. Невеликі розміри і маса (6,35x14x90 мм, 40г) дозволяють підвищити швидкість верстата. З лівого боку верстата знаходяться бобінотримачі, на яких встановлені нерухомі бобіни з пряжею. Число бобін визначається кольором прокладаючого утка і може доходити до 4-х. Батанний механізм працює таким чином: батан отримує коливальний рух, від батанних кулаків і контркулаків, розташованих на

головному валу верстата. Розмах гойдання батана невеликий, близько 80 мм, лопать в 7 - 9 разів коротше за лопаті звичайних човникових верстатів.

У верстатах із пневмоприводом уточна нитка прокладається в зів за допомогою струменя повітря, яке подається з головного сопла та естафетних сопел, вмонтованих в конструкцію профільного берда або в окремий елемент — конфузор.

Батан як такий відсутній, бердо кріпиться на магістральну ємкість розподілу стислого повітря для естафетних сопел. Головного валу немає, різні елементи верстата приводяться в роботу сервомоторами через контрольовані центральною ЕОМ частотні інвертори. Основні виробники таких верстатів у світі: Toyota Industries, Tsudakoma (Японія), Pikanol (Бельгія), Dornier (Германія), Promatech (Італія).

Станок JAT710 eurotech (рис.1) створений компанією Toyota Industries з метою забезпечення виробникам тканини найвищого рівня надійності та ефективності. З моменту своєї появи на ринку ткацький верстат JAT710 має найбільший попит серед пневматичних ткацьких верстатів. В цих верстатах використовуються найновіші електронні технології, наприклад, нова система управління з кольоровим дисплеєм і виходом в інтернет. Верстат JAT710 eurotech відкриває характеризується високою надійністю та продуктивністю.



Рис.1. Станок JAT710 eurotech

Завдяки вдосконаленій системі прокладки утка і швидкому центральному процесору, верстат JAT710 забезпечує швидкість до 1250 об/хв., на відміну від відомих моделей без човникових верстатів СТБ, які розвивають швидкість до 240 об/хв.

Нова технологія пропонує велику економію стислого повітря до 20%. При розробці даного верстата використовувалась техніка 3D-моделювання і комп'ютерного аналізу для оптимізації конструкції рами, включаючи з'єднання поперечних балок, щоб досягнути найменшої ваги та найкращої збалансованості механізму прибою утка (Рис.2). Ці вдосконалення привели до зниження вібрації навіть на найбільших швидкостях роботи.

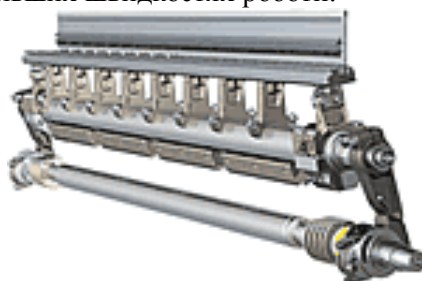


Рис. 2. Механізм прибою утка

У цих верстатах також передбачено покращене рішення на основі комп'ютерного аналізу повітряних потоків, що забезпечує стабільний ввід уточних ниток і зменшення використання повітря. Нова автоматична система регулювання натягу нитки – ABS, має додаткову функцію

повернення. З панелі управління оператор може задавати величину натягу ниток у відповідності до виду пряжі. Робота системи ABS автоматично синхронізується з вводом утка для зменшення кількості обривів при одночасному зниженні використання енергії. Пневматичний пристрій заправки уточної нитки додатково підвищує зручність обслуговування.

Верстат JAT710 eurotech оснащений таким механізмом, як електричний барабан-накопичувач утка (рис.3), який відсутній але дуже потрібний у верстатах типу СТБ. Стопорний стержень надійно працює при високих швидкостях обертання і забезпечує обмотку навіть одного витка з барабана-накопичувача, що забезпечує точний відмір уточної нитки. Цей механізм забезпечує надійну прокладку уточної нитки в зів, запобігає напрацюванню такого дефекту тканини, як «зліт» та «зкручення». Особливо необхідним механізм є при переробці в уток філаментних ниток. Система автоматичного управління утком AFC забезпечує стабільний ввід утка за рахунок автоматичної синхронізації подачі повітря в конічні тандемні сопла з подачею уточної нитки і регулювання натягу зняття уточної нитки на електронному барабані-накопичувачі.



Рис. 3. Електричний барабан-накопичувач утка

В верстатах JAT710 eurotech передбачений механізм електронного зівоутворення. Його перевагами є:

- вільне завдання рисунка переплетення через панель управління;
- регульований в вертикальному напрямі кут затримки зіву;
- регульований час закриву зіву для кожної ремісної рами;
- відсутність обмежень на зміну пропорції кількості ремізок у верхньому/нижньому положенні, в тому числі і при використанні 16 ремізок.

Висновки. Основними недоліками при експлуатації ткацьких станків типу СТБ є низька швидкість головного валу, відкрита система змащення, необхідність використання ручної праці. Через низьку швидкість головного валу зменшується продуктивність виробництва тканини. Враховуючи аналіз функціонально-технологічних властивостей верстатів типу СТБ і ринку сучасних ткацьких верстатів, вважаємо за доцільне їхню заміну на верстати JAT710, які мають наступні переваги:

- відсутність головного валу;
- здатність розвивати швидкість до 1250 об/хв.;
- відсутність виливу масла;
- відсутність використання ручної праці.

1. Васильченко В.Н. Исследование процесса прибоа утка. – М.: Гизлегпром, 1959.
2. Гордеев В.А., Волков П.В, Ткачество. – М. Легка і харчова промисловість, 1984.
3. Аленова А. П. Автоматические ткацкие станки СТБ. М., 1985 р.
4. Ариутов П.Н., Варнаков М.Н. Ткацкие автоматические станки. – СТБ., 1973 р.
5. Машины текстильного производства. Р.М. Малофеев, Ф.Ф. Светик. – М.: МГФ «Знание» «Машиностроение», 2002 р.

УДК 621.87.

В.І. Диня, С.Г. Білик, О.В. Фльонц, В.В. Крук

Бережанський агротехнічний інститут Національного університету біоресурсів і природокористування

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВИГОТОВЛЕННЯ ПРИВІДНИХ ЗІРОЧОК КОНВЕЄРІВ

В роботі приведена методика і результати експериментальних досліджень технологічного процесу виготовлення приводних зірочок односторонньої дії трубчатих конвеєрів. Експерименти проводили з заготовками виготовлених із сталі 45 і сталі 40Х кінцевими фрезами виготовленими із сталі Р6М5. Приведено результати експериментальних досліджень і виведені рівняння регресії повнофакторного експерименту з визначення сили різання в залежності від глибини різання, величини подачі і ширини різання.

Ключеві слова: технологічний процес, приводні зірочки трубчатих конвеєрів, рівняння регресії.

Постановка проблеми. Приводи трубних конвеєрів (ТК) характеризуються різноманітністю конструкцій і технологій їх виготовлення, характером функціонування і особливістю роботи. Серед них особливе місце займають приводи, які за своїми функціональними призначеннями повинні забезпечити передачу обертових моментів лише в одну сторону, а в іншому здійснюється стопоріння з'єднувальних і транспортуючих елементів. Такі приводи мають широке використання у приводах односторонньої дії, в механізмах подач металорізальних верстатів, насосів, сільськогосподарських машин, мотоциклів, велосипедів.

У зв'язку з цим розроблення прогресивних технологічних процесів їх виготовлення, технологічного оснащення, різальних і вимірювальних інструментів є актуальною задачею машинобудівних підприємств України.

Аналіз результатів дослідження і останніх публікацій. Дослідженню технології виготовлення приводних механізмів і окремих їх елементів присвячені праці Петрикова Ю.В. [1], Лінчевського П.А. [2], Гевко Б.М. [3] та багатьох інших, однак цілий ряд питань специфічних до приводів трубчатих конвеєрів потребують подальших досліджень.

Мета роботи. Підвищення ефективності виготовлення деталей механізмів односторонньої дії на основі ресурсозберігаючих технологій.

Реалізація роботи. Для визначення впливу параметрів процесу різання (незалежних факторів X_i) на силу різання під час фрезерування приводної зірочки трубного конвеєра (параметр оптимізації P_z) проведено повнофакторні експерименти, тобто визначення залежності сили різання від зміни трьох основних факторів: – від величини подачі фрези на зуб s_z , глибини різання t та ширини фрезерування B , тобто $P_z=f(s_z, t, B)$.

Експерименти проведено для заготовок виготовлених із сталі 45 та сталі 40Х. Для проведення процесу фрезерування використано кінцеву фрезу ГОСТ 17025-71 із швидкоріжучою сталі Р6М5 діаметром 8 мм, кількістю зубів 4 при частоті обертання фрези 700 об/хв. на верстаті з ЧПК 6Р13Ф3.

Оброблення отриманих даних експериментального масиву проведено за загальновідомими методиками та методами статистичного оброблення з використанням загальновідомих методик кореляційного та регресійного аналізу експериментальних даних для отримання у кінцевому результаті емпіричних рівнянь регресії. Для отримання регресійної моделі параметра оптимізації, вибирали відповідний план повно факторного ПФЕЗ³ експерименту, реалізацію якого проводили у плановій послідовності.

Досліджено технологічний процес виготовлення спеціальних приводних зірочок односторонньої дії ТК на верстатах з ЧПК з розробленням циклограми руху інструментів і встановлені раціональні режими різання. Спроековано та виготовлено установку для дослідження характеристик приводу, а також розроблено технологічний процес виготовлення спеціальних приводних зірочок ТК з використанням верстатів з ЧПК 6Р13Ф3 [4]. На рисунку 1 представлена технологічна схема фрезерування приводних зірочок односторонньої дії.

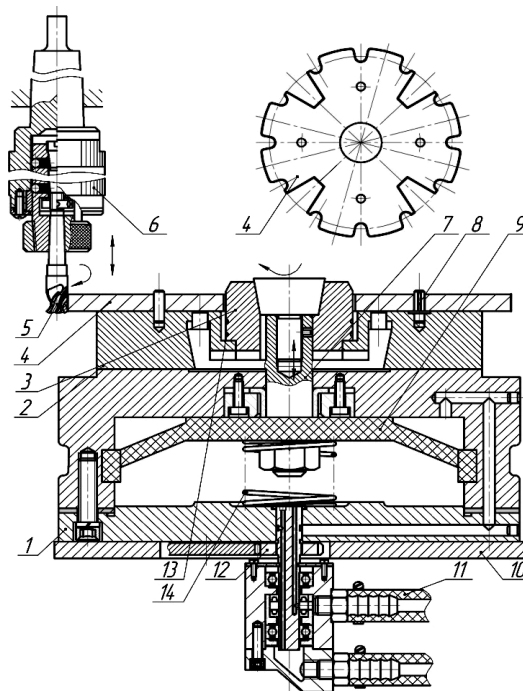


Рис. 1. Технологічна схема виготовлення приводних зірочок шліцьових механізмів односторонньої дії оброблення привідної на верстаті з ЧПК з використанням кінцевої фрези: 1 – корпус; 2 – підставка; 3 – цанга; 4 – заготовка; 5 – кінцева фреза; 6 – затискний патрон; 7 – шток; 8 – установочні пальці; 9 – пневмокамера; 10 – стіл; 11 – шланги пневмоприводу; 12 – приводні зірочки; 13 – пружина стиснення; 14 – пружина пневмоприводу

Проведено планування експерименту ПФЕ 3³ для визначення сили різання P_z під час фрезерування приводних зірочок трубних конвеєрів залежно від зміни величини подачі фрези на зуб s_z глибини різання t , ширини різання B у таких межах зміни вхідних факторів: $0,04 \leq s_z \leq 0,06$ (мм/зуб); $3 \leq t \leq 5$ (мм); $8 \leq B \leq 12$ (мм).

Технологічний процес виготовлення даної конструкції привідної зірочки має свої особливості, які визначаються її конструкцією, наявністю нестандартного кроку, трапецієдних вибірок.

Основними матеріалами для їх виготовлення є середньо вуглецеві або леговані сталі 45, 40X, 35ХГСА, 50Г2 або цементовані сталі 15, 20X, 12ХН3А на глибину 1-1,5 мм і гартовані до 55-60 HRC.

Заготовкою для диска служить листовка штамповка круглої форми, яка передбачає припуски для токарного оброблення як зовнішнього діаметра, так і отвору для маточини. Токарна обробка проводилася традиційними способами з забезпеченням точності зовнішнього діаметра зірочки h10 і зняття радіусних поверхонь зубця в поздовжньому перерізі радіусом $r=1,7D$ і внутрішнього діаметра для базування маточини Н9 з використанням верстата з ЧПК моделі 16А20Ф3.



Рис. 2. Горизонтально-фрезерний верстат Datron M8: 1 – робочий стіл; 2 – спеціальна пальцева фреза; 3 – заготовка привідного диска

Наступною операцією є нарізання впадин зубців. Операція проводиться пакетом заготовок на горизонтально-фрезерному верстаті з застосуванням ділильної головки і спеціальної пальцевої фрези, профіль якої відповідає профілю впадини (рис 2). Більш прогресивними способами, які можуть застосовуватися і серійному і масовому виробництвах, є нарізання зубців методом обкатування на зубофрезерному верстаті з застосуванням спеціальної черв'ячної фрези або зубонакатуванням на зубонакатних станах з підігрівом, але у цьому випадку необхідним є виготовлення спеціальних накатників.

Оброблення отворів для кріплення маточини виконували на вертикально-свердильному верстаті у кондукторі послідовної дії або з застосуванням багатощпиндельної свердильної головки і скальчатого кондуктора.

Після оброблення зубців дисків проводилася операція вирубки трапецоїдних вибірок через три зубці на кривошипному пресі у спеціальному штампі з базуванням деталі на центральний отвір і двох зубцях.

Одною з найбільш відповідальних операцій є заключна – гартування. Оскільки деталь тонкостінна і плоска, з метою недопущення її скривлення гартування проводять в гартувальних пресах, як цементованих так і середньо вуглецевих матеріалів заготовки диска. Встановлено залежності зміни величини обертового моменту при виготовленні приводних дисків від різних параметрів від різних параметрів представлені на рис. 3. і рис. 4.

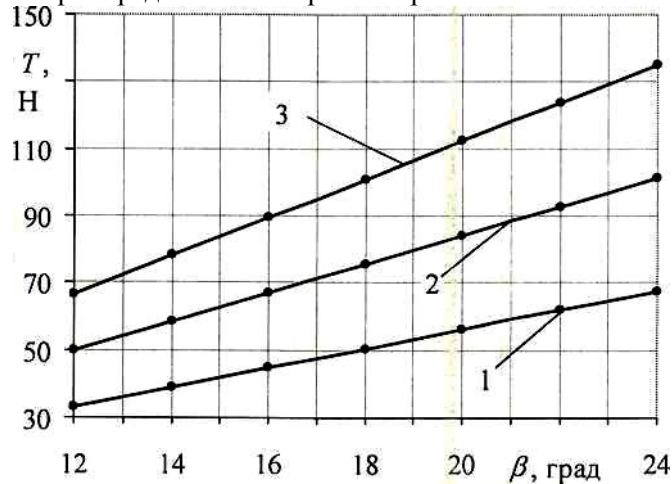


Рис. 3. Залежність зміни величини обертового моменту від кута нахилу площини конуса стержня оправки $T = f(\beta)$ для різних значень жорсткості пружини: 1 – $C = 6000$ Н/м; 2 – $C = 9000$ Н/м; 3 – $C = 120000$ Н/м

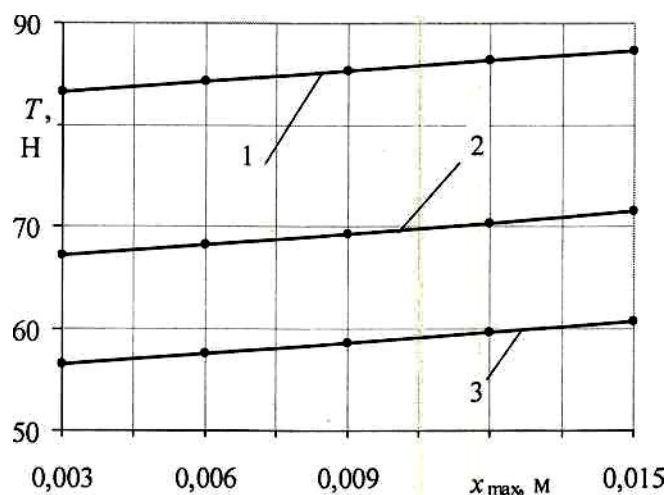


Рис. 4. Залежність зміни величини обертового моменту від значення лінійного переміщення кульки по площині конуса вздовж осі x $T = f(x_{max})$ для різних значень радіусів кульки: 1 – $r_k = 15$ мм; 2 – $r_k = 12$ мм; 3 – $r_k = 10$ мм

Попередньо припускали, що за межами цього діапазону можливий ускладнений затиск внаслідок надто незначної або ж великої сили тертя. Окрім цього, при значеннях $\beta \geq 12^\circ$ можливе заклинювання кульок і як наслідок ускладненого зняття заготовки після механічного оброблення. На нашу думку, оптимальним є значення кута нахилу площини конуса $a = 16 - 18^\circ$, оскільки при інших розглядуваних значеннях спостерігається суттєва різниця між мінімальним і максимальним зусиллям затиску, що свідчить про нестабільність затискного зусилля.

Для теоретичного дослідження впливу кута нахилу β площини конуса стержня оправки і радіуса кульки на величини робочого ходу затиску x' було проведено розрахунок залежності. Згідно отриманих результатів встановлено, що збільшення кута нахилу площини конуса стержня оправки при постійному розмірі кульки (вираженому через її радіус) збільшує величину робочого ходу затиску. Проте, для оправки типових розмірів різниця між найменшим і найбільшим значенням не перевищує 5,2 – 11,2%. Можна попередньо припустити, що ці величини суттєво не впливають ні на зусилля, ні на швидкість затиску. Однак, для підтвердження такого припущення було проведено серію експериментальних досліджень, які представлені на рис.5.

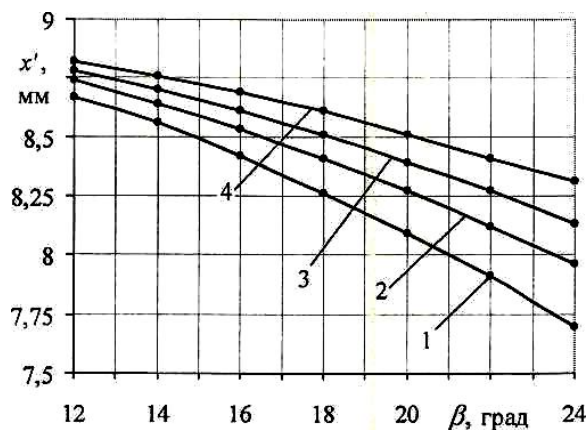


Рис. 5. Залежність зміни робочого ходу затиску від кута нахилу площини конуса стержня оправки $x' = f(\beta)$ для різних значень радіусів кульки: 1 - $r_k = 15$ мм; 2 - $r_k = 12$ мм; 3 - $r_k = 10$ мм; 4 - $r_k = 8$ мм

Представлені графічні залежності дають можливість комплексно оцінити вплив тих чи інших параметрів на технологічні можливості технологічного оснащення для оброблення приводних зірочок ТК.

На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки.

1. Розроблена програма повно факторного експерименту (ПФЕ 3^3) оброблення приводних зірочок ТК, де змінними параметрами були: величина подачі, глибина різання і ширина фрезерування з використанням програмного забезпечення "Statistika" для ПК за допомогою яких побудовані графічні залежності у вигляді квадратичних поверхонь відгуків та їх двовірні перерізи.

2. Представлені практичні дані і рекомендації для технології виготовлення приводних зірочок РК, які виготовлені із сталей: Ст45 і Ст40Х на верстаті з ЧПК.

1. Петраков Ю.М. та інші. Технологія автоматизованого управління. Інтерактивний підручник.-К.: НТУУ "КПІ" 2004.
2. Линчевский П.А. и др. Обработка деталей на отделочно-расточных станках. К: Техніка, 2001. – С. 301.
3. Зевко Б.М. та інші Технологія сільськогосподарського машинобудування. К.: Кондор, 2006, – С. 490.
4. Диня В.І. Підвищення ефективності виготовлення деталей приводних механізмів односторонньої дії. Автореферат дис.канд.техн.наук. Тернопільський національний технічний університет. Тернопіль, 2012, – С. 20.

УДК 658.527.011.56

Л.Н. Добровольська

Луцький національний технічний університет

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГНУЧКОГО АВТОМАТИЗОВАНОГО ВИРОБНИЦТВА В СУЧАСНІЙ ЕКОНОМІЧНІЙ СИТУАЦІЇ

Проведений аналіз рівня розвитку сучасного машинобудівного виробництва показав, що підвищення ефективності автоматизованого виробництва може забезпечуватися за рахунок створення технологічних систем, здатних адекватно реагувати на зміну зовнішніх умов шляхом їх структурної реорганізації та формування технологічного процесу залежно від виробничої ситуації, на основі інноваційних розробок і значною мірою визначається ступенем відповідності виробленої продукції, виробничій та економічній ситуації а також необхідним рівнем гнучкості виробництва.

Ключові слова: автоматизація, виробництво, завантаження, модуль, технологічна система, процес, гнучкість, ефективність, системний підхід, пристрої.

Сучасний стан і найближчі перспективи розвитку машинобудування пов'язані з переходом до багатонаменклатурного виробництва (БНВ) і технологій. Це вимагає оптимізації технічних рішень за рахунок управління процесом технологічної підготовки виробництва. При цьому потрібно переналагоджувати технологічну систему. Необхідно оперативно вирішувати ці завдання шляхом структурних перетворень технологічних процесів. Труднощі на підприємствах виникають із-за того, що великий парк застарілого обладнання, коефіцієнт використання устаткування низький, завантаження різних видів устаткування неоднакове. Різним аспектам вирішення цих проблем присвячені роботи вітчизняних і зарубіжних вчених провідних наукових шкіл: П.Ю. Бочкарева, Л.І. Волчкевича, Б.С. Балакшина, Б.М. Базрова, А.І. Дашенко, А.В. Корольова, В.С. Корсакова, Н.М. Капустіна, А.А. Маталіна, В.Г. Мітрофанова, Ю.М. Соломенцева.

Аналіз цієї проблемної ситуації показав, що підвищення ефективності багатонаменклатурного виробництва може забезпечуватися за рахунок створення технологічних систем, здатних адекватно реагувати на зміну зовнішніх умов шляхом її структурної реорганізації та формування технологічного процесу залежно від виробничої ситуації [1]. Створення прогресивного обладнання та інформаційних технологій дозволяє забезпечувати вирішення цих завдань. Однак, для багатьох вітчизняних машинобудівних підприємств, в час економічної кризи, важко відновлювати верстатний парк. Тому виникає необхідність більш повного використання технологічних можливостей устаткування за рахунок раціональної побудови структур технологічного процесу (ТП). Використовувані в даний час принципи і методи технологічного проектування не в повній мірі враховують їх досягнення в даних економічних умовах. Необхідно встановити зв'язок зовнішнього середовища і виробничих факторів, для знаходження і шляхів підвищення ефективності виробництва і тоді обладнання, прийняте для умов масового виробництва можна буде ефективно використовувати в якості потенціалу на короткострокову перспективу, тобто переналагодити на нову номенклатуру виробів під конкретне замовлення. Сучасне машинобудівне виробництво вийшло на такий рівень розвитку, коли подальше підвищення його ефективності можливе тільки на основі інноваційних розробок, однією з яких є створення методологічної бази структурних перетворень багатонаменклатурного виробництва. Його ефективність значною мірою визначається ступенем відповідності виробленої продукції, виробничій та економічній ситуації, а також необхідним рівнем гнучкості виробництва, під яким розуміється його здатність переналагоджуватися на випуск нових видів продукції. Системний підхід у вирішенні поставленого завдання дозволяє створити методики, що відображають комплекс взаємовпливаючих факторів: економічних, технічних, організаційно та технологічних.

У зв'язку з цим важливим є розробка методів, що дозволяють враховувати вплив зовнішнього середовища на процес формування структур ТП, надійності функціонування технологічної системи (ТС) при зміні умов експлуатації. Реалізація такої методології дозволить в істотній мірі розкрити невизначеність ситуації, обумовлену нечіткістю інформації про

сукупність деталей, їх конструкторсько-технологічні характеристики, умовах протікання ТП і експлуатацію технічного засобу (ТЗ).

Створення відповідної науково-методичної бази спрямоване на встановлення внутрішніх зв'язків ТП і ТЗ, технологічних можливостей устаткування і структур ТП в умовах БНВ, що враховують зміну станів ТЗ в процесі переналагодження і експлуатації. Це вимагає розробки нових методологічних підходів до аналізу структуроутворюючих факторів і вибору критеріїв оцінки їх впливу на показники якості ТП в умовах БНВ. Визначає актуальність досліджень і обґрунтованого застосування критеріїв для управління якістю прийнятих рішень. Створення на їх основі науково-методичної бази забезпечує вирішення проблеми підвищення ефективності багатомономенклатурного виробництва, що має наукову і практичну значимість за рахунок управління технологічними структурами на етапах проектування і виробництва, розширення і більш повного використання технологічних можливостей устаткування. Необхідно встановити відповідність складності деталей номенклатури показників ефективності технологічного процесу, що дозволить за допомогою функцій належності на початковому етапі технологічного проектування формувати або розширювати номенклатуру деталей для обробки в технологічній системі з фіксованою структурою і складом устаткування

Найбільш ефективним є управління структурами на етапах проектування і виробництва шляхом адаптації попередньо сформованих на етапі проектування структур ТП, раціональних розмірних зв'язків, схем і режимів обробки за рахунок переналагодження, в тому числі за допомогою систем ЧПК, інформації про зміну стану ТЗ, що фіксується в процесі обробки або отриманої за допомогою аналітичних і дослідно-статистичних моделей. Реалізація єдиної стратегії прийняття рішень з управління технологічними структурами на етапах проектування і виробництва дозволяє підвищити ефективність використання технологічних можливостей устаткування в умовах багатомономенклатурного виробництва і можливість їх приведення до сучасних потреб виробництва, забезпечувати оперативне переналагодження, зміну стану технічного завдання з метою досягнення заданих показників якості ТП; скоротити час на переналагодження і підналадку на етапі проектування.

Розроблена на основі створеної науково-методичної бази система забезпечення скорочення термінів проектування і витрат, дозволила б при обробці в дослідному і малосерійному виробництві, зменшити похибку обробки, скоротити середній час переходу на обробку комплексної деталі, підвищити коефіцієнт використання устаткування і розширити програму випуску.

Головним фактором, що стримує автоматизацію машинобудівного виробництва, є виняткова складність забезпечення точного поєднання сполучених поверхонь деталей, на складальних операціях. Крім того, є цілий ряд інших причин:

- велике різноманіття і істотна відмінність деталей за формою, розмірами, масі.
- низька технологічність конструкцій вузлів і деталей з точки зору автоматизації збирання; перед конструкторами не ставлять завдання забезпечення механізованої або автоматизованої зборки;
- необхідність виконання регулювальних робіт;
- застосування вузької спеціалізації при складанні виробів;
- відсутність науково обґрунтованих вимог до виробів в автоматизованому виробництві;
- висока вартість засобів та автоматизованої зборки;
- низька продуктивність засобів автоматизації складальних операцій і допоміжних транспортно-завантажувальних і орієнтувальних пристроїв;

В даний час проблему автоматизації завантаження і збирання намагаються вирішити не на базі розробки технічно обґрунтованих методів і засобів, а шляхом створення набору конструктивних рішень, або на основі застосування адаптивних і слідкуючих систем, що часто приводить до значного подорожчання і, як правило, низької надійності даних систем в реальних виробничих умовах. Основні технологічні складальні операції вимагають допоміжних переходів, а саме:

- завантаження – перекидання предмета зборки з хаотичного положення в просторі в потрібне;
- живлення – доставку предмета зборки в необхідному положенні на робочу позицію;
- фіксацію – закріплення базової деталі в складальному пристосуванні, фіксація зібраного вузла і т. д.;
- видалення предмета зборки з робочої позиції і укладання в транспортну тару.

Кожен з перерахованих вище допоміжних переходів може виконуватися вручну або з використанням механізмів і машин, які утворюють групу транспортно-завантажувального обладнання (ТЗО). Згідно класифікації [1] ТЗО автоматизованого складального виробництва, можна виділити 4 основні групи:

1. Завантажувальні пристрої.
2. Пристрої відносного орієнтування.
3. Транспортні пристрої.
4. Захоплюючі пристрої (ЗП).

Завантажувальні пристрої призначені для подачі орієнтованих деталей безпосередньо в зону виконання технологічної складальної операції. До них відносяться: маніпулятори і живильники. В залежності від характеру руху робочих органів живильники поділяють на: шибєрні, револьверні, грейфери, комбіновані, магазинні, касетні [2]. По виду приводу: на механічні, пневматичні, електромеханічні і комбіновані. По виду руху робочого органу живильники розрізняють: зі зворотно-поступальним рухом; зі зворотно – обертальним рухом; обертальним і складним переміщенням робочого органу. При цьому захоплення деталей і перенесення на позицію зборки може здійснюватися за допомогою механічних, магнітних, електромагнітних, струменевих та інших захоплень. Орієнтуючі пристрої служать для відносного орієнтування деталей на позиції зборки. До них відносяться: орієнтатори, що здійснюють поворот деталей, навколо своєї осі (поздовжньої, поперечної або осі обертання) на певний кут. Найчастіше цей кут дорівнює 180° . Транспортні пристрої призначені для переміщення збираних об'єктів з позиції на позицію (міжопераційного транспортування) за допомогою автооператора, маніпуляторів ПР, конвеєрів, продуктивність яких в значній мірі визначає ефективність автоматизованого виробництва. Захоплюючі пристрої служать для захоплення і утримання деталей у процесі їх складання. За конструктивною ознакою вони поділяють на механічні, фрикційні, електромагнітні, камерні, вакуумні, струменеві, адаптивні. Аналіз та конструктивні особливості ЗП найбільш повно розглянуті в [3]. До загальних механізмів, які застосовуються в транспортно-завантажувальних пристроях, можна віднести: приводи, передавальні механізми для передачі руху від приводу до робочого органу: шибєр, револьверному диску живильника через механізм періодичного руху, грейферним лінійкам та захопленню маніпулятора; механізми блокування, а також конструктивні елементи для завантаження живильника, фіксації і видалення предмета зборки. За конструктивними ознаками передавальні механізми періодичного руху підрозділяють на: зубчасто-рейкові, зубчасто-важільні, кулісні-важільні, мальтійські, кулачкові, планетарно-кулісні, фрикційні, храпові.

Правильність вибору раціональної конструкції передавального механізму для ТЗО визначає продуктивність автоматичного складального обладнання і надійність процесу складання. Оптимальну конструкцію механізму ТЗО вибирають з урахуванням забезпечення в першу чергу виконання операції завантаження-вивантаження або міжопераційного транспортування деталей за мінімально можливий час. В першу чергу закони руху ТЗО повинні забезпечувати плавність руху, відсутність стрибків швидкості і прискорення, що призводять до ударів і значним зростанням зусиль, що діють на механізми, а, отже, швидкого зносу і втрати точності позиціонування.

Варіанти видачі заготовок з завантажувального модуля та вводу у розвантажувальний модуль відрізняються кількістю одночасно виданих деталей з направленням видачі. Найбільш характерні риси варіанту видачі деталей є: штучна поздовжня, штучна поперечна, багатодетальна поздовжня, багатодетальна поперечна. За цими варіантами визначається переміщення заготовок в обладнанні: поздовжнє безперервне, поздовжнє дискретне, обертове неперервне, обертове дискретне. Чим більша універсальність обладнання, тим динамічніша повинна бути компоновальна схема системи. В основі аналізу структури компоновальних рішень технологічної системи, завантажувальний модуль – обладнання – розвантажувальний модуль – нагромаджувач або міжопераційний зв'язок, повинна бути сукупність елементарних рухів (орієнтація деталей, завантаження, обробка, розвантаження, направлення для обробки на наступну операцію чи складування, нагромадження). Ця сукупність елементарних рухів (включаючи допоміжне формоутворення з додатковими рухами та зв'язками між ними) складають кінематичну структуру технологічної системи яка є основою побудови компоновальних рішень. Ефективність роботи гнучких виробничих систем багато в чому визначається швидкістю транспортно-завантажувального обладнання (ТЗО): маніпуляторів, промислових роботів (ПР), кантувачів, живильників, пристроїв вторинної орієнтації деталей і т.д.

Висновки. За результатами теоретичних досліджень, можна сформулювати наступні висновки:

– перехід економіки на ринкові відносини, специфіка її сучасного стану привели до зміни зв'язків і відносин, спаду виробництва, низького рівня ефективності використання ресурсів і технологічних рішень, що не враховують зв'язок виробничої системи із зовнішнім середовищем, економічних і технічних можливостей виробництва;

– сформовані практикою технологічні процеси виробництва на основі типових рішень, не дозволяють враховувати зміну виробничої ситуації і повно використовувати технологічні можливості обладнання;

– створення сучасної науково-методичної бази технологічної підготовки може здійснюватися лише на основі нової стратегії і принципах, що забезпечують єдину методологічну основу ситуаційного управління, що забезпечує здатність структур адаптуватися до зміни вхідної інформації і умов виробництва;

– визначення показника гнучкості ТП і ТЗ, є одним з важливих показників ефективності, який дозволяє комплексно визначити здатність ТЗ адаптуватися до зміни ситуації;

– необхідно розробити методіку оцінки якості роботи транспортно-завантажувального обладнання і методи їх порівняння, доступні для практики дослідження і проектування;

– на підставі виконаних теоретичних і експериментальних досліджень встановлені нові закономірності впливу структурно-функціональних зв'язків при різних схемах обробки.

1. Безъязычный, В.Ф. Повышение производительности автоматизированной сборки за счет увеличения быстродействия транспортно-загрузочного оборудования [Текст] / В.Ф. Безъязычный, И.В. Надеждин .Сборка в машиностроении и приборостроении – 2007 – № 4 – С. 6-11.
2. Бляхеров, И.С. Автоматическая загрузка технологических машин [Текст]: справочник / И.С. Бляхеров, Г.М. Варьяш, А.А. Иванов [и др.]; под общ. ред. И.А. Клусова. - М.: Машиностроение, 1990 – С. 460.
3. Шишмарёв В.Ю. Автоматизация производственных процессов в машиностроении. Учебник для студентов высших учебных заведений / В.Ю. Шишмарёв, - М.: Издательский центр «Академия», 2007, - С. 368. ISBN 978-5-7695-3567-3

УДК 620.22; 669.017

Ю.Ю. Жигуц

ДВНЗ «Ужгородський національний університет»

ТЕХНОЛОГІЯ ТЕРМІТНОГО СИНТЕЗУ ЧАВУНІВ ДЛЯ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ

Застосування металотермічних методів синтезу матеріалів для термінового отримання виливків з термітних чавунів і швидкої заміни бракованих деталей дозволить вирішити проблему ремонту деталей гальмівних механізмів і відновлення поверхонь пар тертя. Проведене дослідження встановило вплив металотермічного методу синтезу на склад, структуру та властивості термітних виливків та виявило хімічний склад, який забезпечить оптимальну структуру чавуну при збереженні його високих властивостей. В результаті теоретичних та експериментальних робіт розроблено технологію синтезу термітного чавуна для роботи в умовах сухого тертя і отримано сірі термітні чавуни для гальмівних механізмів марок СЧ15, СЧ18, встановлено їх властивості, з'ясовано структуру термітного чавуна для пар тертя.

Ключові слова: металотермія, чавун, пара тертя, синтез, властивості матеріалів.

Вступ. Загально вживана практика сучасного виробництва – використання дешевих матеріалів, наприклад, чавунів для гальмівних і фрикційних пристроїв, гальмівних колодок, гальмівних барабанів, дисків зчеплення та інших деталей, що входять у склад машинобудівної продукції пар зчеплення [1]. Відомо, що перлітні чавуни дешевші за кольорові та інші види матеріалів для пар тертя в 3,3...18 разів.

Аналіз останніх досліджень. Для гальмівних пар тертя існують головні і додаткові вимоги для їх експлуатації. До головних вимог відносять фрикційну теплостійкість, тобто здатність пари тертя зберігати по можливості сталі значення коефіцієнта тертя і малу зношуваність у широкому діапазоні температур [2].

Крім головних вимог до чавуну, що працює в умовах сухого тертя, висувають і додаткові вимоги:

1. Достатня величина і стабільність коефіцієнта тертя, який повинен знаходитись у межах 0,2...0,5, а його зміна у процесі гальмування повинна коливатись не більше ніж на 20%.

2. Елементи фрикційної пари повинні припрацьовуватися швидко, а саме так, щоб при першому гальмуванні тормозний момент мав відхилення не більше $\pm 20\%$ від розрахункової величини.

3. Пара тертя не повинна «зварюватись» у процесі гальмування або, інакше кажучи, адгезійно зчіплюватися.

4. Міцність на розтяг при граничній температурі, що розвивається у гальмах, повинна складати не менше 15 МПа.

Найчастіше для фрикційних пар використовують гетинакс, феррадо, асбокаучук, металокераміку та ін., які працюють у парі з контртілом з сірого чавуну [2].

Постановка проблеми і задач дослідження. Серед найбільш серйозних проблем, що становлять основну причину виходу з ладу гальмівних барабанів, дисків зчеплення вважаються тріщини на робочій поверхні. Як правило вони утворюються за рахунок короткочасних місцевих перегрівів у момент гальмування і локальних теплових деформацій чавунів [2], тому виникає потреба у ремонті або заміні деталей гальмівних пар через певний період експлуатації. При необхідності екстреного ремонту механізму виникає потреба у застосуванні металотермічних методів синтезу чавунів [3]. Методи металотермії дозволяють при відсутності сировинної бази, промислових джерел електроенергії, синтезувати залізовуглецеві матеріали без складного обладнання (достатньо у найпростішому варіанті ливарний ківш), з високою продуктивністю за надзвичайно короткий проміжок часу (час горіння суміші від декількох десятків секунд до декількох хвилин). Ці методи придатні і для зварювання і наплавлення термітних залізовуглецевих сплавів [4,5].

Застосування металотермічних способів синтезу матеріалів для термінового отримання виливків з термітних чавунів і швидкої заміни відпрацьованих деталей дозволить частково вирішити вказану вище проблему. Саме з цієї метою потрібно дослідити вплив металотермічного способу синтезу на хімічний склад, структуру та властивості термітних чавунів та вибрати

хімічний склад, що забезпечить оптимальну структуру чавуну при отриманні найкращих властивостей.

Вихідні матеріали та методика синтезу. Матеріали потрібні для компонування металотермічної суміші: хром металічний ГОСТ5905-79; ферохром ФХ65-7А ГОСТ 4757079; силікомарганець СМн26 ГОСТ 4756-77; феросиліцій ФС65Ал3,5 ГОСТ 1415-78; порошок алюмінієвий ПА-3–ПА-6 ГОСТ 6058-73 та просіяне мливо алюмінієвої стружки; феромарганець ФМн70 ГОСТ 4761-80; феротитан ФТи30А ГОСТ 4761-80; порошок титановий хімічний ПТХ-1, ПТХ-2 ТУ 48-10-78-83; порошок хрому ПХ-1, ПХ-2 ТУ 14-1-14-77-75; залізна окалина (ковальського і прокатного виробництва) з середнім хімічним складом (% за масою): 0,05 С; 0,10–0,35 Si; 0,10–0,35 Mn; 0,01–0,03 S; 0,01–0,03 P; 40–50 Fe₂O₃; 50–60 FeO та ін.

Для визначення маси металевого зливка і виходу металу з шихти були проведені мікроплавлення з масою шихти 350 г у металотермічному реакторі діаметром 80 мм з різним процентним співвідношенням компонентів у суміші [6]. Розроблена спеціальна конструкція металотермічного реактора з економною системою використання легуючих елементів, яка придатна як для процесу синтезу сплаву, так і для зварювання термітного матеріалу (рис.). Ініціювання процесу горіння проводилося спеціальним титановим запалом виготовленим з порошку титанового хімічного ПТХ-2 ТУ 48-10-78-83.

Шихта попередньо розраховувалася за стехіометричним співвідношенням компонентів реакції [7], а у наступному враховували засвоєння окремих компонентів реакції за допомогою коефіцієнтів [3]. Після плавлення відділяли метал від шлаку, оцінюючи структуру шлаку, і проводили контрольне зважування та встановлення величини виходу металу з шихти, досліджували синтезований зливочок. Третій етап [7] полягав у корекції складу шихти за рахунок внесення відповідних феродомішків (феромарганцю, ферохрому та ін.), які дозволяють отримати необхідний хімічний склад сплаву. Для регулювання температури горіння у склад шихти вводили також інертні домішки.

Методика термохімічних розрахунків. Після встановлення складу шихти за стехіометричними коефіцієнтами хімічної реакції та корекції його коефіцієнтами засвоєння компонентів шихти проводився розрахунок адіабатичної температури горіння металотермічної реакції [7]. При проведенні розрахунків з встановлення адіабатичної температури горіння шихти за існуючими методиками не враховувалася сублімація алюмінію, що дає похибку встановлення T_a та Q_p . Однак, не зважаючи на це, температури реагування суміші повинні бути з врахуванням тепловідводу достатні для плавлення складових реакції і її продуктів ($T_{nl(FeO)} = 1640K$; $T_{nl(Fe_3O_4)} = 1810K$; $T_{nl(Fe)} = 1800K$; $T_{(Al)} = 830K$; $T_{(Al_2O_3)} = 2320K$).

Основний критерій отримання злиwkів – T_a повинна для реакції бути вище T_{nl} продуктів реакції. Розрахунок T_a зрозуміло не враховує тепловтрати у процесі горіння, а також повноту перетворення реагентів у продукти реакції.

Умова адіабатичного розрахунку – все тепло витрачається на нагрівання шихти, тобто ентальпії вихідних і кінцевих продуктів однакові. Зрозуміло, що, з причин відсутності повної таблиці даних залежностей C від T при високих температурах [8], проводилася екстраполяція значень у відповідності із розрахунком [7]:

$$C_{\text{тв(Тпл)}} = 7n \cdot k, \quad (\text{Дж/моль} \cdot \text{град}), \quad (1)$$

де k – перехідний коефіцієнт від кал до Дж; $C_{\text{те(Тпл)}}$ – теплоємність продукту при температурі плавлення; n – число атомів у молекулі утвореного продукту.

При спрощеній схемі розрахунку T_a визначали без врахування точних значень теплоємностей, а тепловий ефект встановлювали при середній температурі (наприклад, 2500 К). Зміною ж теплового ефекту, коли продукти реакції знаходяться у рідкому стані, можна знехтувати.

Для лінійної залежності теплоємності від температури для $T_{\text{рідк}} < T < T_{\text{пл}}$:

$$C(T) = C^* + \frac{C_{nl} - C^*}{T_{nl} - T^*} (T - T^*), \quad (2)$$

де C^* – експериментальне значення теплоємності при $T=T^*$; T^* – найбільша температура у

експерименті при визначенні $C(T)$.

При встановлених значеннях ентальпій продукту горіння T_a розраховували за формулою (3):

$$T_a = T_{пл} + \frac{Q - L - \Delta H(T_{пл})}{C_{рідк}} \quad (3)$$

Помилку, пов'язану із екстраполяцією, оцінюють у сто градусів.

Результати експериментальних досліджень. В результаті теоретичних розрахунків і проведення процесу горіння металотермічної суміші отримано 14 виливків гальмівних колодок з сірих термітних чавунів – аналогів марок СЧ18, СЧ15, перлітного, голчастого та гальмівного чавуну, хімічний склад яких вказано у табл. 1.

З літературних джерел [2,9,10] та стандартів на чавуни відомо, що збільшення кількості вуглецю при збереженні вмісту Si не менше 1,2% забезпечує отримання перлітної структури.

Проведені мікроструктурні дослідження термітних чавунів показали, що при дотриманні умов охолодження у футерованому магnezитом тиглі вдається стабільно отримувати перлітну, а на периферії зливка троститну структуру.

При проведенні експериментальних робіт з оптимізації структури та властивостей чавунів для роботи в умовах сухого гальмування виявлено, що вміст вуглецю слід утримувати вище існуючих стандартів і доводити його до рівня 3,8%, одночасно для підвищення міцності у чавун необхідно вводити 0,7% Мо.

Експериментальні дані свідчать, що при перлітній або бейнітній структурі термітних чавунів суттєво збільшується міцність і в 2 рази збільшується кількість гальмувань до появи перших тріщин.

Таблиця 1

Хімічний склад синтезованих термітних чавунів¹, що використовуються в умовах сухого зношування

№ з/п	Марка чавуну	C	Si	Mn	S менше	P менше
1	СЧ18	3,2–3,4	1,7–2,0	0,5–0,8	0,10	0,15–0,20
		3,2–3,4	1,9–2,1	0,5–0,8	0,12	0,15–0,80
2	СЧ15	3,2–3,5	2,1–2,3	0,5–0,7	0,10	0,15–0,20
		3,2–3,4	2,3–2,6	0,5–0,8	0,12	0,15–0,20
3	Перлітний	2,3–2,8	–	1,5–1,7	0,10	0,5–0,6
		2,5–3,0	–	1,5–1,8	0,12	0,6–0,8
4	Голчастий	2,3–2,8	–	1,5–1,7	0,10	0,2–0,3
		2,5–3,0	–	1,5–1,8	0,12	0,2–0,3
5	Гальмівний	3,2–3,8	1,7–2,0	0,5	0,10	0,15
		3,2–3,5	1,7–2,1	0,5–0,7	0,12	0,15
№ з/п	Марка чавуну	Cr	Ni	Ti або W	Cu	Mo
1	СЧ18	0,23–0,33	0,23–0,33	–	–	–
		0,25–0,35	0,25–0,35	–	–	–
2	СЧ15	0,15–0,25	0,2–0,3	–	–	–
		0,5–0,2	0,2–0,3	–	–	–
3	Перлітний	0,2–0,3	–	0,2–0,5	1,0–1,2	–
		0,1–0,3	–	0,1–0,8	1,0–1,5	–
4	Голчастий	0,2–0,3	1,5–2,0	1,5 W	1,0–1,2	0,5–0,7
		0,2–0,3	1,5–2,5	1,5	1,0–1,5	0,5–0,8
5	Гальмівний	0,3	–	–	–	0,3–0,5
		0,3–0,5	–	–	–	0,3–0,7

¹У чисельнику вказано хімічний склад термітного чавуну, у знаменнику хімічний склад промислового аналога

Висновки та практичні рекомендації. 1. Встановлено склад шихти та хімічний склад термітних чавунів для роботи в умовах сухого тертя. 2. Розроблено технологію синтезу термітних чавунів та отримано термітні чавуни марок СЧ15, СЧ18 та гальмівного, встановлено їх властивості. 3. Встановлено, що найоптимальнішою для регламентованих умов роботи термітних чавунів є перлітна або троститна структура. 4. Для отримання потрібної структури і необхідних механічних та службових властивостей потрібно збільшити у складі термітного чавуну вміст вуглецю до 3,6...3,8%, та додатково вводити 0,7% молібдену. 5. Використання перлітних чавунів для пар тертя дозволяє замінити кольорові та інші види матеріалів, які дорожчі за термітний сплав в 3,3...18 разів.

1. Фролов К. В. Современная трибология: Итоги и перспективы / Фролов К. В. – М.: Издательство ЛКИ. – 2008. – 480 с.
2. Крагельский Н. В. Применение износостойких материалов для быстроизнашивающихся деталей / Крагельский Н.В. Трение и износ. – М.: Машгиз. – 1961. – 322 с.
3. Жигуц Ю.Ю. Сплавы, синтезовани металотермією і СВС-процесами [монографія] / Жигуц Ю.Ю. – Ужгород: Гражда. – 2008. – 276 с.
4. Пат. 20045 Україна, МПК В22С9/00. Металотермічний реактор / Жигуц Ю. Ю., Скиба Ю.Ю., Крайній І.І. – № u200606530; заяв. 13.06.2006; опубл. 15.01.2007, Бюл. №1.
5. Жигуц Ю. Ресурсозберігаюча технологія термітного зварювання сталевих деталей / Жигуц Ю., Лазар В. // Вісник ТДГУ. – 2009. – Том 14. – № 4. – С. 94–98.
6. Жигуц Ю. Методика розрахунку складу екзотермічних шихт на основі термохімічного аналізу / Жигуц Ю., Широков В. // Машинознавство. – 2005. – № 4. – С. 48–50.
7. Самсонов В.Г. Физико-химические свойства окислов: Справочник / Под ред. В.Г. Самсонова. – М.: Металлургия. 1978. – 471 с.
8. Жигуц Ю.Ю. Синтез термітної сталі марки 70Л / Жигуц Ю.Ю., Широков В.В., Заболотний А.В. Материали за 7 межд. науч. практ. конф. „Новината за напреднали наука”. – Т. 23. Технологии. София. „Бял ГРАД-БГ” ООД. – 2011. – С. 10–13.
9. Жигуц Ю.Ю. Синтез термітних суднобудівних сталей / Жигуц Ю. Ю., Чернега Д. Ф., Левдар Е. Е. Materiály VII mezinárodní vědecko-praktická konference “Vědecky pokrok na prelomu tysyachalety”. – Dil 15. Technické vědy: – Praha: Publishing House “Education and Science” s.r.o. – 2011. – С. 43–45.

УДК 620.22

Н.П. Зайчук., П.П. Савчук, Н.Ю. Імбірович, Д.Ю. Шух
Луцький національний технічний університет

СТРУКТУРНИЙ СТАН КОРПУСУ ВЕНТИЛЯТОРА ЗІ СПЛАВУ ОТ4-1

У статті розглянуто структурні зміни сплаву ОТ4-1 внаслідок зварювання різними зварними матеріалами та під дією впливу температури відпалу. Здійснено порівняльну характеристику приведених структур.

Вступ. З науково-практичного досвіду різного роду підрозділів по ремонту авіаційної техніки відомо, що найбільш вигідним та ефективним способом ремонту деталей з титанових сплавів, при виникненні втомних тріщин є аргонно-дугове зварювання. Дуже актуальним є ремонт корпусу вентилятора. Тому основною метою проведеної роботи є вивчення структури зварного шва отриманого при аргонно-дуговому зварюванні з використанням різних присадних сплавів титану.

Враховуючи, що корпус вентилятора газотурбіного двигуна виготовлено з титанового сплаву ОТ4-1 використовують аргонно-дугове зварювання, як один з способів уникнення негативних наслідків підвищення температури в зоні зварювання та навколо неї.

Задачі дослідження. Для розробки найбільш ефективної технології зварювання тріщин корпусу вентилятора, є актуальними дослідження в напрямку вибору найкращого присадного матеріалу. Склад присадного матеріалу напряму впливає на структуру та властивості зварного шва.

Методики досліджень. Корпус вентилятора виготовляється з листового матеріалу методом зварювання. Більшість елементів корпусу отримують гарячим штампуванням з листового титану товщиною 1,5...2 мм. При цьому використовують один з найбільш пластичних сплавів титану – однофазний α -сплав ОТ4-1.

Для дослідження структурного стану сплаву були залучені методи оптичної металографії. В дослідженнях використовували оптичні мікроскопи МІМ-8, МІМ-10, МБС-10, МЕТАМ R13-23Е. Завдяки традиційним особливостям сплавів титану застосували як макро- так і мікроскопічні дослідження структури. Для виявлення структури застосували хімічне травлення традиційними реактивами для травлення титанових сплавів: розчин плавикової та соляної кислот в воді.

Результати досліджень. При таких дослідженнях було встановлено, що структурний стан корпусу вентилятора загалом зберігає початкову структуру сплаву ОТ4-1 в стані поставки, тобто структуру листового титану, з якого штамнують окремі деталі корпусу. Лист титану отримують гарячою прокаткою. При цьому, для сплаву ОТ4-1 характерно утворення так званої ліквацийної рівномірної смужчатої структури, що особливо помітно при невеликих збільшеннях (рис. 1). За допомогою бального методу оцінки встановлено, що смужкоподібна структура відповідає четвертому балу згідно шкали еталонних структур для оцінки ліквацийної нерівномірної та рівномірної смужчатості в листах сплаву ОТ4-1 в стані поставки.

При більших збільшеннях мікроскопа (рис. 2) можна бачити рівноосні зерна α -фази сплаву ОТ4-1. Дрібнозернистий стан, що нагадує по зовнішньому вигляду структуру деформованого аустеніту, характеризується розміром зерен порядку 5...10 мкм. Таку структуру відносять до першого типу структур титанових сплавів – рівноосна полієдрична структура. За сучасною термінологією сплави з таким розміром зерен відносять до сплавів з наддрібним зерном, які схильні до розвитку надпластичності.

Утворення смужчатих рівноосних структур характерно для сплавів титану з незначною кількістю α -стабілізаторів при їх деформації нижче температур $\alpha \leftrightarrow \beta$ -перетворення. При цьому руйнуються старі границі великого α -зерна з утворенням дрібнозернистої β -фази рівноосного вигляду.

Сплави титану є досить чутливими до термічних циклів, тому в залежності від їх параметрів різко змінюється фазовий склад та, як наслідок механічні властивості. В процесі аргонно-дугового зварювання завдяки швидкому нерівномірному за часом нагріву та охолодження значно змінюються властивості металу в зонах, які зазнають термічного циклу зварювання.

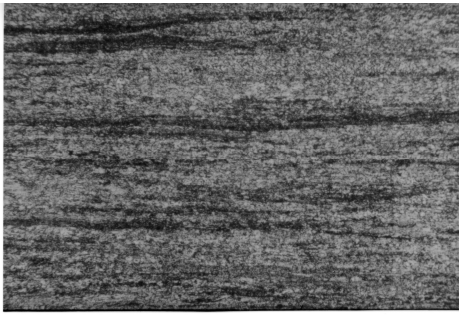


Рис. 1. Макроструктура сплаву OT4-1 корпусу вентилятора. Смужчата структура листового титану в стані поставки. $\times 100$

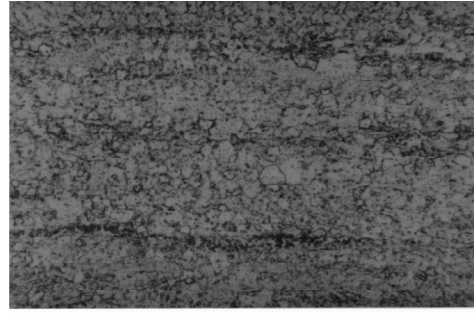


Рис. 2. Мікроструктура сплаву OT4-1. Відносна поліедрична структура α -фази. $\times 100$

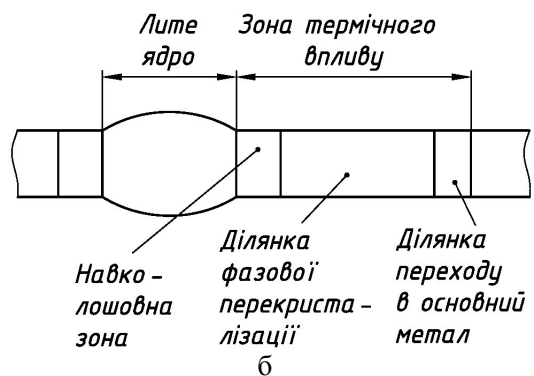
Враховуючи особливості зварювання тріщин та умови роботи корпусу вентилятора, при зварюванні використовували два сплави присадного дроту: VT20 та VT1. З огляду на хімічний склад даних сплавів осередок литого металу шва може набувати: більшого ступеня легованості в порівнянні з основним металом при використанні сплаву VT20 та меншого – при використанні сплаву VT1.

Отже, при дослідженнях намагалися, також визначити вплив ступеня легування осередку литого металу шва на механічний стан зварного з'єднання для вибору оптимального сплаву присадного дроту при зварюванні тріщин корпусу вентилятора.

При приготуванні макро- та мікрошліфів для уникнення завалів на торцевій поверхні шва, пластинки титану заливали епоксидною смолою. Це також спрощувало утримування зразків при шліфуванні та поліруванні. Макроструктуру зварного з'єднання досліджували на мікроскопі МБС-10. При цьому після травлення зразків були виявлені дві принципово різні зони – зварного шва та термічного впливу (рис. 3). Загальний розмір зварного з'єднання з врахуванням зон термічного впливу визначили прямим вимірюванням за допомогою штангенциркуля. При цьому встановлено, що загальний розмір з'єднання не залежить від присадного матеріалу та становить 16...18 мм.



а



б

Рис. 3. Макроструктура зварного з'єднання: а – макрознімок; б – схема

Вивчали особливості формування структури кожної зони зварного з'єднання (рис. 4, 5) при збільшенні мікроскопа у 100 раз в прямому освітленні мікрошліфа. Мета таких досліджень полягала в можливості проведення якісного аналізу впливу легування при зварюванні різними присадочними сплавами (VT20, VT1), та впливу відпалу на стан зварного шва.

При формуванні зони термічного впливу зміни у структурі викликані рекристалізаційними процесами, що мають місце внаслідок особливостей початкового стану сплаву OT4-1. Для корпусу вентилятора цей стан характеризується волокнистою будовою з дрібним зерном та ліквідаційною шаруватістю, що характерно для сплавів титану після гарячої пластичної деформації.

У зоні зварного з'єднання, де метал нагрівається до температури плавлення і певний період часу знаходиться в рідкому стані, можливе утворення крихких фаз, підвищення активності газів, розвиток хімічної неоднорідності. Як видно з рисунку 4 (а), посередині зварного шва утворюється

мартенситна β -фаза, яка має вигляд голок. Для того, щоб покращити в'язко-пластичні характеристики і таким чином міцність при циклічних навантаженнях регулюють хімічний склад литої зони, рафінують, модифікують, змінюють умови кристалізації, проводять відпал та інше.

Зона термічного впливу – це область основного металу, яка нагрівається в процесі зварювання в інтервалі температур T_p (температури початку рекристалізації) до $T_{пл}$ (температури плавлення). Цю зону умовно можна розділити на три: навколошовну зону, ділянку фазової перекристалізації і ділянку переходу в основний метал (рис. 3).

Найбільш різкі зміни структури і властивостей відбуваються при нагріві до температури вище кінця фазового перетворення, тобто в зоні навколо шва, або як її ще називають – зона сплавлення. Величина цієї зони залежить від слідуєчих факторів: методу і режимів зварювання, складу сплаву, товщини, умов зварювання. Саме ця зона має значення при оцінці зварюваності і працездатності зварного з'єднання.

Як ми бачимо з рис. 4 (а) в цій зоні структура мало чим відрізняється від структури центру зварного шва. Чітко виділяються границі великих зерен β -нестабільної фази, в середині яких утворилась α' -фаза.

Далі іде ділянка, де метал нагрівається в межах температурного інтервалу часткової фазової перекристалізації, а після неї ділянка поступового переходу в основний метал.

Довжина кожної ділянки і зони термічного впливу залежить від способу зварювання, витрат погонної енергії і характеру термічного циклу.

Термічний цикл зварювання і швидкість нагріву впливають на температурні інтервали фазових областей.

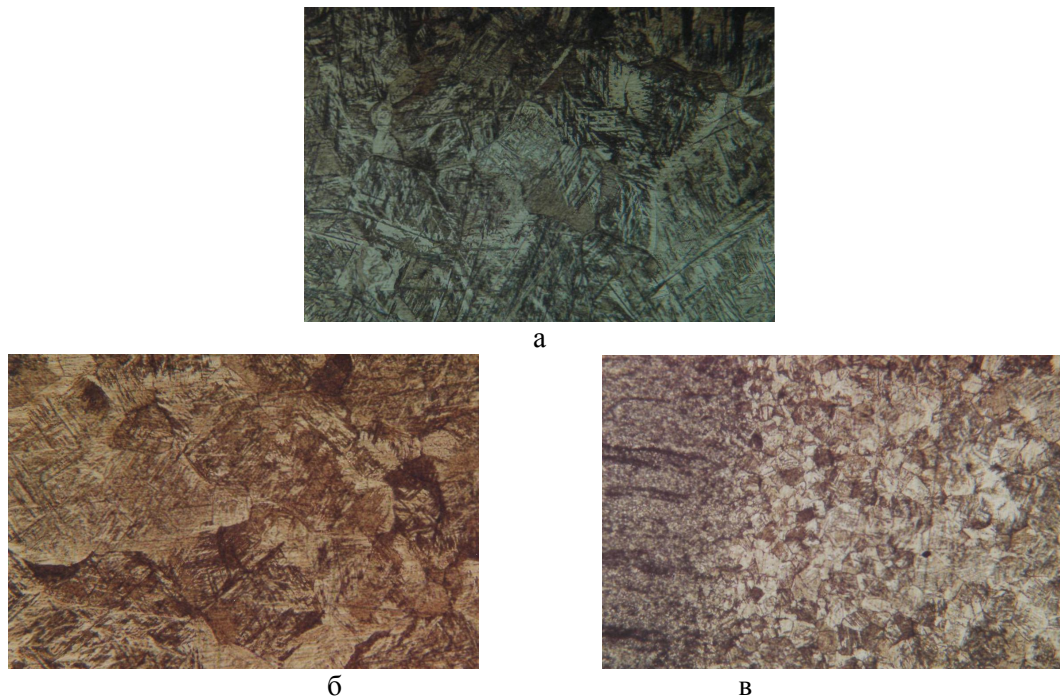


Рис. 4. Мікроструктура зони термічного впливу. Присадний матеріал VT20: а – навколошовна зона; б – ділянка фазової перекристалізації; в – ділянка переходу в основний метал. $\times 100$.

На межі зони термічного впливу з основним металом при дослідженні структурних змін спостерігається поява структури (рис. 4, в) зернистої будови в результаті полігонізаційних процесів, пов'язаних з явищем повернення. По мірі наближення до шва, тобто з підвищенням максимальної температури нагріву, зерна збільшуються і стають більш чіткими (рис. 4, б). Напруження, які виникають в результаті нерівномірного нагріву прискорюють цей процес. Всередині зерна мають голчату будову, яка нагадує сліди двійникування – це перенасичена α' -фаза.

Характер структури мало змінюється до температурної межі часткової фазової перекристалізації. Кількісне співвідношення фаз залежить від степені і характеру легування. В

усіх випадках рекомендується присадочний матеріал, який зменшує степінь легування шва порівняно із основним металом. Це знижує ступінь перенасиченості α' -фази в швах і таким шляхом дозволяє підвищити пластичність зварних з'єднань.

Сплав VT20 системи Al-Mo-V-Zr є типовим сплавом з малим вмістом ізоморфних β -стабілізаторів в межах їх розчинності в β -фазі. Кількість залишкової β -фази в ньому незначна, тому метал шва і навколошовної зони має голчасту будову α' -фази. Тому його пластичність поступається пластичності основного металу і шов стає схильним до крихкого руйнування.

Для структури шва, виконаного присадним дротом з технічного титану марки VT1, характерна наявність голчато - пластинчастої α' - фази. Але ці виділення менші і дрібніші ніж при використанні дроту з VT20. Прослідковується збільшення дрібнодисперсності α' -фази і кількості β -фази залишкової в зоні термічного впливу (рис. 5 (а)).

З наведеного вище слідує, що зменшити вміст пересиченої α' -фази і β -залишкової фази, а, як наслідок, падіння пластичності шва можна застосуванням присадочних дротів з нелегованого титану або з утриманням до 1,0...1,5% β -стабілізаторів. В випадку використання високолегованих присадних матеріалів пластичність зварного шва різко знижується.

Особливо важливе значення для зварного шва має процентний вміст в них домішок газів. Це пов'язано з більш різким впливом домішок проникнення на властивості литого металу, ніж деформованого і значно більшою ймовірністю забруднення шва по всьому січенню порівняно з зоною термічного впливу. Максимальна кількість газів в швах повинна бути менша, ніж в основному металі, що досягається чистотою присадного дроту. Сплави VT20 і VT1 відповідають цій умові.

Розмір зерен по довжині зварного з'єднання для обох присадних матеріалів суттєво не відрізняються, хоча в центрі литого осередку зерна сплаву VT1 дещо менші ніж сплаву VT20 (рис. 6)

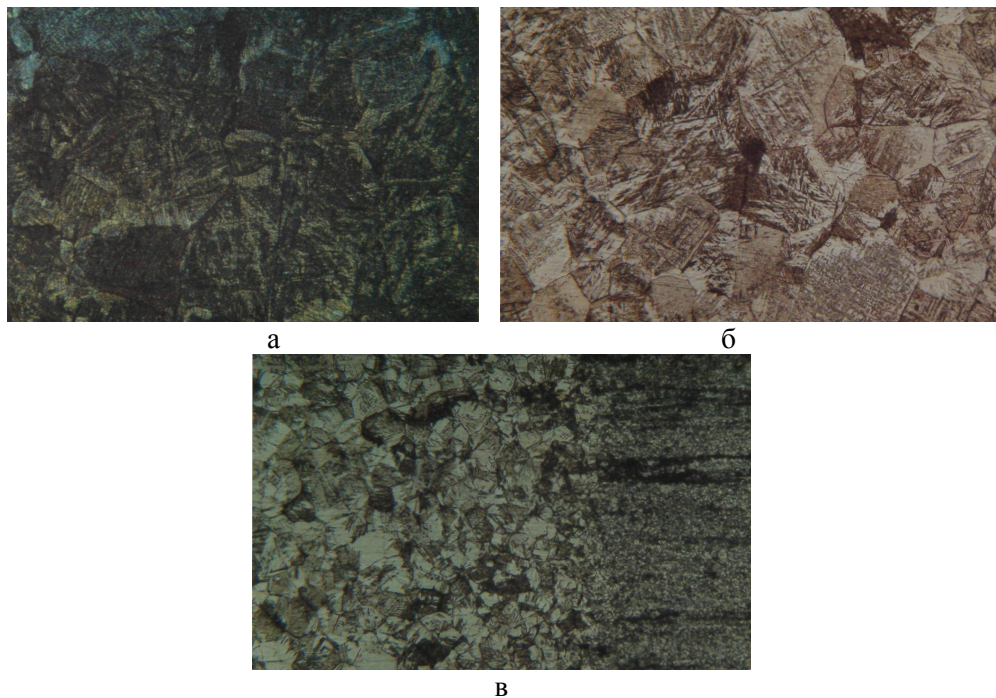


Рис. 5. Мікроструктура зони термічного впливу. Присадний матеріал VT1. $\times 100$:
а – навколошовна зона; б – ділянка фазової перекристалізації; в – ділянка переходу в основний метал

Як було встановлено мікроструктурними дослідженнями суттєві зміни структурного стану, при використанні різного за характером легування присадного матеріалу, спостерігається для литого осередку зварного шва та навколошовної зони. В цих зонах, за рахунок розплавлення, відбувається легування литого металу, що викликає суттєві зміни структури та властивостей. Тому при зварюванні високолегованим сплавом VT20, завдяки підвищенню ступеня легування зварного

шва β -стабілізаторами (Mo, V), формується грубо дисперсна структура мартенситної α' -фази, яка виявляється і в навколошовній зоні – зоні сплавлення з основним металом.

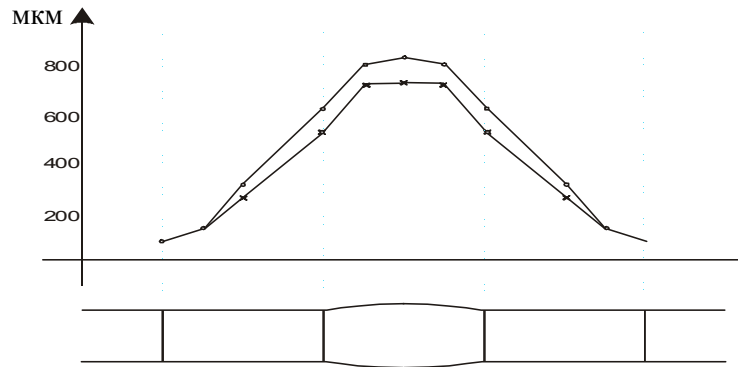


Рис. 6. Зміна розміру зерна по довжині зварного з'єднання

Як було встановлено мікроструктурними дослідженнями суттєві зміни структурного стану, при використанні різного за характером легування присадного матеріалу, спостерігається для литого осередку зварного шва та навколошовної зони. В цих зонах, за рахунок розплавлення, відбувається легування литого металу, що викликає суттєві зміни структури та властивостей. Тому при зварюванні високолегованим сплавом VT20, завдяки підвищенню ступеня легування зварного шва β -стабілізаторами (Mo, V), формується грубо дисперсна структура мартенситної α' -фази, яка виявляється і в навколошовній зоні – зоні сплавлення з основним металом.

При використанні в якості присадного матеріалу технічного титану VT1 розмір початкового β -зерна зберігається таким самим як і для сплаву VT20, проте суттєво змінюється форма виділення мартенситної α' -фази. При порівнянні мікроструктур чітко видно формування дрібнодисперсної α -фази. Крім того в структурі спостерігається присутність залишкової β -фази, яка є темною на травленій поверхні мікрошліфа і, загалом, виявляється лише в зоні литого осередку шва.

Відпал зварних конструкцій з титанових сплавів проводять з метою зняття залишкових напружень, які виникають в наслідок швидкого охолодження від високих температур. При цьому використовують режим неповного відпалу при 550...650 С як для α -, так і для ($\beta + \alpha$)-сплавів.

Для корпусу вентилятора після заварювання тріщин за існуючою технологією передбачено відпал при 550 ± 10 С. При такій температурі початкова волокниста структура гарячекатаного сплаву титану OT4-1 не зазнає змін, що дозволяє зберегти вигідну текстуру деформації та ультрадрібне зерно α' -фази. Крім того обмеження по температурі відпалу обумовлені також більш інтенсивним розвитком процесів забруднення матеріалу домішками проникнення при підвищенні температури відпалу. Це викликає зменшення в'язкопластичних характеристик як основного металу, так і металу зварного шва, що значно понижує міцність при циклічних навантаженнях. Тому в роботі вивчалися перетворення в зварних з'єднаннях, отриманих з використанням різних за характером легування присадочних матеріалів, при температурі відпалу 550 ± 10 С.

Мікроструктурними дослідженнями виявлено певні особливості впливу нагріву до 550 С на різні зони зварного з'єднання. Встановлено, що при відпалі не змінюється структура зони рекристалізації та зони переходу в основний метал. Зміни структурного стану спостерігали лише в зоні зварного шва та навколошовній зоні.

При зварюванні шва сплавом VT20 відпал зварного з'єднання супроводжується подрібненням грубих пластин α' -фази (рис. 7) та загальним зрівноваженням структури. На початковий розмір зерна β -фази відпал при 550 С не впливає. Такі явища особливо характерні для зони зварного шва і мають прояв також в навколошовній зоні.

Відпал зразків, що зварювались з сплавом VT1 викликає навпаки зменшення дрібнодисперсності мартенситної α' -фази (рис. 7, б). Пластинки α' -фази стають грубішими, що може бути пов'язано з поглинанням більш дрібніших пластинок менш дрібнішими, а також розпадом залишкової β -фази. Такі явища в багатьох літературних джерелах пов'язують з розвитком процесів старіння при нагріванні малолегованих сплавів титану.

При швидкому охолодженні від температур β -області в структурі зварного шва залишається пластична β -фаза, що при нагріванні розпадається на α -фазу, яку на представленій мікроструктурах видно як білі поля.

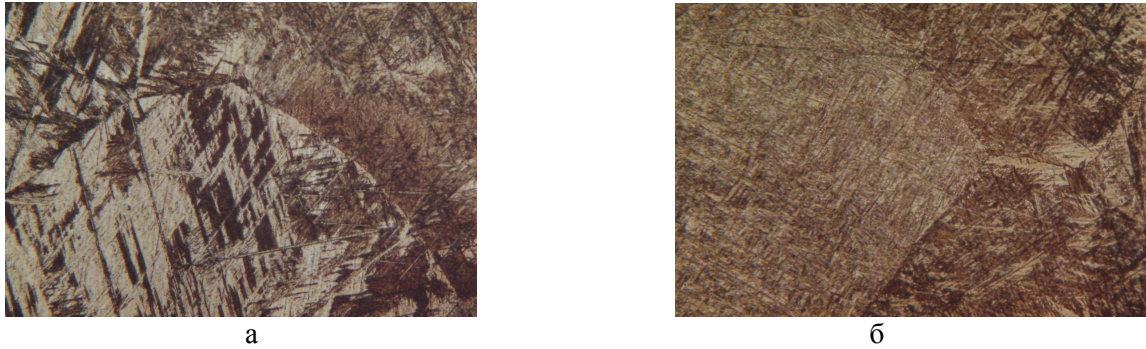


Рис. 7. Мікроструктура зварного шва: при зварюванні сплавом VT20(а) при зварюванні сплавом VT1(б), після відпалу. Протравлено. $\times 100$

Висновок. Формування структури зварного шва при зварюванні титанового сплаву OT4-1 суттєво залежить від ступення легування присадочного дроту. Використання технічного титану VT1, на відміну від сплаву VT20, дозволяє отримати більш дрібнодисперсну структуру литого осередку зварного шва. Встановлено, що при зварюванні сплаву OT4-1 технічним титаном марки VT1 відпал мало впливає на підвищення в'язкопластичних характеристик зварного шва.

Враховуючи результати досліджень та особливості існуючої технології ремонту корпусу вентилятора в якості присадочного дроту при заварюванні тріщин можливо використовувати технічно чистий титан марки VT1.

1. Жаропрочные стали и сплавы. Справочное издание. Масленков С.Б. – М: Металлургия, 1983. – С. 192.
2. Гецов А.Б. Детали газовых турбин. – Л.: Машиностроение, 1982.– 296 с.
3. Коломыйцев П.Т. Газовая коррозия и прочность никелевых сплавов. – М.: Металлургия, 1984. – С. 215.
4. Коррозионно-механическое разрушение металлов и сплавов/ Петров Л.Н., Сопрунок Н.Г. – Киев: Наукова думка, 1991. – С. 216.
5. Абраимов Н.В., Елисеев Ю.С., Крылов В.В. Авиационное материаловедение и технология обработки металлов: Учебное пособие для вузов – М.: Высшая школа, 1998. – С. 444.

УДК 621.9

О.В. Калюжний

НТУ України "Київський політехнічний інститут"

АНАЛІЗ ОБТИСКУ З ПРОТИТИСКОМ В СФЕРИЧНІЙ МАТРИЦІ ПОРОЖНИСТИХ ЗАГОТОВОК З ДНОМ З ЗАБЕЗПЕЧЕННЯМ ПОСТІЙНОЇ ТОВЩИНИ СТІНКИ

В роботі показана можливість отримання виробів з постійною товщиною стінки операціями обтиску з протитиском заготовок в сферичній матриці. Методом скінченних елементів проведено моделювання традиційної заготовки. Встановлено величину потовщення здеформованої частини заготовки. На величину потовщення виконане потоншення стінки вихідної заготовки. Аналіз обтиску з протитиском спрофільованої заготовки показав можливість отримання виробу з постійною товщиною стінки. Визначені зусилля обтиску і напружено-деформований стан в заготовці. Обтиск спрофільованої заготовки дозволяє збільшити ступінь деформації за один перехід. Інженерним методом проведено рішення і отримані аналітичні залежності для визначення напружень і зусилля деформування при обтиску з протитиском в сферичній матриці. Проведене порівняння результатів, які розраховані двома методами.

Ключові слова: обтиск з протитиском сферичній матриці, метод скінченних елементів, потовщення стінки і профілювання стінки заготовки, отримання стінки постійної товщини, рішення інженерним методом.

Вступ. Процес обтиску широко розповсюджена формуюча операція листового штампування для виготовлення деталей балонів, перехідників для трубопроводів, ємностей для нагрівання води, гільз та інших. При традиційному обтиску вісесиметричних трубчатих заготовок і порожнистих заготовок з дном в конічних, сферичних матрицях або матрицях з криволінійною поверхнею здеформована частина заготовки потовщується. Причиною потовщення є значні тангенційні напруження і деформації, які виникають при формоутворенні виробів. Розрахункам величин напружень і потовщення стінки здеформованої частини при традиційному обтиску та обтиску з дією протитиску на внутрішню поверхню заготовки присвячено ряд робіт. В джерелах [1,3] приведені аналітичні залежності для визначення зусиль деформування, напружень, потовщення та практичні рекомендації по проектуванню традиційного обтиску без підпору стінок заготовки або з підпором стінки за допомогою жорстких оправок.

Прикладання протитиску за допомогою рідини на внутрішню поверхню заготовки по розробленому способу [4] приводить до суттєвого зменшення можливості втрати стійкості стінки заготовки і частини, що обтискується. В роботах [5,6] проведені дослідження, які продемонстрували переваги способу обтиску з дією протитиску, в порівнянні з традиційним обтиском. Також приведені дані по величинах напружень і розмірах потовщеної частини заготовок.

В теперішній час при виготовленні деяких виробів за допомогою обтиску необхідно отримати здеформовану частину постійної товщини. Однак, в літературних джерелах практично відсутні рекомендації для визначення параметрів обтиску з протитиском в сферичній матриці порожнистих виробів з дном, які забезпечують формоутворення виробів без потовщення стінки виробів.

Мета роботи. Метою роботи є встановлення параметрів обтиску вісесиметричних порожнистих заготовок з дном в сферичній матриці, які забезпечують отримання виробів без потовщення стінки та отримання аналітичних залежностей для розрахунків параметрів обтиску з протитиском в сферичній матриці.

Для отримання стінки постійної товщини в виробі після обтиску з протитиском необхідне попереднє профілювання стінки вихідних заготовок (виконати потоншення частини стінки заготовки, що обтискується). Потоншення можна виконати ротаційним обкочуванням або обробкою різанням. Для цього необхідно знати величину потоншення від вихідної товщини стінки до торця заготовки. Таким профілюванням можна забезпечити отримання стінки постійної товщини завдяки потовщенню при обтиску. Тому спочатку необхідно визначити величину

потовщення при обтиску заготовки без профілювання і на вказану величину виконати попереднє профілювання заготовки, щоб отримати стінку постійної товщини після обтиску.

Використання аналітичних методів, зокрема інженерного методу [1,2], дозволило отримати залежності для визначення потовщення стінки zdeформованої частини заготовки при обтиску трубчатих заготовок і порожнистих виробів з дном. Допущення, які були прийняті при рішенні, зокрема постійність товщини стінки, привели до завищених результатів при визначенні потовщення при обтиску. Тому, для попереднього профілювання заготовок, вказані результати неможливо використовувати.

Для точного визначення кінцевих розмірів заготовок необхідно проводити чисельні експерименти на основі створення математичних моделей, які максимально точно описують реальний процес формозміни металу при обтиску з протитиском. Використання методу скінченних елементів (МСЕ) і пружно-пластичної моделі деформування металу дозволило врахувати основні фактори, які впливають на формозміну при обтиску трубчатих заготовок в кінчній матриці, і отримати результати, що підтверджені експериментальними даними [5,6]. В даній роботі для розрахункового аналізу обтиску порожнистих заготовок з дном також використаний МСЕ.

Результати досліджень. Розрахунковий аналіз МСЕ обтиску з протитиском в сферичній матриці проводили для порожнистої заготовки з дном із маловуглецевої сталі. Розміри заготовки: зовнішній діаметр 80 міліметрів (мм), висота 100 мм, товщина стінки $S_o = 2$ мм. Радіус сфери деформуючої поверхні матриці складав $R_{cf} = 40$ мм. Моделювання закінчували, коли бокова стінка заготовки починала потовщуватися. Величина протитиску на внутрішню поверхню заготовки при обтиску, згідно способу [4], змінювалась пропорційно зусиллю деформування. Максимальне значення протитиску в кінці обтиску склало 60 МПа. На рис. 1 показані в розрізі вихідна заготовка (а) та zdeформована заготовка після обтиску (б). Залежності зусилля обтиску від переміщення деформуючого інструменту (пуансону) наведена на рис. 2. На початку обтиску величини зусиль деформування традиційної заготовки і зпрофільованої практично однакові. В подальшому зусилля обтиску традиційної заготовки дещо більше зусилля формоутворення зпрофільованої заготовки. При використанні традиційної заготовки максимальне значення зусилля обтиску склало 510 КН, при обтиску зпрофільованої заготовки – 630 КН. При обтиску зпрофільованої заготовки досягається більший ступінь деформації до того моменту, коли стінка циліндричної частини починає потовщуватися, що приводить до збільшення зусилля формоутворення. Так, при обтиску традиційної заготовки величина діаметра отвору після обтиску складає 32 мм, при обтиску зпрофільованої заготовки – 26 мм. В першому випадку коефіцієнт обтиску m (відношення діаметра отвору до внутрішнього діаметра заготовки) дорівнює 0,47, в другому – 0,34. При обтиску зпрофільованої заготовки досягнуто більший ступінь деформації за один перехід.

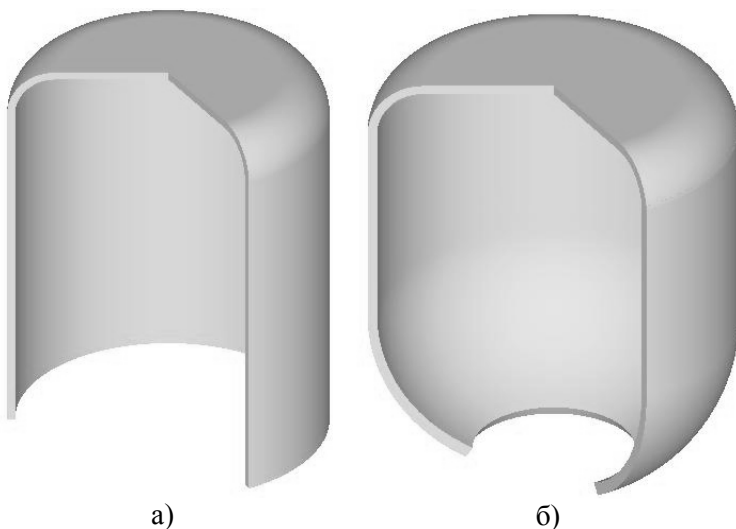


Рис. 1. Вихідна заготовка а) в розрізі; б) zdeформована після обтиску

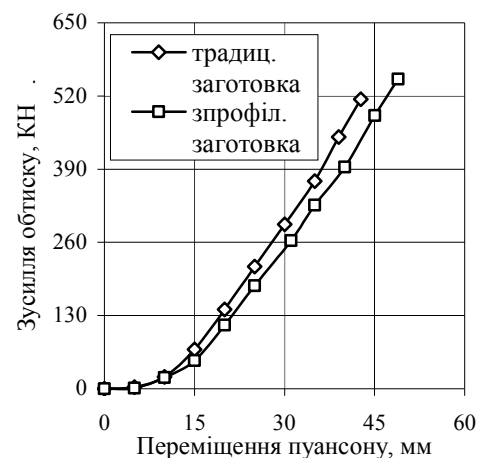


Рис. 2. Залежність зусилля обтиску від переміщення пуансону

На рис. 3 приведені розміри (L) здеформованої частини традиційної заготовки. Заготовка потовщується на початку сферичної матриці з 2 мм до 2,14 мм, товщина стінки біля отвору дорівнює 2,85 мм. З урахуванням величин потовщення було виконане профілювання частини вихідної заготовки, що підлягає обтиску. Якщо потоншувати стінку вихідної заготовки на розрахункові значення потовщення, то після обтиску неможливо отримати стінку постійної товщини, що дорівнює товщині вихідної заготовки. Було виконано декілька чисельних експериментів і розрахунковим шляхом встановлений необхідний профіль вихідної заготовки (рис. 4), який забезпечив стінку постійної товщини здеформованої частини заготовки (рис. 5). Довжину S_{np} профілювання вихідної заготовки можна визначити по формулі: $S_{np} = R_{cf} \cdot \arccos(r_o / R_{cf})$. Тут r_o - радіус отвору після відборткування, R_{cf} - радіус сферичної поверхні матриці. Максимальна величина потоншення $S_{пт}$ на торці заготовки складає: $S_{пт} = 0,7S_o$.

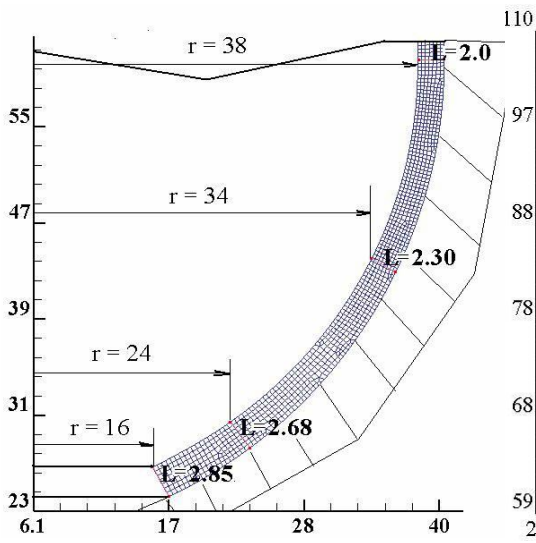


Рис. 3. Розміри (L) в міліметрах здеформованої частини традиційної заготовки (розміри по осях в міліметрах)

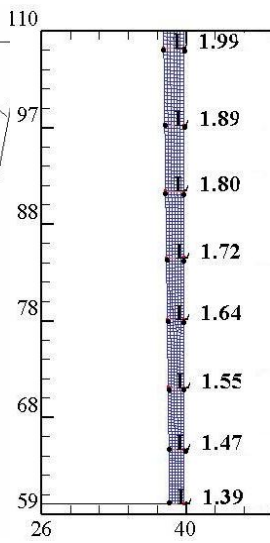


Рис. 4. Розміри (L) зпрофільованої вихідної заготовки (розміри по осях в міліметрах)

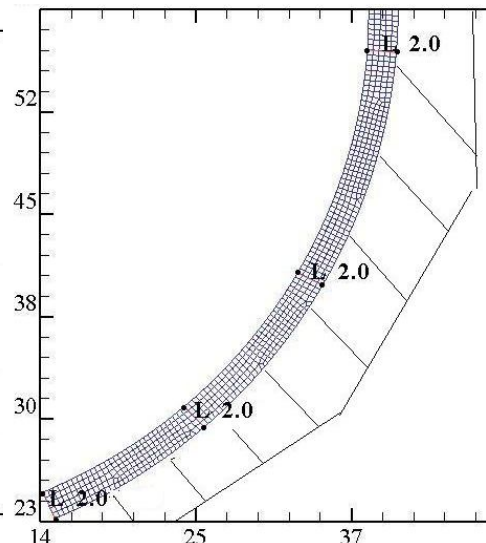


Рис. 5. Розміри (L) в міліметрах здеформованої частини зпрофільованої заготовки (розміри по осях в міліметрах)

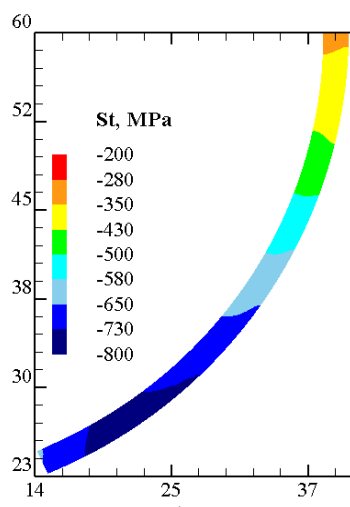
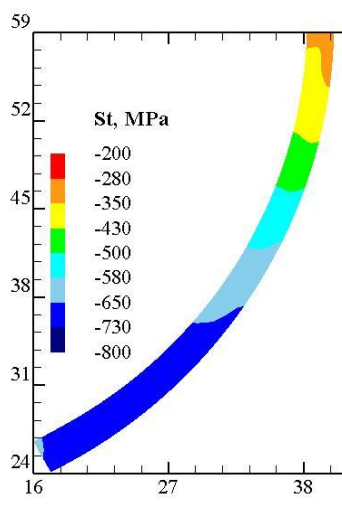


Рис. 6. Розподіли тангенційних напружень σ_θ (St) в МПа (розміри по осях наведені в міліметрах) а) при обтиску традиційної заготовки; б) зпрофільованої заготовки

Моделюванням встановлений напружено-деформований стан по всьому об'ємі zdeформованих заготовок, які отримані з традиційної і зпрофільованої заготовок. Важливе значення має розподіл тангенційних напружень σ_θ , які можуть привести до виникнення складок при обтиску з протитиском зпрофільованої заготовки. На рис. 6 представлені розподіли σ_θ при обтиску традиційної (а) і зпрофільованої (б) заготовок. Розподіли вказаних напружень по довжині обтиснутої частини заготовок практично однакові.

Практичне значення мають розподіли інтенсивності деформацій (рис. 7) і інтенсивності напружень (рис. 8). По вказаним розподілам можна оцінити пропрацювання структури металу холодною пластичною деформацією та зміцнення zdeформованого металу. При обтиску зпрофільованої заготовки має місце більш інтенсивне припрацювання структури металу пластичною деформацією і зміцнення металу по довжині обтиснутої частини заготовки.

Для інженерних розрахунків параметрів обтиску з протитиском в сферичній матриці був виконаний теоретичний аналіз вказаного процесу методом спільного вирішення диференціальних рівнянь рівноваги з наближеною умовою пластичності (інженерним методом). Модель металу, що деформується, була прийнята жорстко-пластичною зі зміцненням. Допущення, які використані при рішенні наступні: метал ізотропний; товщина стінки заготовки мала, тому напруження по товщині стінки не змінюються; згином заготовки при переході стінки заготовки на сферичну поверхню матриці нехтуємо. Враховане тертя на

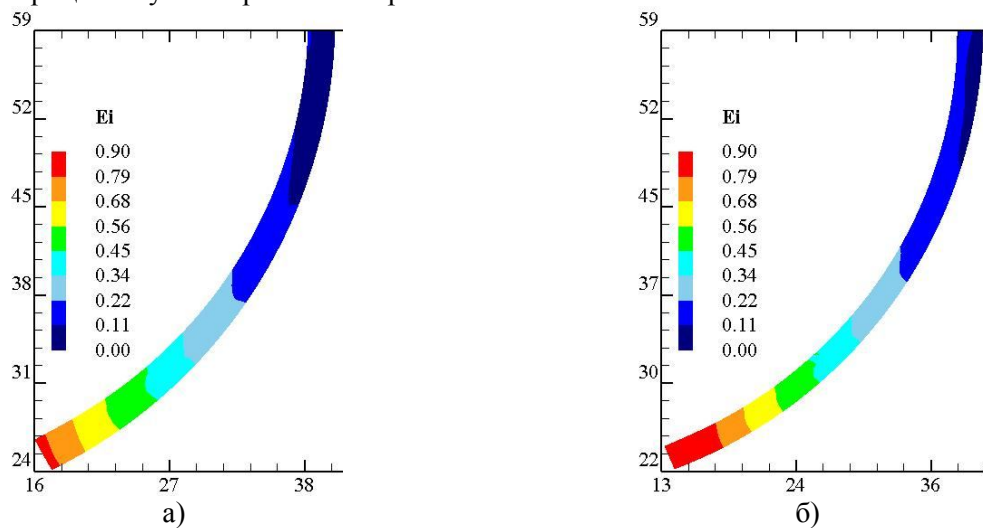


Рис. 7. Розподіли інтенсивності деформацій ϵ_i (E_i) (розміри по осям наведені в міліметрах) а) при обтиску традиційної заготовки; б) зпрофільованої заготовки

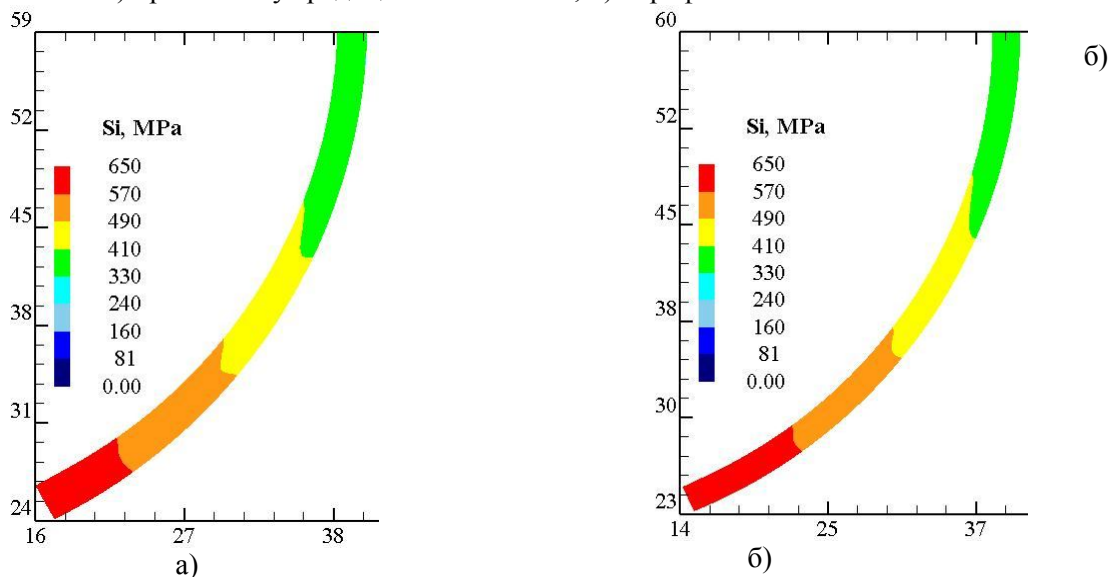


Рис. 8. Розподіли інтенсивності напружень σ_i (S_i) напружень в МПа (розміри по осям наведені в міліметрах) а) при обтиску традиційної заготовки; б) зпрофільованої заготовки поверхні заготовки, яка контактує з матрицею та прикладання протитиску

Розрахункова схема обтиску з протитиском в сферичній матриці для аналізу інженерним методом показана на рис. 9. Заготовка вісесиметрична, наведена її половина. На внутрішню поверхню заготовка 1, яка розміщена в матриці 2, діє протитиск величиною q . Зусилля обтиску прикладається за допомогою пуансона 3. В заготовці виділений елементарний об'єм під кутом α з елементарним кутом $d\alpha$. На зовнішній поверхні заготовки при обтиску з протитиском виникає напруження σ_n та дотичне напруження τ . Тут μ - коефіцієнт тертя. На нижній і верхній площадках елементарного об'єму діють відповідно стискаючі напруження σ_α та $\sigma_\alpha + d\sigma_\alpha$. В окружному напрямку вісі θ виникають стискаючі тангенційні напруження σ_θ .

Запишемо суму проєкцій сил, які виникають від діючих напружень, на напрямок, що перпендикулярний дотичній MN:

$$\begin{aligned} & (\sigma_n + q)R_1 d\alpha r d\theta - \sigma_\alpha S r d\theta \sin \frac{d\alpha}{2} - (\sigma_\alpha + d\sigma_\alpha)(r + dr) S d\theta \sin \frac{d\alpha}{2} - \\ & - 2\sigma_\theta S R_1 d\alpha \sin \frac{d\theta}{2} \cos \alpha = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

З рис. 9 знаходимо:

$$r = R_1 \cos \alpha$$

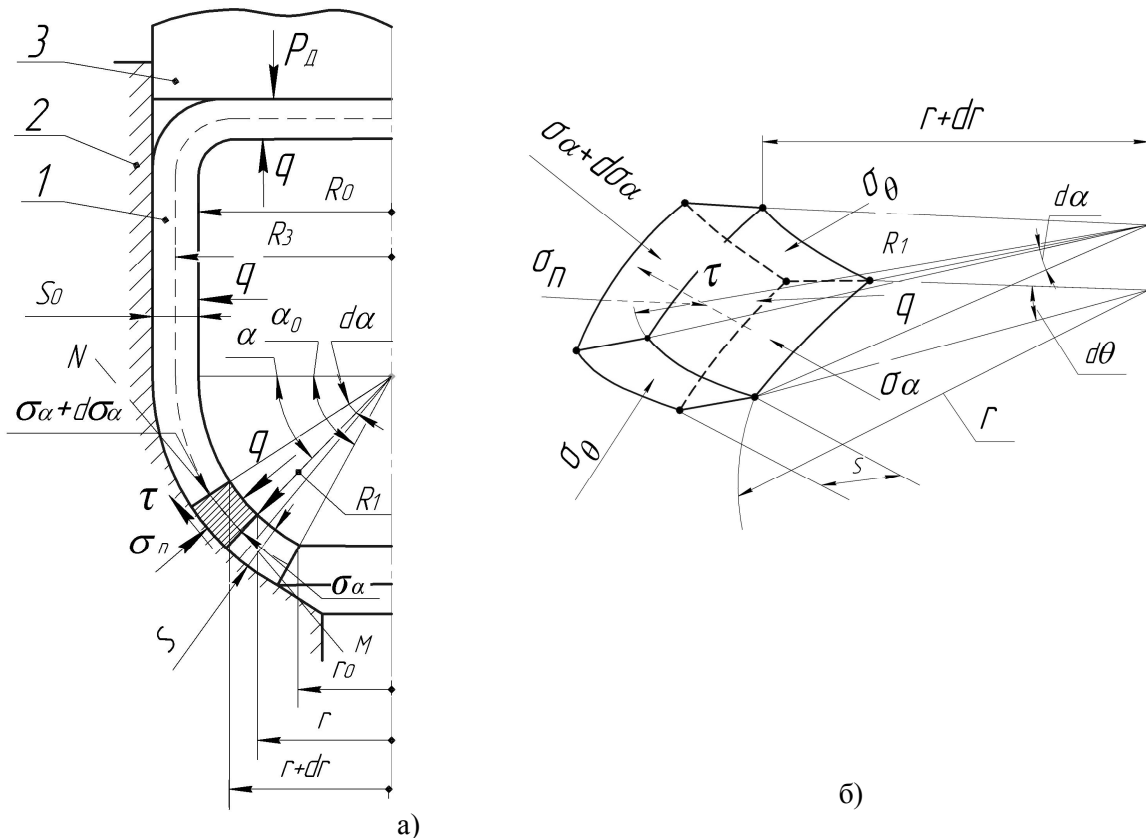


Рис. 9. а) розрахункова схема; б) елементарний об'єм

Після перетворень в (1) отримуємо:

$$\frac{(\sigma_n + q)}{S} = \frac{\sigma_\alpha}{R_1} + \frac{\sigma_\theta}{R_1}; \quad (2)$$

Далі проектуємо сили на дотичну MN та отримуємо друге рівняння рівноваги:

$$\tau r d\theta R_1 d\alpha - (\sigma_\alpha + d\sigma_\alpha) S (r + dr) d\theta + \sigma_\alpha S r d\theta + 2\sigma_\theta S R_1 d\alpha \sin \frac{d\theta}{2} \sin \alpha = 0; \quad (3)$$

Після нехтування величинами другого порядку малості та перетворень в (3) знаходимо:

$$\frac{d}{dr}(\sigma_{\alpha}Sr) - \sigma_{\theta}S - \frac{\tau r}{\sin \alpha} = 0; \quad (4)$$

Напруження σ_{α} змінюється від нуля при $r = r_o$ до максимального значення при $r = R_o$. Тому крайніми нормальними напруженнями будуть σ_{θ} і σ_n . Наближена умова пластичності в даному випадку має вигляд:

$$\sigma_{\theta} - \sigma_n = -\beta\sigma_s; \quad (5)$$

де β - коефіцієнт Лодє і $|\sigma_{\theta}| > |\sigma_n|$. При традиційному обтиску приймають, що $\sigma_n \approx 0$ [1]. При обтиску з протитиском приймаємо, що стискаюче нормальне напруження на поверхні заготовки, яка контактує з матрицею, $\sigma_n = -q$.

Тоді:

$$\sigma_{\theta} - q = -\beta\sigma_s; \quad (6)$$

Величину дотичного напруження приймаємо у вигляді:

$$\tau = \mu(\sigma_n + q); \quad (7)$$

Підставляємо τ в (4) отримуємо:

$$\frac{d}{dr}(\sigma_{\alpha}Sr) - \sigma_{\theta}S - \frac{\mu Sr}{\sin \alpha} \left(\frac{\sigma_{\alpha}}{R_1} + \frac{\sigma_{\theta}}{R_1} \right) = 0; \quad (8)$$

Якщо на даному етапі аналізу нехтувати зміною товщини S при обтиску, і вважати S постійною величиною в рівнянні (5), то маємо:

$$\frac{d}{dr}(\sigma_{\alpha}r) - \sigma_{\theta} - \frac{\mu r}{\sin \alpha} \left(\frac{\sigma_{\alpha}}{R_1} + \frac{\sigma_{\theta}}{R_1} \right) = 0; \quad (9)$$

З розрахункової схеми можна визначити:

$$r / R_1 = \cos \alpha; \quad (10)$$

Тоді вираз (9) має вигляд:

$$\frac{d}{dr}(\sigma_{\alpha}r) - \sigma_{\theta} - \mu \operatorname{ctg} \alpha (\sigma_{\alpha} + \sigma_{\theta}) = 0; \quad (11)$$

Далі замінимо змінний кут α в (11) на його середнє значення $\alpha_c = \alpha_o / 2$, яке можна визначити по кінцевих розмірах виробу після обтиску. З геометричних співвідношень отримуємо:

$$\cos \alpha_o = \frac{r_o}{R_1}; \quad (12)$$

Тоді вираз (11) має вигляд:

$$\frac{rd\sigma_{\alpha}}{dr} + \sigma_{\alpha} - \sigma_{\theta} - \mu \operatorname{ctg} \frac{\alpha_o}{2} (\sigma_{\theta} + \sigma_{\alpha}) = 0; \quad (13)$$

Підставимо σ_{θ} з (6) в (13):

$$\frac{rd\sigma_{\alpha}}{dr} + \sigma_{\alpha} + \beta\sigma_s - q - \mu \operatorname{ctg} \frac{\alpha_o}{2} (\sigma_{\alpha} - \beta\sigma_s + q) = 0; \quad (14)$$

Розділимо змінні в (14):

$$\frac{d\sigma_{\alpha}}{\sigma_{\alpha} \left(1 - \mu \operatorname{ctg} \frac{\alpha_o}{2} \right) + \beta\sigma_s \left(1 + \mu \operatorname{ctg} \frac{\alpha_o}{2} \right) \left(1 - \frac{q}{\beta\sigma_s} \right)} = -\frac{dr}{r}; \quad (15)$$

Після інтегрування (15) отримуємо:

$$\ln \left[\sigma_{\alpha} \left(1 - \mu \operatorname{ctg} \frac{\alpha_o}{2} \right) + \beta\sigma_s \left(1 + \mu \operatorname{ctg} \frac{\alpha_o}{2} \right) \left(1 - \frac{q}{\beta\sigma_s} \right) \right] = \left(1 - \mu \operatorname{ctg} \frac{\alpha_o}{2} \right) \ln \left(\frac{C}{r} \right);$$

Довільну постійну C знаходимо з граничної умови, при $r = r_o$ напруження $\sigma_\alpha = 0$. Пам'ятаємо, що величина протитиску q від'ємна. Тоді кінцевий вираз для відносних напружень $\frac{\sigma_\alpha}{\beta\sigma_s}$ після перетворень має вигляд:

$$\frac{\sigma_\alpha}{\beta\sigma_s} = -\frac{1 + \mu ctq \frac{\alpha_o}{2}}{1 - \mu ctq \frac{\alpha_o}{2}} \left(1 - \frac{q}{\beta\sigma_s}\right) \left[1 - \left(\frac{r_o}{r}\right)^{1 - \mu ctq \frac{\alpha_o}{2}}\right];$$

Використовуємо наступні заміни:

$$\begin{aligned} \left(\frac{r_o}{r}\right)^{1 - \mu ctq \frac{\alpha_o}{2}} &= \exp\left[\left(1 - \mu ctq \frac{\alpha_o}{2}\right) \ln \frac{r_o}{r}\right] \approx 1 + \left(1 - \mu ctq \frac{\alpha_o}{2}\right) \ln \frac{r_o}{r} = \\ &= 1 + \left(1 - \mu ctq \frac{\alpha_o}{2}\right) \ln \frac{r_o}{r} \approx 1 + \left(1 - \mu ctq \frac{\alpha_o}{2}\right) \left(\frac{r_o}{r} - 1\right) \end{aligned} \quad (16)$$

Тоді вираз для відносних напружень $\frac{\sigma_\alpha}{\beta\sigma_s}$ має вигляд:

$$\frac{\sigma_\alpha}{\beta\sigma_s} = -\left(1 + \mu ctq \frac{\alpha_o}{2}\right) \left(1 - \frac{q}{\beta\sigma_s}\right) \left(1 - \frac{r_o}{r}\right); \quad (17)$$

По формулі (6) відносні тангенційні напруження $\frac{\sigma_\theta}{\beta\sigma_s}$ визначаються так:

$$\frac{\sigma_\theta}{\beta\sigma_s} = \frac{q}{\beta\sigma_s} - 1; \quad (18)$$

Максимальне по абсолютній величині значення напруження σ_α^{\max} буде при $r = R_o$, яке в подальшому буде використане для визначення зусилля обтиску з протитиском:

$$\frac{\sigma_\alpha^{\max}}{\beta\sigma_s} = -\left(1 + \mu ctq \frac{\alpha_o}{2}\right) \left(1 - \frac{q}{\beta\sigma_s}\right) \left(1 - \frac{r_o}{R_o}\right); \quad (19)$$

Переходимо до визначення зусилля обтиску P_D (див. рис. 9). Зусилля P_D має дві складові: P_{OD} - зусилля, яке витрачається на подолання опору деформування; P_{PP} - зусилля, яке витрачається на подолання протитиску рідини, який діє на донну частину заготовки і пуансон. Тоді:

$$P_D = P_{OD} + P_{PP}; \quad (20)$$

Спочатку визначаємо зусилля P_{PP} :

$$P_{PP} = q\pi R_o^2; \quad (21)$$

Вираз для зусилля, яке витрачається на подолання опору деформування P_{OD} , будемо знаходити в місці переходу недеформованої частини заготовки в здеформовану.:

$$P_{OD} = 2 \cdot \pi \cdot S_o \cdot R_o \cdot \left|\sigma_\alpha^{\max}\right| / \cos \frac{\alpha_o}{2}; \quad (22)$$

Якщо підставити σ_α^{\max} з (17) в (22) та врахувати, що $\beta = 1,1$, то отримуємо:

$$P_{OD} = 6,9 S_o R_o \sigma_s \left(1 + \mu ctq \frac{\alpha_o}{2}\right) \left(1 - \frac{q}{\beta\sigma_s}\right) \left(1 - \frac{r_o}{R_o}\right) / \cos \frac{\alpha_o}{2}; \quad (23)$$

Кінцевий вираз для зусилля обтиску заготовки в сферичній матриці має вигляд:

$$P_D = 6,9S_oR_o\sigma_s \left(1 + \mu \operatorname{ctg} \frac{\alpha_o}{2}\right) \left(1 - \frac{q}{\beta\sigma_s}\right) \left(1 - \frac{r_o}{R_o}\right) / \cos \frac{\alpha_o}{2} + 3,14qR_o^2; \quad (24)$$

При отриманні виразів для напружень і зусилля не враховано зміцнення металу при обтиску. Для врахування зміцнення використаємо відому апроксимацію істинних напружень:

$$\sigma_s = \frac{\sigma_e}{1 - \psi_{ш}} \left(\frac{\psi}{\psi_{ш}}\right)^{\frac{1 - \psi_{ш}}{\psi}}; \quad (25)$$

де: σ_B - межа міцності, ψ - відносне потоншення при випробуванні на розтяг, $\psi_{ш}$ - відносне потоншення, яке відповідає моменту утворення шийки на зразку. Визначимо середнє значення істинного напруження σ_s^{cp} . В якості деформації ψ при обтиску з протитиском беремо відношення середнього значення різниці площ кіл заготовки до і після обтиску до площі кола до обтиску (див. рис. 9):

$$\psi^{cp} = \frac{2\pi \cdot R_3^2 - 2\pi \cdot r_o^2}{2\pi \cdot R_3^2} = \frac{R_3^2 - r_o^2}{2R_3^2}; \quad (26)$$

Тоді формула для визначення середнього значення істинного напруження σ_s^{cp} , має вигляд :

$$\sigma_s^{cp} = \frac{\sigma_e}{1 - \psi_{ш}} \left(\frac{R_o^2 - r_o^2}{2R_o^2\psi_{ш}}\right)^{\frac{\psi_{ш}}{1 - \psi_{ш}}}; \quad (27)$$

Якщо підставити вираз (27) в формули для зусилля обтиску (23) та напружень (17) та (18), то буде враховане зміцнення при формоутворенні обтиском в сферичній матриці. Таким чином, величину зусилля обтиску з протитиском з урахуванням зміцнення, можна визначити по наступній формулі:

$$P_D = \frac{6,9S_oR_o\sigma_e}{(1 - \psi_{ш}) \cos \frac{\alpha_o}{2}} \left(\frac{R_o^2 - r_o^2}{2R_o^2\psi_{ш}}\right)^{\frac{\psi_{ш}}{1 - \psi_{ш}}} \left(1 + \mu \operatorname{ctg} \frac{\alpha_o}{2}\right) \left(1 - \frac{q}{\beta\sigma_s}\right) \left(1 - \frac{r_o}{R_o}\right) + 3,14qR_o^2; \quad (28)$$

Для розрахунків кінцевої товщини здеформованої частини заготовки визначимо деформований стан при обтиску з протитиском. Для цього, використовуючи результати моделювання МСЕ, в'ясимо вплив величини напруження σ_n на обтиск з протитиском. Наведемо розподіл σ_n по довжині обтиснутої частини заготовки,



Рис. 10. Розподіл напружень σ_n по довжині обтиснутої частини заготовки

яка контактує з сферичною поверхнею матриці. Для обтиску традиційної заготовки він має вигляд (рис. 10). Якщо порівняти величини напружень σ_n (середнє значення -120 МПа) з розподілом σ_θ (див. рис. 6а), то величини відрізняються в 5 разів. Тому для наближеного визначення товщини здеформованої частини заготовки напруженням σ_n нехтуємо. Тоді співвідношення між

напруженнями і прирощеннями деформацій по теорії течії Леві-Мізеса для жорстко пластичного стану металу мають вигляд:

$$\frac{d\varepsilon_n}{d\varepsilon_\theta} = \frac{dS/S}{dr/r} = \frac{\sigma_n - \sigma_{cp}}{\sigma_\theta - \sigma_{cp}};$$

де: $d\varepsilon_n$ - прирощення деформацій в напрямку дії напруження σ_n , $d\varepsilon_\theta$ - прирощення деформацій в тангенційному напрямку, $\sigma_{cp} = (\sigma_n + \sigma_\theta + \sigma_\alpha)/3$. З урахуванням, що $\sigma_n \approx 0$ отримуємо з (35):

$$\frac{dS}{S} = \frac{\sigma_\alpha + \sigma_\theta}{\sigma_\alpha - 2\sigma_\theta} \frac{dr}{r}; \quad (29)$$

Підставляємо вирази напружень з (17) і (19) в (29):

$$\frac{dS}{S} = \frac{\left(1 + \mu ctq \frac{\alpha_o}{2}\right) \left(1 - \frac{q}{\beta\sigma_s}\right) \left(1 - \frac{r_o}{r}\right) - \frac{q}{\beta\sigma_s} + 1}{\left(1 + \mu ctq \frac{\alpha_o}{2}\right) \left(1 - \frac{q}{\beta\sigma_s}\right) \left(1 - \frac{r_o}{r}\right) - 2 + \frac{2q}{\beta\sigma_s}} \frac{dr}{r}; \quad (30)$$

Для вирішення (30) вводимо позначення:

$$a = \left(1 + \mu ctq \frac{\alpha_o}{2}\right) \left(1 - \frac{q}{\beta\sigma_s}\right) \text{ і } b = \frac{q}{\beta\sigma_s} - 1;$$

Тоді формула (30) має вигляд:

$$\frac{dS}{S} = \frac{a \left(1 - \frac{r_o}{r}\right) - b}{a \left(1 - \frac{r_o}{r}\right) + 2b} \cdot \frac{dr}{r}; \quad (31)$$

Після інтегрування (31) знаходимо:

$$\ln S = \ln r - \frac{3b}{a+2b} \ln [r(a+2b) - ar_o] + \ln C; \quad (32)$$

Довільну постійну C знаходимо з граничних умов, що при $r = R_1 = R_o$ товщина стінки $S = S_o$. Кінцевий вираз для визначення товщини S після обтиску має вигляд:

$$\ln \frac{S}{S_o} = \ln \frac{r}{R_o} - \frac{3b}{a+2b} \ln \frac{r(a+2b) - ar_o}{R_o(a+2b) - ar_o}; \quad (33)$$

В рівнянні (33) замінити логарифми першими членами розкладенням в ряд ($\ln x \approx x - 1$). Тоді, з урахуванням вищенаведених виразів для a і b , після перетворень і скорочень отримуємо:

$$S = S_o \left[\frac{r}{R_o} + \frac{3b(R_o - r)}{R_o(a+2b) - ar_o} \right]; \quad (34)$$

Проведемо порівняння результатів розрахунків по отриманих аналітичних залежностях з даними чисельного експерименту, що виконаний МСЕ. Визначимо максимальне значення зусилля обтиску з протитиском $q = -60$ МПа. Властивості мало вуглецевої сталі: $\sigma_B = 320$ МПа, $\psi_{ш} = 0,6$. Для розглянутих розмірів традиційної вихідної ($R_o = 38$ і $S_o = 2$ мм), отримані наступні дані по МСЕ здеформованої заготовки: $R_1 = 38$ мм, $r_o = 16$ мм (див. рис. 9). Кут $\alpha_o = 70^\circ$ по рівнянню (9). Середнє значення істинного напруження σ_s^{cp} , яке розраховане по виразу (27), при вказаних даних склало 440 МПа. Якщо порівняти це значення з даними розподілу інтенсивності напружень, який отриманий МСЕ (див. рис. 8а), то величина $\sigma_i = (410 + 490)/2 = 450$ МПа. Величина зусилля обтиску, що визначена по формулі (28), складає: $P_D = 481$ КН. Максимальне значення зусилля

обтиску з протитиском традиційної заготовки, яке отримане МСЕ дорівнює 615 КН. Розбіжність результатів по зусиллю складає 4,1 %. Таким чином, отримані залежності можуть бути використані для визначення напружень в заготовці і зусилля обтиску на стадії проектування технології.

Розрахунки товщини S zdeформованої частини заготовки по формулі (34) при різних значеннях радіусу r та порівняння з результатами моделювання МСЕ показані на рис. 11. На ньому наведені величини товщин L , що визначені по МСЕ, а в дужках зображені дані, які визначені по інженерному методу. Максимальна розбіжність результатів склала 0,1 мм.

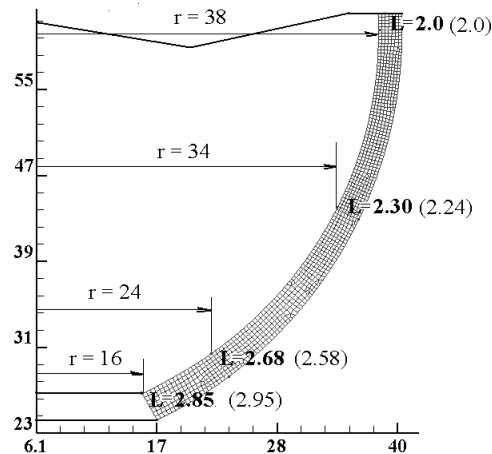


Рис. 11. Товщина L обтиснутої частини заготовки по даним МСЕ та в дужках величини, які розраховані по формулі (34). Всі розміри в міліметрах.

Висновки. Методом скінченних елементів проведений розрахунковий аналіз обтиску з протитиском в сферичній матриці порожнистої заготовки з дном. Визначено потовщення стінки zdeформованої частини заготовки. З урахуванням потовщення виконане профілювання вихідної заготовки для отримання виробу після обтиску, який має zdeформовану стінку постійної товщини. Проведене моделювання обтиску з протитиском спрофільованої заготовки. Встановлені кінцеві розміри, напружено-деформований стан zdeформованої заготовки, зусилля обтиску. Інженерним методом виконаний теоретичний аналіз обтиску з протитиском в сферичній матриці. Встановлені залежності для визначення напружень в заготовці, зусилля обтиску та товщини обтиснутої товщини заготовки. Порівняння результатів даних чисельного експерименту і по інженерному методу дозволяють використовувати отримані залежності для визначення параметрів обтиску з протитиском в сферичній матриці.

1. Попов Е.А. Основы теории листовой штамповки: учебное пособие для вузов / Попов Е.А. – М. : Машиностроение, 1977. – 278 с .
2. Аверкиев Ю.А. Холодная штамповка // Аверкиев Ю.А. ; Издательство Ростовского университета , 1984, – 288 с.
3. Ковка и штамповка: Справочник: В 4 т. Т. 4 Листовая штамповка / Под ред.. А.Д. Матвеева; Ред. совет: Е.И. Семенов (пред.) и др. – М.: Машиностроение, 1985-1987. – 544 с. 4. Калюжний В.Л. Спосіб обтиску горловини типу балон: пат. України №59190: МПК В21В26/02// Калюжний В.Л., Калюжний О.В., Піманов В. В., Паляничко Є. М.; Заявник і патентовласник НТУУ „КПІ”; Опубл. 10.05.2011, бюл. № 9.
4. Калюжний О.В. Аналіз силових режимів та якості виробів при обтиску трубчатих заготовок в конусній матриці//Вісник НТУУ «КПІ», серія Машинобудування, 2011, вип. 62. С. 63-67.
5. Калюжний О.В. Порівняльний аналіз традиційного обтиску та обтиску з диференційованим протитиском // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск : нові рішення в сучасних технологіях: – Харків: НТУ «ХПІ» – 2011. – 46. С. 27-34.

УДК 685.34.02

О.П. Козарь, І.Г. Кривич, Т.М. Садовнікова

Мукачівський державний університет

ВИВЧЕННЯ ВПЛИВУ МОДИФІКАТОРА НА ФОРМОСТІЙКІСТЬ УСТІЛКОВОГО КАРТОНУ

В даній статті наводяться результати досліджень формостійкості устілкових матеріалів модифікованих водною дисперсією цеоліту в умовах дослідного носіння та інтенсифікованого випробовування.

Ключові слова: *устілковий картон, цеоліт, модифікація, формостійкість.*

В наш час виробництво взуття пов'язане із застосуванням великої кількості різних за походженням та способом виробництва матеріалів. Властивості взуття і його здатність до формозбереження залежить від структури матеріалу, яка формується в процесах виготовлення.

Устілка, поряд з підшвою, є основним конструктивним елементом низу взуття, а її роль у наданні взуттю таких властивостей, як міцність і формостійкість може навіть перевищувати роль підшви. Устілка дає можливість надавати конструкції взуття високу міцність і зносостійкість у різних умовах носіння, стійкість до атмосферних та механічних впливів. Традиційним матеріалом для виготовлення устілок є устілкові шкіри, проте матеріали з натуральної сировини характеризуються дефіцитністю та дороговизною, а відтак і підвищеною собівартістю продукції, що випускається.

Найпоширенішим матеріалом для основної устілки взуття є взуттєві картони різних методів виготовлення та волокнистого складу. На властивості картону (як гігієнічних так і фізико-механічних) суттєво впливає склад картонової суміші. Картонова суміш, в основному, складається з подрібнених волокон колагену та целюлози з розмірами волокон від 3мм до 1см та більше. Розмір волокон визначає механічну міцність виготовленого картону, а хімічний склад його – гігієнічні властивості, зокрема ті, що пов'язані з поглинанням та передачею вологи.

Основним недоліком цих матеріалів є суттєве погіршення експлуатаційних властивостей під дією вологи. Введення жируючих, проклеюючих речовин дозволяє дещо покращити волого- та мкростійкість картону, однак при цьому значно погіршуються його гігієнічні властивості – паро та повітропроникність, гігроскопічність, вологовіддача.

Комплекс механічних навантажень з одночасною дією поту, тепла, вологи, мікрофлори, зусиль стиску та вигину викликає при носінні ушкодження устілок: тріщини, складки, усадка по площі, скочування, зменшення міцності лицевого шару і інші [1]. При дослідженні армійського взуття встановлено, що 60% взуття виходило з ладу через руйнування устілки, хоча інші деталі були у хорошому стані. Тому, підвищення показників формостійкості каркасних деталей взуття, зокрема основної устілки, зі збереженням чи покращенням ергономічних характеристик є *актуальною науково-технічною задачею*, вирішення якої передбачає покращення формостійкості, а відповідно і якості готової продукції.

Для підвищення фізико-механічних показників та збереження або покращення гігієнічних властивостей взуттєвих матеріалів, широко у практиці використовується модифікування як натуральної сировини так і штучних матеріалів[2-6].

Постановка задачі. В працях [4-6], з метою покращення експлуатаційних характеристик устілкових матеріалів, в якості модифікатора використано природній порошокподібний мінерал цеоліт Сокирницького родовища (м.Хуст, Закарпатська обл. Україна) в кількості 10% від маси сухого матеріалу. Каркасна структура даного мінералу (рис.1) та фізико-хімічні властивості (табл.1) дають змогу припустити, що як наповнювач він підвищить показники міцності, жорсткості, зносостійкості та стійкості до багаторазового згину, а адсорбційні та іонообмінні властивості цеоліту – показники гігроскопічності паро- та повітрепроникності, вологопоглинання та вологовіддачі.

Мета даного дослідження – встановлення впливу модифікації устілкових матеріалів цеолітом на їх показники формостійкості.

Для цього вирішувались наступні завдання:

- визначено вплив цеоліту на показник міцності при розтягненні каркасного матеріалу у сухому і зволоженому станах;

- встановлено показник жорсткості;
- досліджено вплив модифікації устілкових матеріалів на стійкість до багаторазового згину під час дослідного носіння та при інтенсифікованому випробуванні.

Таблиця 1

Окремі фізико-хімічні характеристики цеоліту

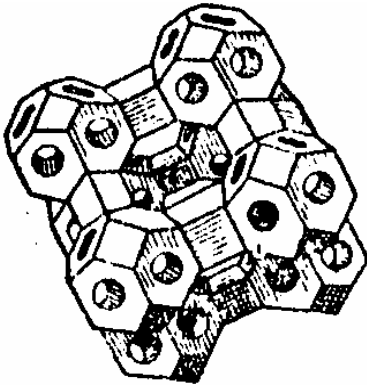


Рис. 1. Каркасна решітка кристалічної структури

Пористість	34%
Густина	2,3г/см ³
Питома поверхня	413 м ² /г
Вміст сорбенту	70 %
Іонообмінна ємкість	1,5мг×екв/г
Вологість	4 – 6 %
Поглинаюча здатність по воді	12,5–14% маси
Розмір мікропор	0,3-2 нм
Дисперсність порошку	0,08мм

Об'єкти та методи дослідження. Об'єктом дослідження є процеси зміни фізико-механічних показників устілкових матеріалів при введенні у їх волокнисту структуру дрібнодисперсного природного мінералу цеоліту.

Предметом дослідження є вплив цеоліту на показники формостійкості модифікованих устілкових матеріалів.

Визначені в роботі завдання вирішувались за допомогою традиційних фізико-механічних методів досліджень каркасних матеріалів та випробування їх методом дослідного носіння та інтенсифікованого багаторазового згину на предмет формостійкості.

Для дослідження запропоновано використати два види картону – тексон і шкіркартон, з метою встановлення впливу цеоліту на властивості різних устілкових матеріалів. Тексон виготовляється з волокон α -целюлози шляхом пропитки волокон, які знаходяться у вологому стані, хлоропреновим латексом. Після висихання між волокнами утворюється вільний простір, завдяки чому тексон має високі гігієнічні показники. Його пористість забезпечує хороший повітрообмін, відсутність усадки при зволоженні та нагріванні, високий опір старінню та дії бактерій. Пориста структура тексону не порушена проклеюючою, тому він володіє високою паропроникністю, сорбційною і десорбційною здатністю. Шкіркартон формується із суміші шкіряних волокон (50-60%), рослинних волокон сульфатної целюлози (35-40%) та шкіркартонної вирубки методом багатшарового відливу бітумно-каніфольним проклеюванням.

Для визначення впливу цеоліту на фізико-механічні властивості каркасних матеріалів на Луцькому заводі штучних шкір в цехах ЗАТ «ХЕЛС» були відлиті взірці зразків тексону та шкіркартону для основної устілки. Відлив проводився на лабораторній довгосіткової машині фірми «Централ Адамс», з послідовним пресуванням, каландруванням та висушуванням взірців в термостаті. Режими виготовлення ідентичні до тих, за якими виготовляються картони в цехових умовах. При відливі використовували рецептури (волокнистий, проклеюючий склад) картонів для основної устілки з добавкою 10% цеоліту з розрахунку на абсолютно сухе волокно [5].

Результати та їх обговорення. Одним з показників, який входить до складу основних, що визначають формостійкість взуття, є межа міцності при розтягненні матеріалу, яка безпосередньо визначає її міцність і опосередковано впливає на здатність матеріалу протидіяти прикладеним до неї навантаженням. Межа міцності при розтягуванні звичайного і модифікованого тексону і шкір картону в сухому та вологому станах представлено на рис.2. Встановлено, що для модифікованих матеріалів відбулось деяке зростання даного показника як для сухих так і вологих зразків: для тексону – на 3,7% і на 6,7%; для шкіркартону – відповідно 12% та 20,4%. Коефіцієнти

мокростійкості модифікованого тексону і шкіркартону в порівнянні з немодифікованим (табл. 2) зросли на 4,3% і 7,7% відповідно.

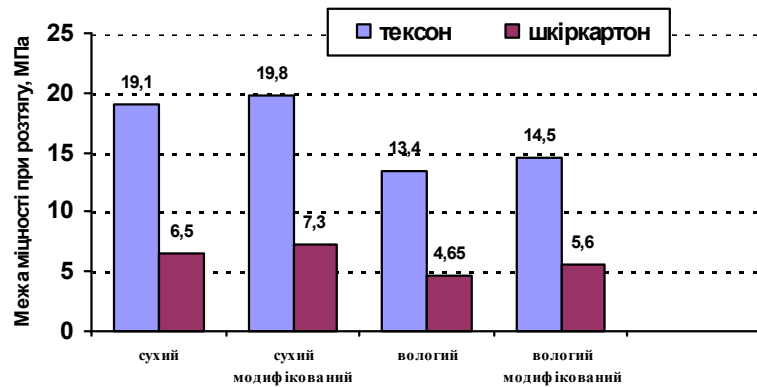


Рис. 2. Межа міцності при розтягуванні модифікованого і немодифікованого картонів у сухому і вологому станах

Таблиця 2

Вплив модифікації тексону та шкіркартону цеолітом на коефіцієнт мокростійкості.

Назва каркасного матеріалу	Межа міцності при розтягуванні, σ_p , МПа		Коефіцієнт мокростійкості, М	Межа міцності при розтягуванні після модифікації, $\sigma_{p, \text{мод.}}$, МПа		Коефіцієнт мокростійкості після модифікації, $M_{\text{мод.}}$	Відхилення, %
	сухий	мокрый		сухий	мокрый		
Тексон	19,1	13,4	0,7	19,8	14,5	0,73	+ 4,3
Шкіркартон	6,5	4,65	0,715	7,3	5,6	0,77	+ 7,7

Це, на нашу думку, більшою мірою за рахунок проникнення у міжволоконний простір картонних матеріалів частинок мінералу з каркасною кристалічною решіткою (рис.1), яка сприяє підвищенню межі міцності, щільності та товщини останніх і надає поверхні модифікованих матеріалів більшої структурованості.

При експлуатації взуття немало важливим фактором виступає жорсткість каркасних деталей, оскільки в значній мірі, від даного показника залежатиме зручність і комфортність носія. Деталі, виготовлені з матеріалів з підвищеною жорсткістю, спричиняють незручності носію, які пов'язані з необхідністю прикладання додаткових зусиль при ходьбі, що сприяє швидкій втомлюваності і погіршення працездатності. Тому важливим є встановлення впливу цеоліту на значення даного показника.

Жорсткості зразків до і після модифікації (H/cm^2) в сухому і вологому станах визначали відношенням згинаючого зусилля до площі поперечного перерізу зразка. Як видно з діаграми (рис.3), значення показника жорсткості після модифікації зразків зростає на 22,3% в сухому стані та на 6,1% у вологому стані, але не виходять за межі нормативних значень. Потрібно також відмітити, що після зволоження спостерігається тенденція зниження даного показника для звичайних зразків на 4,2%, а для модифікованих на 18,9%.

Особливістю впливу на деталі взуття в процесі експлуатації є їх повторюваність, обумовлена процесом носіння. Характер і інтенсивність цих впливів значною мірою залежить від розміщення деталі у взутті, її виду, конструкції, умов експлуатації і ін.. Повторювані механічні впливи, яким піддається устілка, близькі до тих, яким піддається підошва. Однак фактори, визначені зовнішнім середовищем, справляють на устілку менший вплив, ніж на підошву. Проте на деталь устілки діють досить значимі сили стиснення, що обумовлені місцем їх розташування у взутті, також вона піддається інтенсивному потовиділенню стопи та багаторазовому згину під час експлуатації [7].

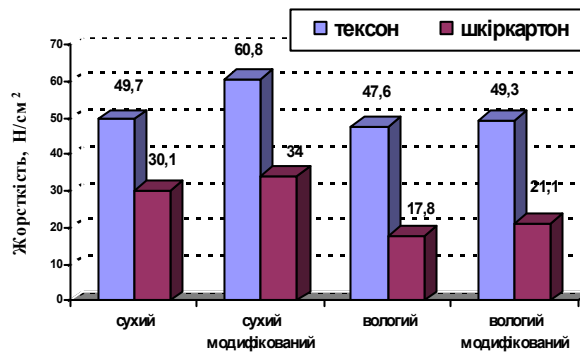


Рис. 3. Вплив цеоліту на показник жорсткості звичайного і модифікованого устілкових матеріалів

Для визначення впливу модифікації цеолітом на протистояння устілкових матеріалів багаторазовому згину дослідження проводили в динамічних умовах у двох паралельних напрямках. Перший - лабораторний з використанням спец. пристрою для інтенсифікованих випробувань, другий – безпосереднім дослідним носінням впродовж гарантійного терміну.

Експлуатаційні випробування (дослідна носка) дають об'єктивну характеристику можливості застосування матеріалу. Але такі випробування тривалі, дорогі і не дозволяють виявити вплив окремих факторів на формостійкість деталей. В даний час дослідна носка використовується як заключне випробування після лабораторного дослідження і технологічного випробування.

Для встановлення змін властивостей матеріалу під час динамічних випробувань, запропоновано випробувати устілки виготовлені з тексону.

Щоб зменшити вплив індивідуальних особливостей носіїв на результати, у дослідженні застосовано метод так званий корелятивно зв'язаних пар: ліва півпара взуття містить деталь з модифікованого тексону, права - є контрольною і виготовляється з не модифікованого матеріалу. Устілки виготовлені у відповідності з антропометрією стопи носія. При дослідному носінні використано 5 пар закритого взуття, яке експлуатувалось протягом 60 днів і періодично пред'являлось для огляду для зняття показників [7].

Результати стійкості до багаторазового згину на основних устілках (табл.3., рис. 4) оцінювали за характером утворених складок, представлених умовними цифровими позначеннями в залежності від геометричних параметрів: 1 – слабо виражені; 2 – збільшення кількості складок; 3- збільшення ширини складок до 1мм; 4- збільшення ширини складок до 1,3мм; 5- збільшення ширини складок до 1,6мм; 6- збільшення ширини складок до 1,9мм; 7 – збільшення ширини складок до 2,3мм; 8 – початок руйнування.

Таблиця 3

Залежність впливу модифікації картону на характер утворених складок при дослідному носінні в період терміну експлуатації

Дні	Характер складок									
	1 пара		2 пара		3 пара		4 пара		5 пара	
	Л	П	Л	П	Л	П	Л	П	Л	П
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
20	2	1	1	1	1	2	2	2	1	1
30	2	1	2	2	2	2	2	2	1	1
40	2	2	3	3	3	3	3	3	3	3
50	3	3	4	3	4	4	4	4	3	3
60	4	4	5	4	5	5	5	5	4	4

Дослідження стійкості до багаторазового згину при інтенсифікованому випробуванні моделює процес без впливу середовища, яке створюється стопою.

Як і в попередньому дослідженні, стійкість до багаторазовому згині, а відповідно і формостійкість устілки характеризується появою складок та їх характером. Дані випробовувань на серії зрізів модифікованого і не модифікованого тексону вказані в таблиці 4 та рисунку 5.

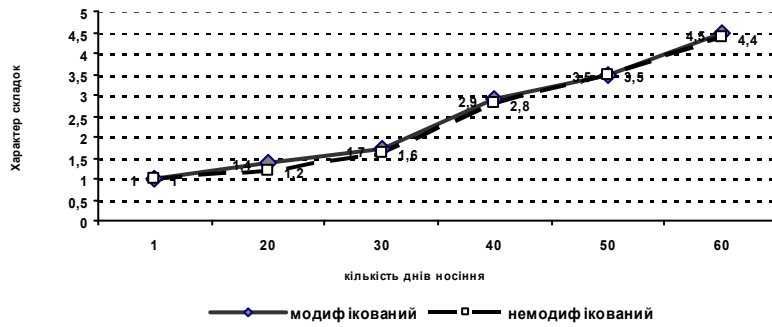


Рис. 4. Залежність впливу модифікації тексону на характер утворених складок при дослідному носінні в період гарантійного терміну експлуатації

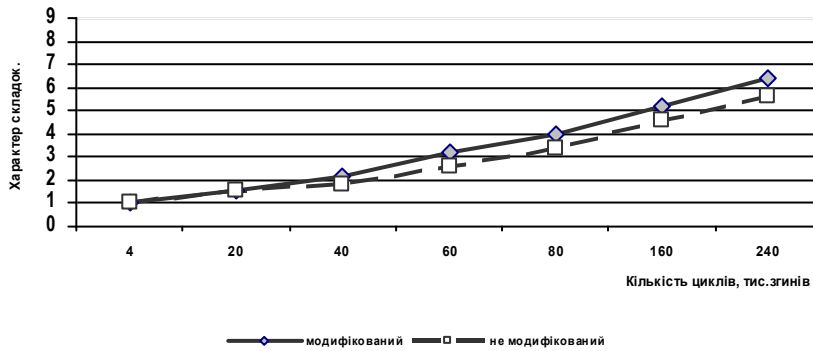


Рис. 5. Характер складок картону, утворених при інтенсифікованому випробуванні

Таблиця 4

Характер складок картону, утворених на устілках при інтенсифікованому випробуванні

Характер складок на зрізях в залежності від циклів випробування.								
Кількість циклів		4000	20000	40000	60000	80000	160000	240000
		Не модифікований картон						
Номер зразка	1	1	1	1	2	3	4	5
	2	1	2	2	3	3	4	5
	3	1	1	2	2	3	5	6
	4	1	2	2	3	4	5	6
	5	1	2	2	3	4	5	6
		Модифікований картон						
Номер зразка	1 _м	1	2	2	3	3	5	6
	2 _м	1	1	2	3	4	5	6
	3 _м	1	2	3	4	5	6	7
	4 _м	1	2	2	3	4	5	6
	5 _м	1	1	2	3	4	5	7

Результати дослідного носіння і інтенсифікованого випробування (рис. 4 і 5) показують на позитивну дію цеоліту в якості модифікатора, оскільки характер руйнування устілкового матеріалу в обох випадках є дещо меншим.

Висновок. Отже, модифікування устілкових каркасних матеріалів тексону і шкір картону дрібнодисперсним природним мінералом цеолітом в кількості 10% від маси сухого зразка сприяє підвищенню показників формостійкості цих матеріалів – міцності у сухому і вологому станах, жорсткості та стійкості до багаторазового згину.

Застосування модифікованого тексону призведе до подовження терміну формо збереження виробу в період експлуатації.

Проведені дослідження дозволяють говорити про можливість використання цеоліту для покращення формостійкості устілкових матеріалів, що експлуатуються в нормальних умовах.

Встановлення впливу цеоліту на гігієнічні показники, сорбційну і десорбційну здатність устілкових матеріалів потребують подальших досліджень.

1. Либа В.П. Теорія і практика проектування комфортного взуття. – Автореф. дисертації на здобуття наукового ступеня доктора техн. наук. – Київ, 1996.
2. Чурсин В.И. Новые материалы для додубливания и наполнения кож // Кожевенно-обувная промышленность. – 1999. №2 – С. 32-33.
3. Мокроусова О.Р. Наукові основи формування структури шкіри модифікованими високодисперсними мінералами в післядубильних процесах. – Автореф. дисертації на здобуття наукового ступеня доктора техн. наук. – Київ, 2012.
4. Фордзюн Ю.І., Кривич І. Г., Подубинський В.Я. Вивчення можливості використання порошкоподібного природного мінералу цеоліту для наповнення картонів з метою поліпшення їх властивостей // Вісник Технологічного університету Поділля. – 2002. №1 – С. 152-155.
5. Кривич І.Г., Фордзюн Ю.І. Вивчення властивостей складових картонових сумішей з добавкою сорбенту порошкоподібного мінералу цеоліту з метою оптимізації складу картонів. - Вісник ТУ Поділля. Технічні науки, 2002, №5, част. 1 – С. 66-69.
6. Кривич І.Г. Отримання та застосування модифікованих штучних матеріалів для виготовлення взуття // Науковий вісник Мукачівського технологічного інституту. - 2006.- №1. – С. 70-81.
7. Михеев Е.Я., Беяев Л.С. Современные методы оценки качества обуви и обувных материалов. – М.: Легкая и пищевая промышленность. – 1983. – 248 с.

УДК 621.22

Л.Г. Козлов, І. В. Бойко, О.В. Піонткевич

Вінницький національний технічний університет

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ НА СТІЙКІСТЬ ГІДРОПРИВОДА ІНВАРІАНТНОГО ДО ЗНАКОЗМІННОГО НАВАНТАЖЕННЯ

Побудовано систему керування гідроприводом, що інваріантний до знакозмінного навантаження. Складено та досліджено його нелінійну математичну модель. На основі дослідження було визначено, що на стійкість гідропривода, інваріантного до знакозмінного навантаження впливають конструктивні параметри системи його керування. Знайдені співвідношення конструктивних параметрів системи керування, що забезпечують стійку роботу гідропривода, чутливого до знакозмінного навантаження в усьому діапазоні його роботи. Представлені графіки впливу параметрів регуляторів на стійкість гідропривода при попутному навантаженні.

Ключові слова: *гідропривод, математична модель, стійкість, інваріантність до знакозмінного навантаження.*

Постановка проблеми. Робочі мобільні машини з гідроприводом, що випускаються в Україні, на сьогоднішній день широко використовуються в будівництві, сільському господарстві та промисловості. Вони відрізняються надійністю, невисокою вартістю, але разом з тим гідроприводи таких машин не дозволяють регулювати характеристики руху робочих органів в широких діапазонах, і не можуть забезпечити оптимального протікання робочих процесів. В світі спостерігається тенденція переходу в мобільних машинах на гідроприводи з пропорційним керуванням, що регулюються в широких діапазонах. Робочий цикл мобільної машини (наприклад навантажувача) характеризується частими перемиканнями розподільників, змінного напрямку руху робочої рідини та напряду дії навантаження на робочому органі.

Для таких машин характерним є динамічний режим роботи і актуальним є питання забезпечення стійкості роботи на стадії проектування.

Аналіз останніх досліджень. Іноземні виробники, такі як Sauer – Danfoss, Bosch – Rexroth, поставляють для мобільних машин регульовані насоси та пропорційні розподільники. Гідроприводи на базі цих агрегатів забезпечують високий ККД, плавність протікання робочих процесів, точність позиціонування робочих органів машини, одночасну роботу декількох гідродвигунів у регульованих режимах. Такі гідроприводи отримали назву «чутливі до навантаження».

Аналізу проблеми, що виникають при проектуванні гідроприводів «чутливих до навантаження» присвячена значна кількість робіт [1-4].

Постановка завдання. Метою даної роботи є визначення параметрів, які забезпечують стійкість роботи гідропривода інваріантного до знакозмінного навантаження. Для досягнення даної мети необхідно вирішити наступні завдання:

1. Розробити математичну модель гідропривода інваріантного до знакозмінного навантаження.
2. Дослідити особливості роботи гідропривода.
3. Розробити рекомендації щодо вибору параметрів регуляторів, які забезпечать стійку роботу гідропривода у всьому робочому діапазоні.

Викладення основного матеріалу.

На рис. 1 подана схема гідропривода інваріантного до знакозмінного навантаження і на основі якої була побудована математична модель.

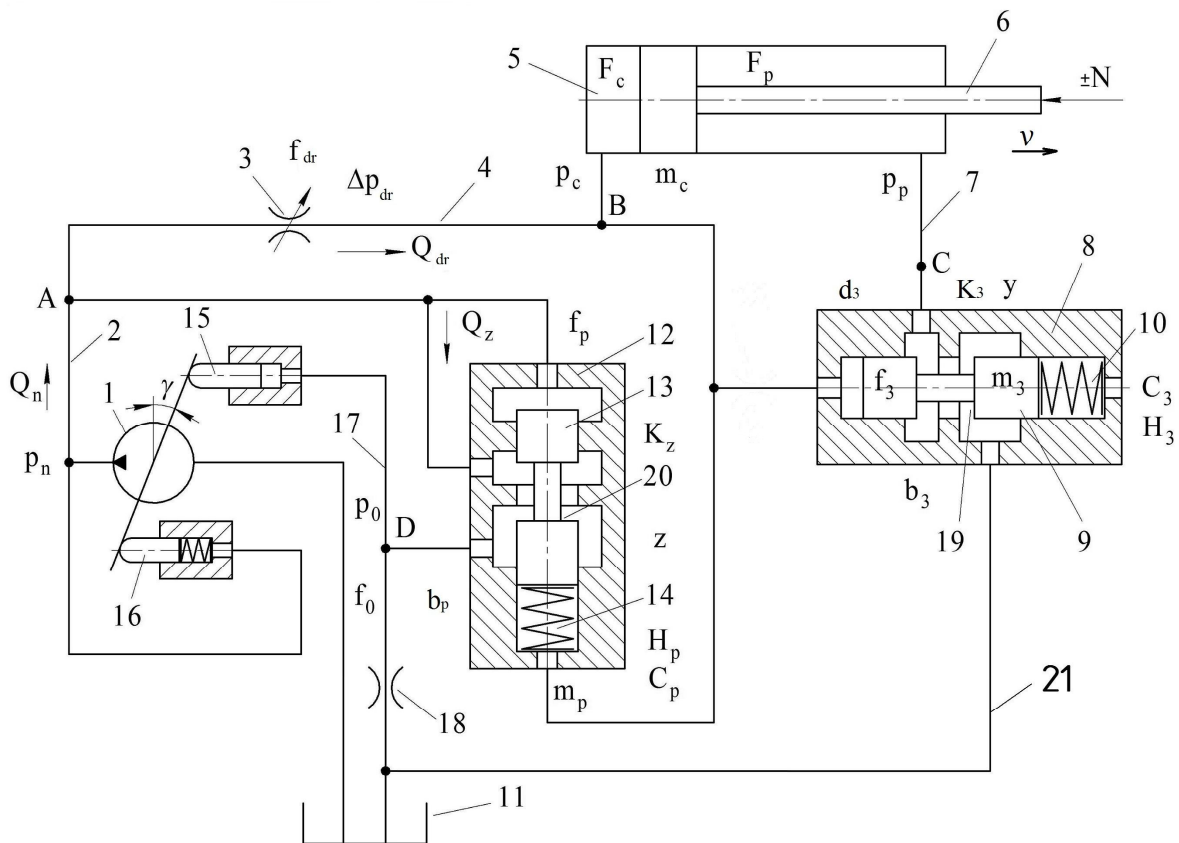


Рис. 1. Схема гідропривода інваріантного до знакозмінного навантаження

Гідропривод включає насос 1 змінного робочого об'єму, напірну гідролінію 2, в якій встановлений регульований дросель 3 (робоче вікно гідророзподільника), робочу гідролінію 4, гідроциліндр 5 з поршнем 6 та робочу гідролінію 7, в якій встановлений клапан тиску 8. Клапан тиску 8 з робочим вікном 19, золотником 9 та пружиною 10, пов'язаний зливною гідролінією 21 з баком 11. Насос 1 має керуючі поршні 15, 16 регулятор 12 з робочим вікном 20, золотником 13 та пружиною 14, дроселем 18.

Працює гідропривод таким чином. Робоча рідина від насоса 1 надходить через гідролінію 2, регульований дросель 3, гідролінію 4 до гідроциліндра 5 та приводить поршень 6 до руху. На поршень 6 може діяти як зустрічне $+N$, так і попутне навантаження $-N$. Величина витрати Q_{dr} , що надходить від насоса 1 через дросель 3 до гідроциліндра 5 і визначає швидкість v його руху, залежить від площі f_{dr} дроселя 3 та настройки регулятора 12. Злив робочої рідини із гідроциліндра 5 регулюється робочим вікном 19 клапана тиску 8. Регулятор 12, робоче вікно якого підключене до напірної гідролінії 2, змінює величину тиску p_0 , що діє на поршень 15 таким чином, що величина витрати Q_n пропорційна величині площі f_{dr} дроселя 3. При зустрічному навантаженні величини тисків p_c та p_n пропорційні величині навантаження N , робоче вікно 19 клапана тиску 8 відкрите на максимальну величину і створює мінімальний опір рідині, що зливається із гідроциліндра 5 в бак 11. Величина швидкості v руху поршня гідроциліндра буде залежати від витрати Q_{dr} через дросель 3 та площі F_c гідроциліндра. При зміні величини навантаження N зростають величини тисків p_c та p_n та витрата Q_z через робоче вікно регулятора 12, рівновага золотника 13 порушується і він переміститься, змінивши площу робочого вікна 12 таким чином, що відновиться налаштоване значення величини витрати Q_{dr} через дросель 3, а, отже, і величина швидкості v поршня гідроциліндра.

При попутному навантаженні величина тиску p_p зростає, а тиск p_c зменшується до величини $(3...4) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$, яка визначається пружиною 10 клапана тиску 8. Тиск p_n на виході насоса 1 буде визначатись значенням тиску p_c та перепадом тиску Δp_{dr} на дроселі 3, який складає $(14...17) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$. Тобто, при попутному навантаженні тиск p_n на виході насоса 1 мінімізується, зменшуючи втрати тиску в гідроциліндрі, клапан тиску 8 буде змінювати тиск p_p на виході гідроциліндра 5 таким чином, що величина тиску p_c на вході в гідроциліндр 5 буде підтримуватись постійною, а

швидкість ϑ руху поршня 6 як і при зустрічному навантаженні буде визначатись площею f_{dr} дроселя 3 та настройкою регулятора 12 насоса 1.

При зміні величини попутного навантаження N будуть змінюватись величини тисків p_c та p_n , величина витрати Q_{dr} через дросель 3, а, отже, і величина ϑ швидкості поршня 6. Золотник 9 при цьому буде переміщуватись, змінюючи площу відкриття робочого вікна 19 і відновлюючи настроєне значення тиску p_c , витрати Q_{dr} , а, отже, величини швидкості ϑ поршня 6.

Таким чином, як при попутному, так і при зустрічному навантаженні гідропривод забезпечує незалежність швидкості руху ϑ від величини навантаження N , при пропорційності швидкості ϑ площі f_{dr} дроселя 3, яка задається оператором відповідно до робочого циклу машини.

Для дослідження робочих процесів в гідроприводі розроблена нелінійна математична модель. Математична модель включає рівняння нерозривності потоків для гідроліній, що з'єднують насос 1 з дроселем 3 та регулятором 12 (рівняння 1), дросель 3 з гідроциліндром 5 (рівняння 2), гідроциліндр 5 з клапаном тиску 8 (рівняння 3), регулятор 12 з плунжером 15 та дроселем 18 (рівняння 4), рівняння моментів, що діють на планшайбу насоса 1 (рівняння 5), а також рівняння сил, що діють на поршень 6 (рівняння 6), на золотник 9 (рівняння 7), і золотник 13 (рівняння 8). Рівняння 9 та 10 визначають: витрату Q_n насоса та момент опору M_c на планшайбі відповідно.

Математична модель складена при таких припущеннях: розглядаються зосереджені параметри гідропривода, температура робочої рідини прийнята постійною, хвильові процеси в гідроприводі не враховувались, коефіцієнти потоку через дроселі та золотникові елементи постійні, режими роботи гідропривода – безкавітаційні, втрати тиску в гідролініях не враховувались, коефіцієнт податливості рідини враховувався як середня величина для розглянутого діапазону тиску, перетікання робочої рідини в щілинах насоса, гідроциліндрів та клапані тиску не враховувалось.

Математична модель гідропривода має такий вигляд:

$$Q_n = \mu \cdot f_{dr} \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_c|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_c) + \mu \cdot K_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \times \\ \times \text{sign}(p_n - p_0) + \beta \cdot W_n \cdot \frac{dp_n}{dt}; \quad (1)$$

$$\mu \cdot f_{dr} \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_c|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_c) = F_c \cdot \vartheta + \beta \cdot W_c \cdot \frac{dp_c}{dt}; \quad (2)$$

$$F_p \cdot \vartheta = \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot y \cdot \sqrt{\frac{2p_p}{\rho}} + \beta \cdot W_p \cdot \frac{dp_p}{dt}; \quad (3)$$

$$\mu \cdot K_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2|p_n - p_0|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_n - p_0) = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}} + \beta \cdot W_0 \cdot \frac{dp_0}{dt}; \quad (4)$$

$$J \cdot \frac{d^2\gamma}{dt^2} = p_n \cdot F_5 \cdot l - p_0 \cdot F_4 \cdot l - b_\gamma \cdot \frac{d\gamma}{dt} - M_c; \quad (5)$$

$$m_c \cdot \frac{d\vartheta}{dt} = p_c \cdot F_c - p_p \cdot F_p \pm N - b_c \cdot \vartheta - T_c \cdot \text{sign}(\vartheta); \quad (6)$$

$$m_3 \cdot \frac{d^2y}{dt^2} = p_c \cdot f_3 - b_3 \cdot \frac{dy}{dt} - c_3(H_3 + y) - T_3 \cdot \text{sign}\left(\frac{dy}{dt}\right); \quad (7)$$

$$m_p \cdot \frac{d^2z}{dt^2} = p_n \cdot f_p - p_c \cdot f_p - b_p \cdot \frac{dz}{dt} - c_p \cdot (H_p + z) - T_p \cdot \text{sign}\left(\frac{dz}{dt}\right); \quad (8)$$

$$Q_n = \frac{\pi \cdot d_7^2}{4} \cdot d_8 \cdot k \cdot n \cdot \text{tg}(\gamma); \quad (9)$$

$$M_c = 26,41 - 3,17 \cdot \left(\frac{P_n - 9 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^6} \right) - 9,86 \cdot \left(\frac{Q_n - 0,67 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot 10^{-3}} \right). \quad (10)$$

В математичній моделі прийняті такі позначення:

Q_n – витрата насоса; M_c – момент опру на планшайбі насоса; μ – коефіцієнт потоку через дросельні та золотникові елементи; ρ – густина робочої рідини; β – коефіцієнт стискання рідини; d_7 – діаметр поршня насоса; d_8 – діаметр кола контакту поршнів насоса з планшайбою; k – кількість поршнів в насосі; n – число обертів вала насоса; d_3 – діаметр золотника 9; f_{dr} , f_o – площі дроселів 3 та 18; W_n , W_c , W_p , W_o – об'єми гідроліній 2, 4, 7, 17; m_c , m_3 , m_p – маси поршня 6, золотників 9 та 13; C_p , C_3 – жорсткості пружин 14 та 10; H_p , H_3 – попередні стиснення пружин 14 та 10; b_γ , b_c , b_3 , b_p – коефіцієнти демпфування планшайби насоса 1, поршня 6, золотників 13 та 9; N – величина навантаження на гідроциліндрі; K_z – коефіцієнт підсилення робочого вікна регулятора 12; F_c , F_p – площі поршня 6; F_4 , F_5 – площі поршнів 15 та 16; J – момент інерції планшайби насоса 1; T_c , T_3 , T_p – сили тертя поршня 6, золотників 9 та 13; f_3 , f_p – площі золотників 9 та 13; z , y – координати положення золотників 13 та 9; ϑ – швидкість руху поршня 6; p_n , p_c , p_p , p_o – величини тисків в гідролініях 2, 4, 7, 17; γ – кут повороту планшайби насоса 1.

Дослідження проводили при таких початкових значеннях змінних стану гідросистеми:

$$z(0) = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}; y(0) = 4 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \vartheta(0) = 0; p_n(0) = 17 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2; p_c(0) = 4 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2;$$

$$p_p(0) = 1 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2; p_o(0) = 6 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2; \gamma(0) = 0,03 \text{ рад.}$$

Основні параметри гідросистеми мають такі значення: $\mu = 0,67$; $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$; $\beta = 10^{-10} \text{ м}^2/\text{Н}$; $W_n = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; $W_c = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; $W_p = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; $W_o = 0,05 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; $m_c = 1600 \text{ кг}$; $m_3 = 0,05 \text{ кг}$; $m_p = 0,02 \text{ кг}$; $C_p = 1 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$; $C_3 = 1 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$; $H_p = 6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $H_3 = 48 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $b_c = 3000 \text{ Н}\cdot\text{с/м}$; $F_c = 50 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $F_p = 30 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $F_4 = 4,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $F_5 = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $J = 0,2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $T_c = 350 \text{ Н}$; $T_3 = 8 \text{ Н}$; $T_p = 3 \text{ Н}$; $f_3 = 3,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $f_p = 0,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

Для розв'язання нелінійних рівнянь математичної моделі використано модуль Simulink програмного пакета MATLAB. В процесі розрахунків знаходились значення змінних, що описують стан гідропривода в перехідних режимах при ступінчастому закону зміни попутного навантаження на гідроциліндрі. Стійкість роботи гідропривода визначалась за видом перехідного процесу. Стійким вважається процес, при якому невпинно зменшується амплітуда коливань стану гідропривода.

На рис. 2 представлено вплив конструктивних параметрів регулятора насоса на стійкість гідропривода при попутному навантаженні.

Коефіцієнт демпфування b_p золотника 13 регулятора насоса має однозначний вплив на стійкість роботи. Зона стійкості роботи гідропривода суттєво розширюється при зменшенні величини b_p до значення $10 \text{ Н}\cdot\text{с/м}$.

Гідропривод працює стійко при малих значеннях діаметра $d_p < 6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ золотника 12 регулятора насоса. При збільшенні величини d_p до значення $9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ гідропривод втрачає стійкість, як при малих значеннях коефіцієнту підсилення $K_z = (0,3 \dots 0,6) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ робочого вікна золотника 13, так і при великих значеннях цього коефіцієнта $K_z = (2,3 \dots 3,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

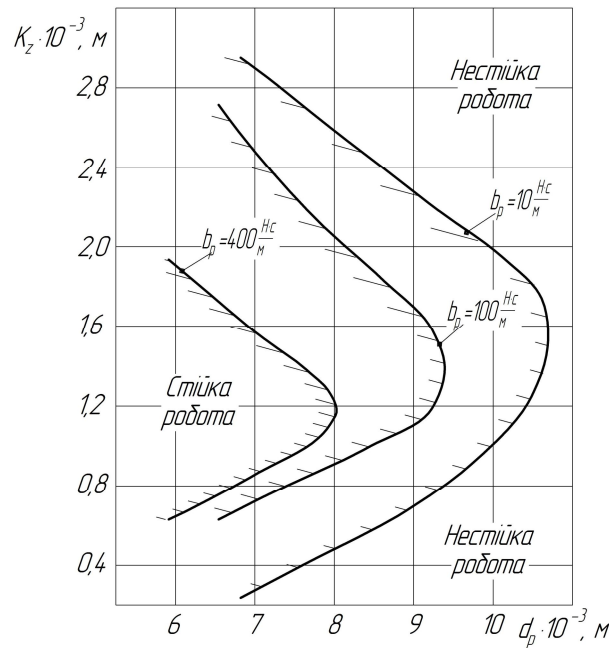


Рис. 2. Вплив конструктивних параметрів регулятора насоса на зону стійкості системи при з попутному навантаженні

Слід відзначити неоднозначний вплив на стійкість роботи гідропривода величини коефіцієнта K_z , який має оптимальний діапазон значень порядку $(1,0 \dots 1,8) \cdot 10^{-3}$ м, а поза яким як при великих значеннях $K_z > 1,8 \cdot 10^{-3}$ м, так і при малих - $K_z < 0,8 \cdot 10^{-3}$ м зона стійкості роботи гідропривода суттєво звужується.

Для забезпечення стійкої роботи гідропривода при попутному навантаженні слід рекомендувати значення конструктивних параметрів регулятора насоса в таких діапазонах:

- $b_p < 10 \text{ Н·с/м};$
- $d_p = (5 \dots 10) \cdot 10^{-3} \text{ м};$
- $K_z = (0,6 \dots 2,2) \cdot 10^{-3} \text{ м}.$

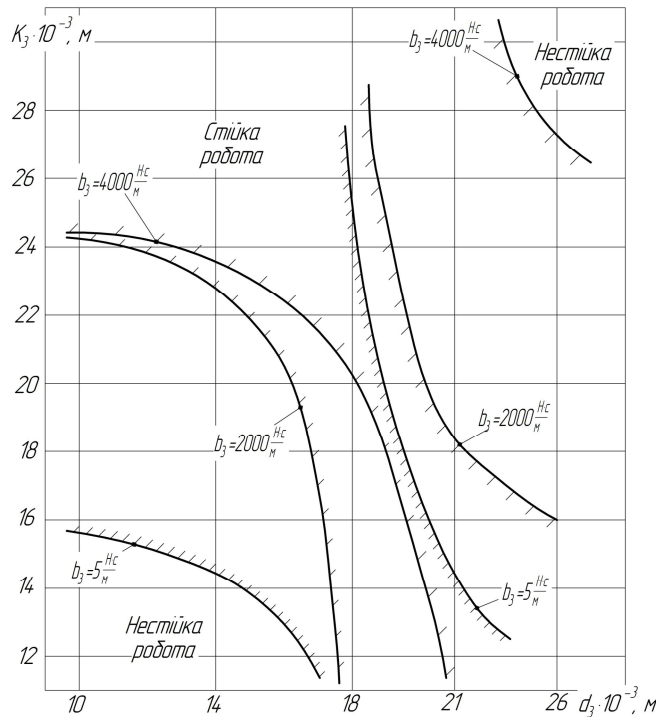


Рис. 3. Вплив параметрів клапана тиску на стійкість гідропривода при попутному навантаженні

На рис. 3 представлено вплив конструктивних параметрів клапана тиску 8 на стійкість гідропривода при попутному навантаженні.

Параметри клапана тиску 8 b_3 , K_3 , d_3 також неоднозначно впливають на стійкість роботи гідропривода. Для кожного з цих параметрів існує досить вузький діапазон зношень в якому можна забезпечити стійку роботу гідропривода.

При малих значеннях коефіцієнта демпфування $b_3=5$ Н·с/м рекомендується $d_3=18\cdot 10^{-3}$ м, $K_3=(16\dots 26)\cdot 10^{-3}$ м, при значеннях коефіцієнту демпфування $b_3=2000$ Н·с/м рекомендується $d_3=18\cdot 10^{-3}$ м, $K_3=(14\dots 28)\cdot 10^{-3}$ м, а при значеннях коефіцієнту демпфування $b_3=4000$ Н·с/м рекомендується $d_3=(21\dots 23)\cdot 10^{-3}$ м, $K_3=(12\dots 30)\cdot 10^{-3}$ м.

Висновки. Для забезпечення стійкості гідропривода інваріантного до знакозмінного навантаження маємо при попутному навантаженні в діапазонах зміни тиску на виході насоса $p_p=(1,0\dots 200)\cdot 10^5$ Па та витрати насоса $Q_n=(0,06\dots 1,33)\cdot 10^{-3}$ м³/с при максимальному значенні приведеної маси робочого органа $m=1600$ кг слід рекомендувати:

1) Мінімальне значення коефіцієнта демпфування золотника регулятора насоса порядку $b_p=(5\dots 10)$ Н·с/м. При цьому значення діаметра золотника регулятора насоса можуть вибиратися із діапазону $d_p=(5\dots 10)\cdot 10^{-3}$ м, а коефіцієнт підсилення робочого вікна цього регулятора $K_z=(0,6\dots 2,2)\cdot 10^{-3}$ м.

2) При значеннях коефіцієнта демпфування золотника клапана тиску $b_3=(4000\dots 4500)$ Н·с/м, діаметр золотника клапана тиску може вибиратись із діапазону $d_3=(21\dots 23)\cdot 10^{-3}$ м, а коефіцієнт підсилення його вікна із діапазону $K_3=(12\dots 30)\cdot 10^{-3}$ м.

1. Не зависящие от загрузки пропорциональные распределители PVG32: каталог. – Москва: ЗАО «Данфосс», 2002. – 40с.

2. Pedersen P., Munzer Marc E. Strategies for Stabilization of Flow Control System with Counter Balance Valves // Proceedings of 2001 Drives and Controls and Power Electronics Conference, Session 7: Fluid Power. – London. March. 2001 – P. 32-39.

3. Andersen Torben O, Hansen Michael R. Evaluation pf Velocity Control Concepts Involving Counter Balance Valves in Mobile Cranes // Conference of Fluid Power Transmission and Control. – Hangzhou (China), 2001.

4. Козлов Л.Г. Вдосконалення системи керування гідроприводів з LC-регулюванням [Текст]: дис. на здобуття наук. ступ. канд. наук: 26.04.2000 / Козлов Леонід Геннадійович. – Вінниця, 2000 – 320 с.

5. Черных И.В. Simulink: среда создания инженерных приложений / И.В. Черных. – М.: Диалог, 2003. – 236 с.

Рецензенти:

Сивак І.О. – д.т.н., проф., зав. кафедри технології та автоматизації машинобудування;

Анісімов В. Ф. – к.т.н., проф., зав. кафедри "Трактори, автомобілі і електротехнічні системи" факультету механізації сільського господарства Вінницького національного аграрного університету.

УДК 626.823

М.І. Колядинський

Луцький національний технічний університет

ВМІСТ ВАЖКИХ МЕТАЛІВ В ҐРУНТІ ТА ЇХ РОЗПОДІЛ ПО ГЛИБИНІ РАЙОНУ БРИЩЕНСЬКОГО СМІТТЕЗВАЛИЩА

Для реалізації захисту території району Брищенського сміттєзвалища від забруднення у статті досліджено вміст важких металів та їх розподіл по глибині ґрунту. Проаналізовано розподіл за глибиною концентрацій рухомих і валових форм важких металів основних типів ґрунтів. Запропоновано шляхи покращення екологічної безпеки.

Ключові слова : *сміттєзвалище , відходи, важки метали, ґрунт , екологічний стан.*

Стан проблеми та аналіз публікацій. На більшості сміттєзвалищ, що знаходяться на території України надходження обсягів відходів перевищують допустимі норми. Кількість таких сміттєзвалищ становить близько 85% від загальної кількості. За таких умов, при відсутності запобіжних заходів щодо попередження забруднення ґрунтів та ґрунтових і підземних вод виникає деградація екосистеми та погіршення умов для проживання людей в цілому. На основі зазначеного, з метою створення умов безпечної та здорової життєдіяльності людей, необхідно обґрунтувати напрями локалізації забруднення ґрунтів та ґрунтових і підземних вод, які виникають за наявності важких металів.

Цією проблемою займались Баб'як Н.М. [1], Дорогунцов С.І., Рольчук А.Н. [2] Колядинський М.І., Мисковець І.Я. [3,4] Мольчак Я.О., Фесюк В.О., Картава О.Ф. [5], та ін. Дослідження базуються на сільськогосподарському і конструктивно-географічному підходах без технічних рішень. Актуальним є підхід що розглядає питання як з екологічної так і з технічної точок зору, що забезпечують сучасну українську науково-обґрунтовану безпеку.

Постановка завдання. Для реалізації зазначеного встановлено ряд завдань, а саме:

- проаналізувати склад забруднювачів ґрунтів району сміттєзвалища;
- розглянути розподіл потоків важких металів у ґрунт в умовах сміттєзвалища;
- проаналізувати вміст важких металів на різних глибинах генетичних горизонтів;
- розглянути розподіл за глибиною концентрацій рухомих та валових форм важких металів основних типів ґрунтів, на різних відстанях від сміттєзвалищ;

Основні результати. Ґрунт є найбільш стійким компонентом ландшафту . Розподіл потоків важких металів в умовах сміттєзвалища та прилеглих до нього територій чітко фіксується за зміною хімічного складу ґрунтів, які постійно депонують забруднюючі речовини, що поступають в них. Виконаний комплекс досліджень розподілу хімічних елементів за профілем ґрунту, які розташовані в межах сміттєзвалища та в зоні викидів різних техногенних навантажень дають можливість визначити характер і ступінь їх забруднення за рахунок інфільтрації з ґрунтовими водами від твердих промислових і побутових відходів. Техногенні речовини, які надходять у ґрунт та проникають в його глибину диференціюються в залежності від генетичного профілю, де різні горизонти виступають у вигляді геохімічних бар'єрів, що затримують частково техногенний потік, що надходить від поверхні ґрунту. За профілем ґрунту розподіл концентрації важких металів є функцією багатьох факторів і, перш за все, від самих хімічних елементів та їх особливостей, а також джерел їх надходження, фізико-хімічних та водно-фізичних властивостей ґрунту [1,3,4]

Техногенний потік забруднюючих речовин, рухаючись в межах ґрунтового профілю, зустрічає ілювіальні, карбонатні, гіпсові та глеєві горизонти ґрунтово-геохімічних бар'єрів. Бар'єрні функції глеєвих та ілювіальних горизонтів ґрунтів складаються із нагромадження в них мікроелементів при нормальних умовах геохімічного фону, який здійснюється без техногенного впливу забруднюючих потоків. Накопичення міді, нікелю та бору здійснюється в ілювіальних горизонтах [4,5].

Встановлено, що ілювіальні та глеєві горизонти можуть виконувати роль ґрунтово-геохімічного бар'єру, в якому нагромаджуються мідь, нікель, хром, ванадій та інші метали та мікроелементи. В аналогічних умовах утворюються легкорозчинні форми окремих елементів, що становлять небезпеку забруднення для підземних вод. Окремі елементи утворюють легко рухомі форми і на кислих ґрунтах при наявності на них окислювальних процесів.

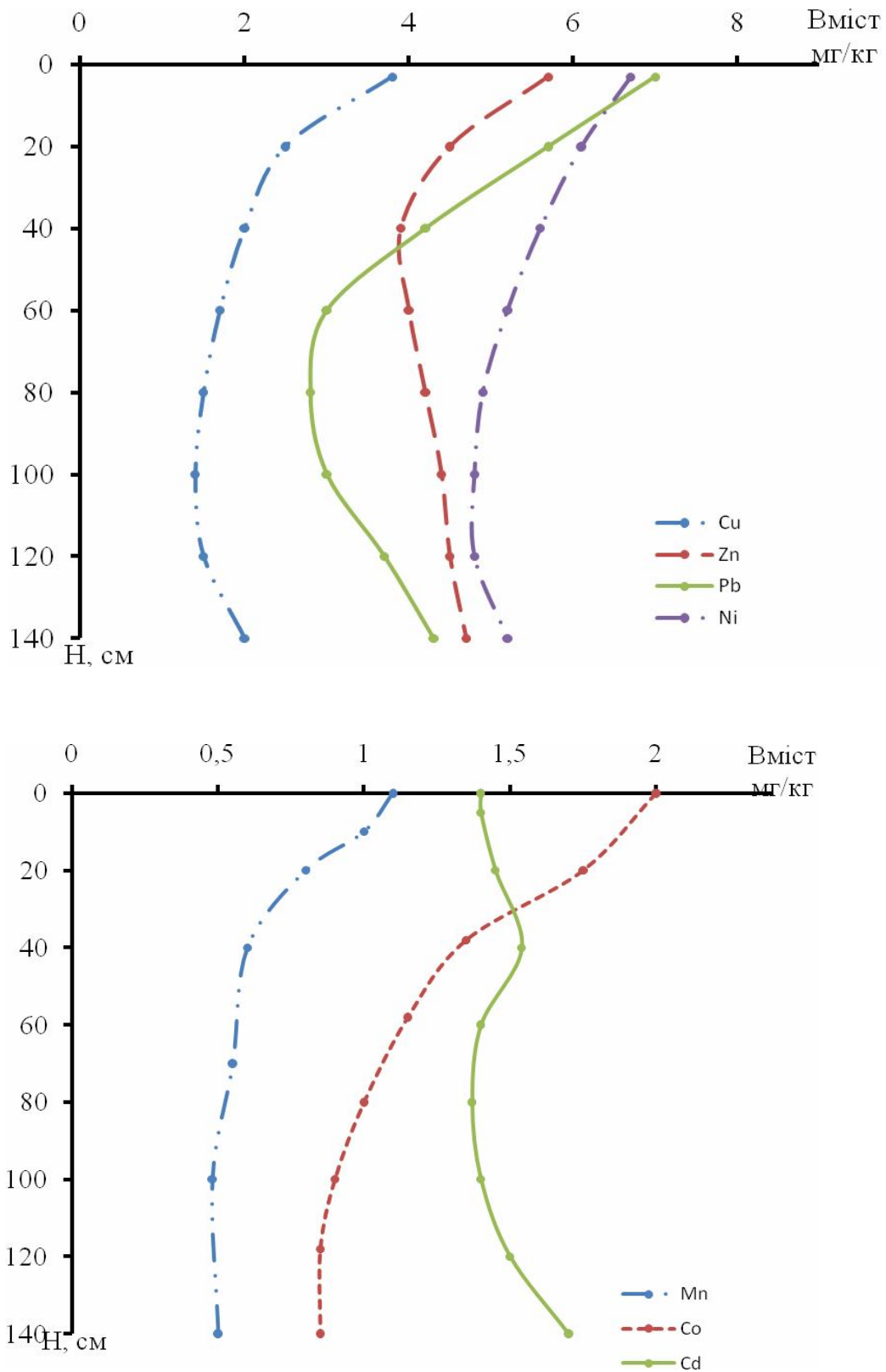


Рис. 1. Розподіл за глибиною концентрації валових форм важких металів дерно-слабопідзолисто-супіщаного ґрунту на відстані 5 км від сміттєзвалища

Для дослідження розподілу та переміщення важких металів в ґрунтах території звалищ ТПВ деформуються своєрідні ґрунти нами відбирались зразки ґрунту 5-ти кілометрової зони прилеглих до них ділянок. Зразки ґрунту відбирались з різних генетичних горизонтів до 2-2,5 м.

глибини. Вміст важких металів на різних глибинах генетичних горизонтів дерново-слабопідзолистого супіщаного ґрунту на відстані 5 км від звалища в мг/кг за 2009-2010 р.р. представлено в таблиці 1.

З таблиці видно, що збільшення кількості важких металів міститься в горизонті (0,5см), що пояснюється накопиченням металів в рослинному покриві, при цьому кількість важких металів не перевищує ГДК для представлених елементів.

Таблиця 1

Вміст важких металів на різних глибинах генетичних горизонтів дерно-слабопідзолистого ґрунту 5-ти кілометрової зони від звалища ТПВ, мг/кг (середня за 2009-2010 р.р.)

Глибина відбору, см	Генет. гори-зонт	Pb		Zn		Ni		Cu		Mn	
		вал	рух	вал	рух	вал	рух	вал	рух	вал	рух
0-5	Hd	6,1	1,5	5,8	1,9	5,8	2,2	2,8	0,9	99	47
5-20	HE	4,9	0,9	4,1	1,3	5,1	1,8	2,2	0,5	78	35
30-40	PE	4,1	0,7	3,9	0,8	3,8	1,7	1,9	0,4	59	30
50-70	Pi	2,2	0,6	2,4	0,6	4,5	1,8	1,3	0,2	11	28
80-40	P	3,1	0,7	2,9	0,4	4,5	1,6	1,1	0,2	10	27
150-200	C	3,9	0,8	3,1	0,5	4,9	1,9	0,9	0,1	9,2	25
ГДК		31	2,1	100	22	84	4	54	3	1450	49

Аналіз таблиці свідчить, що дерново-слабопідзолистий ґрунт має низьку кількість марганцю. Найбільше значення коефіцієнтів варіації концентрації валових форм мають мідь – 54% та свинець – 40,2%. Для міді, свинцю та цинку спостерігається високе коливання рухомих форм відповідно 85,2%, 41,3% та 46,6%. Найменшу зміну коливань коефіцієнтів варіації валових форм мають марганець, нікель та цинк з відповідними коефіцієнтами 8,9%, 11,2%, 15,8% [3,4].

Розподіл за глибиною концентрацій валових форм важких металів дерно-слабопідзолистого супіщаного ґрунту на відстані 5 км від сміттєзвалища представлено на рисунку 1, рухомих форм, аналогічно, на рисунку 2.

Як свідчить аналіз розподілу валових і рухомих форм важких металів для різних горизонтів дерново-слабопідзолистого супіщаного ґрунту природного фону, що їх кількість з глибиною зменшується до ілювіального горизонту, а з його глибиною, понад 70 см, кількість валових форм, особливо свинцю та марганцю, збільшується [4,5].

Збільшення рухомих форм з глибиною для ілювіального горизонту спостерігається тільки для марганцю.

Як збільшення, так і зменшення кількості важких металів в ґрунтовому профілі можна виразити коефіцієнтом елювіально-кумуляційної диференціації (Кек), що відображає відносний перерозподіл кількості елементів за глибиною ґрунтового профілю та визначається він як відношення вмісту елемента в даному ґрунтовому горизонті до його вмісту ґрунтоутворюючій породі.

При Кек (мг/кг) менше 1 відбувається винесення, а при Кек більше 1 – здійснюється комуніація.

Значення Кек для валових і рухомих форм важких металів Pb, Zn, Ni, Cu, Mn, Cd, Co у ґрунтовому профілі дерново-слабопідзолистого супіщаного ґрунту на 5-ти кілометровій відстані від сміттєзвалища представлено в табл.2 та 3.

Таблиця 2

Коефіцієнти Кек валових форм важких металів

Глибина відбору, см	Генет. гори-зонт	Важкі метали						
		Pb	Zn	Ni	Cu	Co	Cd	Mn
0-5	Hd	1,9	1,2	1,1	2,8	2,0	1,6	0,9
5-20	HE	1,4	0,9	1,0	1,9	1,4	1,2	1,0
30-40	PE	1,3	0,7	0,9	1,3	1,1	1,1	0,9
50-70	Pi	0,8	0,8	0,8	0,9	1,0	1,1	0,8
80-140	P	0,5	0,9	0,6	0,7	0,8	1,1	0,7

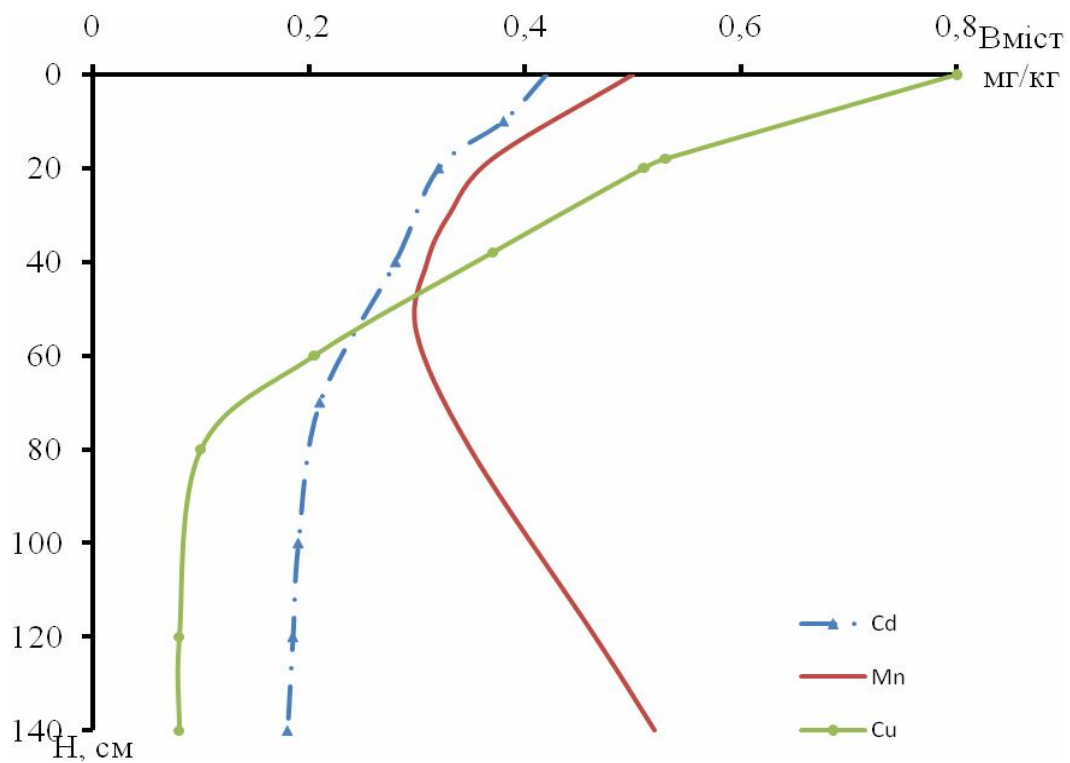
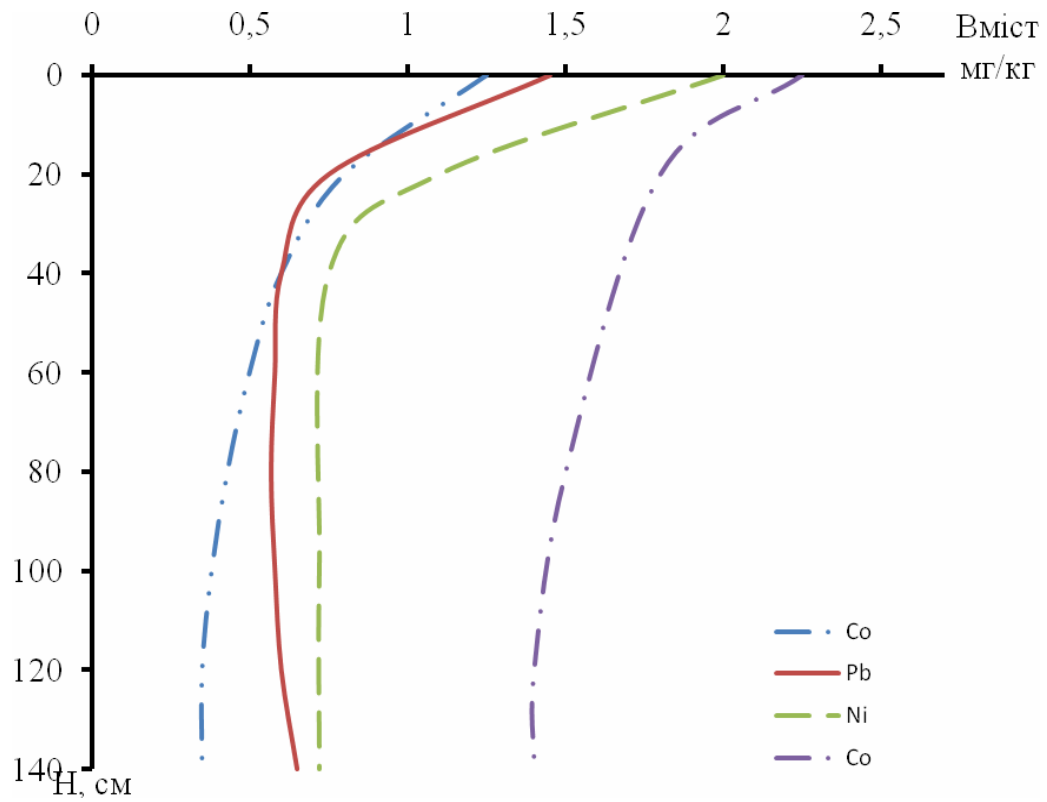


Рис.2. Розподіл за глибиною концентрацій рухомих форм важких металів дерно-слабопідзолистого супіщаного ґрунту на відстані 5 км від сміттєзвалища

Коефіцієнти Кек рухомих форм важких металів

Глибина відбору, см	Генет. горизонт	Важкі метали						
		Pb	Zn	Ni	Cu	Co	Cd	Mn
0-5	Hd	2,0	2,2	1,3	7,9	1,9	1,9	1,0
5-20	HE	1,2	1,6	1,2	5,0	1,4	1,5	0,8
30-40	PE	0,9	0,9	1,1	3,0	1,2	1,5	0,7
50-70	Pi	0,9	0,9	1,1	2,0	1,0	1,0	0,6
80-140	P	0,8	0,8	1,0	1,8	0,9	0,9	0,5

Аналіз таблиці свідчить, що найменші значення Кек характерні для марганцю, що підтверджує його високу здатність до виносу, так як марганець є самим рухомих мікроелементом. Дослідження свідчать, що марганець сорбується ґрунтом за типом адсорбційно-обмінних реакцій. Глинисті мергелі у ґрунті виступають основним сорбентом, кількість яких у названих ґрунтах становить до 20%. У порівнянні з ілювіальним горизонтом та підстилаючою породою концентрація марганцю в гумусових горизонтах дерново-слабопідзолистого супіщаного ґрунту практично однакова та не відрізняється від його вмісту з материнською породою. Відмічене підтверджує, що марганець з органічною речовиною ґрунту не утворює стійких сполук, проте має високу десорбційну активність. [3]

Для валових форм концентрація міді в ґрунтового профілі коливається від 0,7 до 2,8 мг/кг, а для рухомих від 1,8 до 7,9 мг/кг. Мідь має найвищий коефіцієнт елювіально-кумуляційної диференціації в гумусових горизонтах, що свідчить про її високу кумуляційну здатність, проте в глибину за профілем кумуляційна здатність міді і в горизонті Р становить менше 1 (табл.2,3). Відмічене пояснюється тим, що мідь утворює комплекси з різними числами органічних сполук [1].

За винятком марганцю та валових форм нікелю інші мікроелементи, так як і мідь теж зв'язуються органічною частиною ґрунту, проте в меншій мірі. Таким чином, вміст важких металів зменшується з глибиною в дерново-слабопідзолистому супіщаному ґрунті.

Із збільшенням відстані від сміттєзвалища зменшується вміст важких металів в ґрунті. Найбільше значення коефіцієнта кореляції встановлено для марганцю ($r = 0.97$). Зменшення валового вмісту важких металів в ґрунті при збільшенні відстані від звалища можна розподілити в наступному ряду: $Mn > Cu > Cd > Co > Pb > Ni > Zn$.

1. Баб'як Н.М. «Забруднення агроєкосистем західного Полісся важкими металами техногенного походження», – дис.на здобуття наук.ступеня к.с-г.н. – Львів, 2004. – 142 с.
2. Дорогунцов С.И., Рольчук А.Н. Управление техногенно-экологической безопасности в контексте парадигмы устойчивого развития: концепция системно-динамического решения. – К. : Наукова думка НАНУ. – 2002. – 200 с.
3. Колядинський М.І., Мольчак Я.О., Мисковець І.Я. Екологічна небезпека твердих побутових відходів. //Сучасні проблеми збалансованого природокористування:Збірник наукових праць ПДАТУ, Кам'янець –Подільський, – 2011 – С. 42-45.
4. Колядинський М.І. Дослідження чинників забруднення від сміттєзвалищ. // Наукові додатки. Міжвузівський збірник.Випуск 35, Луцьк – 2011. – С.107-109.
5. Мольчак Я.О., Фесюк В.О., Картава О.Ф. Луцьк: сучасний екологічний стан та проблеми. – Луцьк: РВВ ЛДТУ, 2003 – 488 с.

УДК.621.923.77

П.Д. Кривий, Н.П. Кашуба

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

КОНСТРУКТОРСЬКО-ТЕХНОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРОЦЕСУ ФІНІШНОЇ ОБРОБКИ ПЛОСКИХ ПОВЕРХОНЬ НЕШИРОКИХ СТРІЧОК ВІБРАЦІЙНИМ ОБКочУВАННЯМ

В даній статті поданий огляд існуючого технологічного спорядження і технологій для формування регулярних мікрорельєфів на плоских поверхнях. Запропоновано нову технологію і пристрій для виготовлення згортних втулок з регулярним мікрорельєфом на їх внутрішніх циліндричних поверхнях. Показано, що запропоноване технологічне спорядження забезпечує отримання різних видів мікрорельєфів на плоских поверхнях нешироких стрічок. Подані залежності для здійснення налагодження технологічного спорядження та отримання того чи іншого виду регулярного мікрорельєфу.

Ключові слова: вібраційне обкочування, амплітуда, частота осциляцій, мікрорельєф.

Постановка проблеми і актуальність. Одним із найважливіших характеристик деталей машин, які впливають на виконання ними свого службового призначення є точність розмірів і шорсткість їх контактуючих поверхонь.

Для покращення цих характеристик, традиційно, в більшості випадків чистової обробки використовують технології, які базуються на знятті певного шару металу, до яких відносяться: абразивна, різцева, електрофізична, а також деякі інші види обробки тиском без зняття шару металу, як, наприклад: прокатка і волочіння, дорнування і обкатка, при яких на оброблених поверхнях мікрорельєф утворюється як негативний відбиток мікрорельєфу робочих поверхонь інструменту (прокатних валів та філь'єр).

Мікрорельєфи поверхонь, що утворюються після такої чистової обробки, наслідок неоднорідної пластичної деформації, стохастичного характеру елементів режиму обробки, копіювання шорсткості різальних лез інструменту, тощо є нерегулярні, хаотичні, трудно керовані, що ускладнює, а часто робить неможливим розв'язання задачі оптимізації мікрорельєфу обробленої поверхні, та максимізації її контактуючої площі. Внаслідок цього значно ускладнюється реалізація в промисловості стандарту на шорсткість поверхні [1].

Однією із найважливіших проблем в області забезпечення якісних параметрів контактуючих поверхонь деталей машин є створення та дослідження методів і засобів обробки, що забезпечують можливість формування регулярних, тонкокерованих, таких, що аналітично розраховуються мікрорельєфів. Тому дана робота, яка присвячена формуванню частково регулярних мікрорельєфів на плоских поверхнях нешироких стрічок, які використовуються для виготовлення згортних втулок приводних роликів і втулкових ланцюгів є актуальною.

Аналіз досліджень та публікацій. До особливостей процесу вібраційного обкочування можна віднести: незалежне регулювання кроку та висоти мікронерівностей, що неможливо здійснити при лезовій та абразивній обробці; незалежне регулювання напряму канавок та виступів повністю нового мікрорельєфу; утворення мікрорельєфів з радіусами округлень виступів і впадин на один, два порядки більшими ніж при всіх відомих способах обробки з малими кутами нахилу (пологими нерівностями) з гранично малою довжиною лінії профілю; число виступів та западин може розраховуватися і витримуватися з, практично, абсолютною точністю.

Технології вібраційного обкочування плоских поверхонь деталей машин, засоби їх реалізації та дослідження впливу регуляризації і виду мікрорельєфу на експлуатаційні властивості досить широко висвітлені у цілому ряді робіт наукових шкіл: Шнейдера Ю.Г. [2] (Санкт-Петербург, Росія); Бараца Я.В. [3] (Саратов, Росія); Киричика П.О. [4-6] (Київ, Україна). Відомі конструкторсько-технологічні оснащення для створення вібраційним обкочуванням регулярних мікрорельєфів на плоских поверхнях [2, 3, 7-13] в основному призначені для деталей машин та механізмів, до робочих поверхонь яких ставляться високі вимоги, щодо їх площинності.

Найбільш довершеним і універсальним методом утворення регулярних мікрорельєфів в даний час є метод вібраційного обкочування, заснований на тонкій пластичній деформації поверхневих шарів металу і складному відносному переміщенні деформуючого елемента та оброблюваної поверхні.

Аналіз існуючих наукових розробок та практичного досвіду підтверджують, що технології вібраційного обкочування плоских поверхонь базуються на цілому ряді наукових праць [2-6, 14, 15], в яких подані обґрунтовані значення елементів режиму віброобкочування, а також технологічне та інструментальне оснащення для реалізації таких технологічних процесів.

Разом з тим створення регулярних мікрорельєфів на плоских поверхнях підкатаних в розмір нешироких стрічок, які мали би у поперечному перерізі певну форму (опуклу) віброобробленої поверхні і які широко використовуються для виготовлення згортних втулок для приводних роликів і втулкових ланцюгів у літературі висвітлено недостатньо.

Постановка завдання. Розробка способу і пристрою для формування вібраційним обкочуванням на плоских поверхнях нешироких стрічок певного виду мікрорельєфу і опуклої у поперечному перерізі поверхні нешироких стрічок.

Результати досліджень. Запропонований спосіб виготовлення згортної втулки із стрічки [13], реалізація якого забезпечує недопущення утворення бочкоподібності внутрішньої циліндричної поверхні втулки при її запресуванні у отвори пластин приводних роликів-втулкових ланцюгів шляхом формування віброобкочуванням регулярного мікрорельєфу та опуклої поверхні стрічки, яка створює внутрішню поверхню втулки. Суть способу ілюструється на рис. 1 і заключається в тому, що в процесі розмірної підкатки стрічки у прокатних валках 3, 4, забезпечуючи при цьому поздовжню подачу S_n і осциляційний зворотно-поступальний рух $S_{осц}$ віброобкатниками 2, її сторону 1, яка в подальшому формує внутрішню циліндричну поверхню втулки, піддають вібраційному обкочуванню з поступовим зменшенням зусилля віброобкочування від центральної поздовжньої осі стрічки до її країв. В результаті зміни зусилля віброобкочування утворюється правильна опукла форма поперечного перерізу стрічки, а на внутрішній робочій циліндричній поверхні втулки – регулярний мікрорельєф з підвищеною маслоємністю і твердістю. Після згортання карточки із такої стрічки отримуємо сідлоподібну у поздовжньому перерізі згортної втулки її внутрішню поверхню, а після запресування втулки у отвори пластин, внаслідок радіальної деформації кінців втулок практично циліндричну поверхню.

В процесі вібраційного обкочування оброблювана поверхня дещо "випучується". Регулюючи зусилля вдавлювання віброобкочуючої кульки, можна "піднімати" розмір з точністю до 0,001мм. Збільшуючи зусилля вдавлювання віброобкатників до середини стрічки ($F_1 > F_2$), добиваються отримання заданого криволінійного профілю її віброобкоченої сторони.

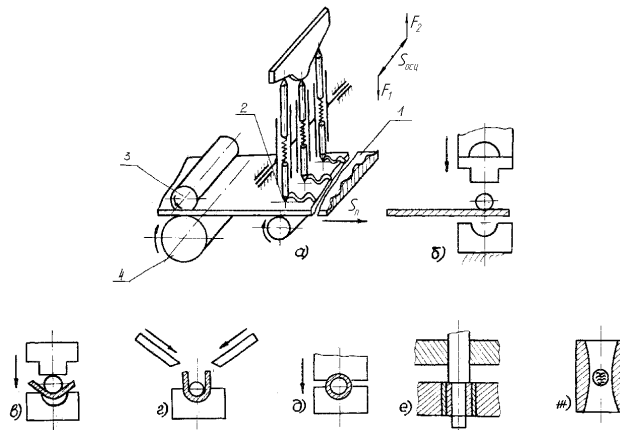


Рис. 1. Схема запропонованого технологічного процесу виготовлення згортної втулки із сідлоподібною внутрішньою поверхнею і регулярним на ній мікрорельєфом: а – формування регулярного мікрорельєфу правильної форми поперечного перерізу стрічки; б, в, г, д – згортання втулки послідовним деформуванням; е – калібрування втулки; ж – втулка з правильною формою внутрішньої поверхні з регулярним мікрорельєфом.

Формування регулярного мікрорельєфу при підкатці стрічки здійснюється запропонованим пристроєм [13], який поданий на рис. 2.

Пристрій (рис. 2) містить нерухомий корпус 1, закріплений, наприклад, на пінолі вертикально-фрезерного верстата, в направляючих корпуса з можливістю переміщення в наскрізному поздовжньому пазу 22 встановлена каретка 23. В пазу 22 також встановлені циліндричні, з лисками, обойми 9, які зафіксовані гвинтами 20 і 21, загвинченими в гайки 24.

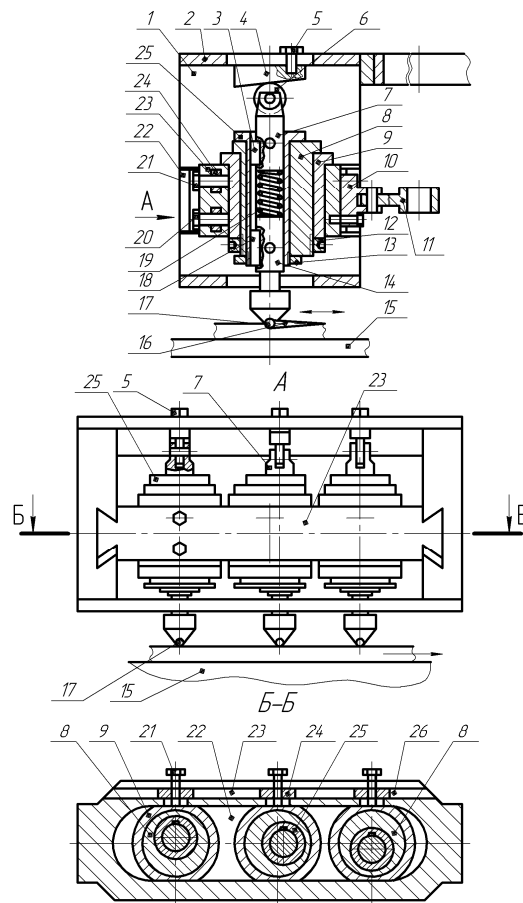


Рис. 2. Пристрій для обробки плоскої поверхні стрічки віброобточуванням

Останні, розташовані в пазу 26, виконаному на передній поверхні каретки 23. В циліндричній обоймі 9 встановлена і зафіксована в певному положенні за допомогою гайки 12 ексцентрична втулка 8, що спряжена з перехідною втулкою 25, виконаною зі шпонковим пазом на внутрішній циліндричній поверхні, яка закріплена гайкою 13. В перехідній втулці 25 встановлений, з можливістю вертикального переміщення по шпонці 18, шток 14 з накатником 17 і пружиною 19, а також, встановлений з можливістю переміщення по шпонці 3, плунжер 7 з роликом 6, що контактує з копіром 4, який закріплений на верхній кришці 2 нерухомого корпусу 1 гвинтами 5. Каретка 23 за допомогою жорстко закріпленого кронштейна 10 шатуна 11 з'єднана з ексцентриковим валом, закріпленим у вертикальному шпинделі (на рис. 2 не показано) верстата. Накатник 17 контактує з оброблюваною поверхнею заготовки 16, закріпленої, наприклад, на столі 15 верстата.

Пристрій працює наступним чином. При одночасному ввімкненні переміщення стола і обертання шпинделя верстата з ексцентриковим валом, з'єднаним із шатуном 11, каретка 23 з накатниками 17, плунжерами 7, роликами 6 отримує зворотно-поступальний рух, а заготовка 16 разом зі столом 15 верстата буде переміщуватись в напрямку, перпендикулярному до напрямку руху каретки. У результаті додавання двох взаємно перпендикулярних рухів на оброблюваній поверхні, внаслідок деформування її накатником, утвориться синусоїдальна канавка із "випученими" краями. При русі каретки від краю заготовки до її середини ролики 6, контактуючи з нахиленою поверхнею копирів 4, стискають пружини 19, збільшуючи тим самим зусилля деформування і величину "випучування" обробленої поверхні.

Вибір того чи іншого регулярного мікрорельєфу залежить від конкретних умов експлуатації, матеріалу контактуючих поверхонь деталей шарніра, умов змащування тощо.

Малюнок мікрорельєфу забезпечується певним взаємним розташуванням обкатників.

Встановивши певне взаємне розміщення обкатників та підібравши відповідні профілі копирів, можна отримати мікрорельєфи певного виду та, за рахунок "випучування" оброблюваної поверхні, її задану геометричну правильну форму поперечного перерізу.

На рис. 3б-6б схематично подані деякі види частково-регулярних мікрорельєфів, що формуються трьома обкатниками: I вид – із системою суміжних синусоїдальних синфазних паралельних канавок; II вид – із системою суміжних синусоїдальних асинфазних канавок, що повністю перетинаються; III вид – із системою суміжних синусоїдальних асинфазних канавок, що дотикаються у вершинах; IV вид – із системою суміжних синусоїдальних синфазних канавок, що дотикаються по всій довжині. При цьому прийняті позначення I_0, II_0, III_0, IV_0 – відповідають першому, другому, третьому і четвертому віброобкатникам, а I_k, II_k, III_k, IV_k – канавкам сформованим відповідними віброобкатниками.

На рис. 7б схематично зображений сітчастий мікрорельєф, який формується чотирма обкатниками, який в залежності від елементів режиму віброобробчування, може бути частково або повністю регулярним мікрорельєфом.

Вибір того чи іншого виду мікрорельєфу залежить від конкретних умов експлуатації матеріалів контактуючих поверхонь шарніра, умов змащування, динамічних характеристик, тощо. Малюнок мікрорельєфу забезпечується в першу чергу певним взаємним розміщенням обкатників, а також діаметром обкатника, зусиллям віброобробчування, фізико-механічними характеристиками матеріалу стрічки.

Елементи режиму віброобробчування: поздовжню подачу стрічки, частоту осциляцій віброобкатників, а також діаметр обкатника (кульки) і відповідне зусилля прикладене до нього вибирають з [2, 14, 15], врахувавши при цьому необхідність забезпечення певної відносної площі віброобробчування.

Для формування мікрорельєфу I виду обкатники розміщують за схемою поданою на рис. 3а, при якій їхні положення повинні забезпечувати наступні умови: другий обкатник відносно першого і третій обкатник відносно другого зміщають у поперечному напрямку на величину $L = B > b$, де B - відстань між сформованими синусоподібними канавками; b - ширина синусоподібної канавки, а у поздовжньому напрямку зміщають другий обкатник відносно першого і третій відносно другого відповідно на величини $S_{II-I} = S_{III-II} = k \cdot t$, де t - крок синусоїди; $k = 1, 2, 3 \dots$ - ціле натуральне число. Разом з тим повинна виконуватись умова $A < (H - 3b)/2$, де A - амплітуда синусоїди; H - ширина віброобробчуваної стрічки.

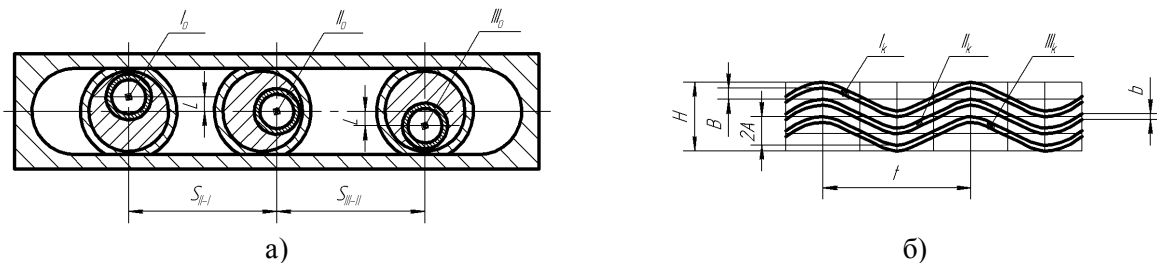


Рис. 3. Схеми розміщення обкатників (а) та мікрорельєфу I виду (б).

Для формування мікрорельєфу II виду обкатники розміщують за схемою поданою на рис. 4а, при якій другий обкатник зміщають відносно першого і третій відносно другого на величину $L = B < 2(A - b)$, а у поздовжньому напрямку зміщення цих обкатників буде виражатись залежностями, відповідно $S_{II-I} = n_1 \cdot t$; $S_{III-II} = n_2 \cdot t$, де $n_1 = k_1 + 1$; $n_2 = k_1 + 1,5$, де $k_1 = 1, 2, 3 \dots$ - ціле натуральне число. Одночасно з тим повинна виконуватись умова $A \leq (H - 2b)/2$.

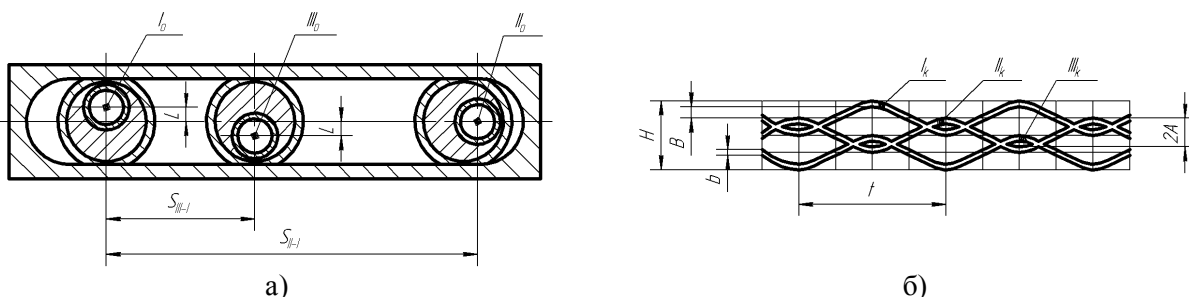


Рис. 4 – Схеми розміщення обкатників (а) та мікрорельєфу II виду (б).

Для формування мікрорельєфу III виду обкатники розміщують за схемою поданою на рис. 5а, при якій суміжні обкатники в пазу каретки зміщують у поперечному напрямку один відносно іншого на однакову величину $L = 2A + b$, а у поздовжньому напрямку другий обкатник відносно першого розміщують на віддалі, що дорівнює $S_{II-I} = n_3 \cdot t$, де $n_3 = k_1 + 0,5$, а третій обкатник розміщений відносно першого на віддалі $S_{III-I} = n_2 \cdot t$. Окрім цього при формуванні такого виду мікрорельєфу необхідно витримати умову $A = H / 6 - 0,5b$.

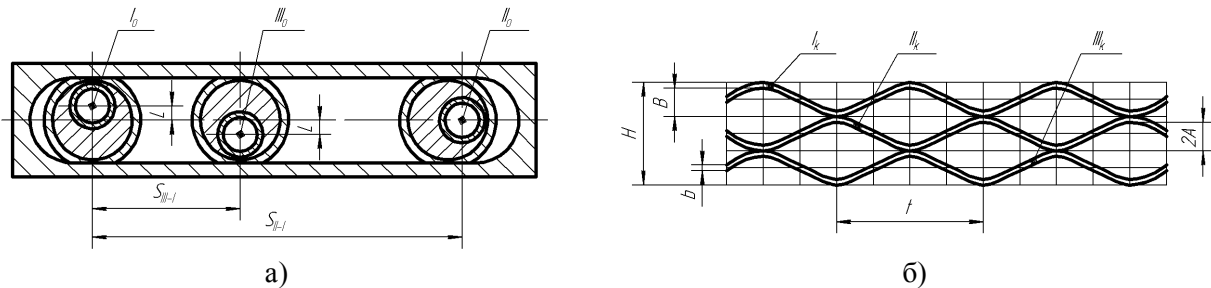


Рис. 5. Схеми розміщення обкатників (а) та мікрорельєфу III виду (б).

Для формування мікрорельєфу IV виду обкатники розміщують за схемою поданою на рис. 6а, при якій їхні положення повинні забезпечувати наступні умови: другий обкатник відносно першого і третій обкатник відносно другого зміщують у поперечному напрямку на величину $L = b$, а у поздовжньому напрямку зміщують другий обкатник відносно першого і третій відносно другого відповідно на величини $S_{II-I} = S_{III-II} = k \cdot t$. Разом з тим повинна виконуватись умова $A = (H - 3b) / 2$.

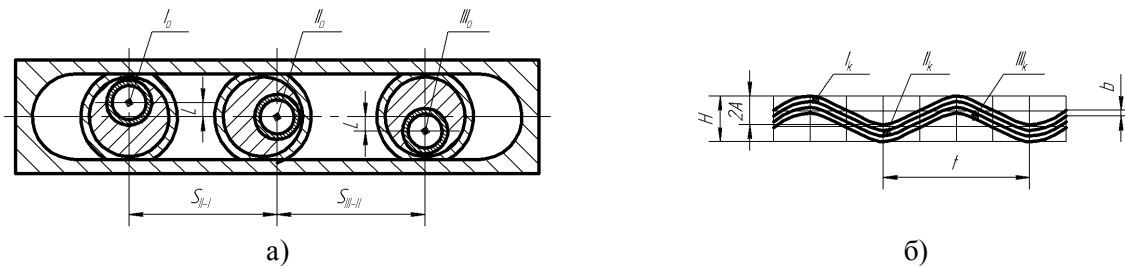


Рис. 6. Схеми розміщення обкатників (а) та мікрорельєфу IV виду (б).

Для формування сітчастого мікрорельєфу обкатники розміщують за схемою поданою на рис. 7а, при якій їхні положення повинні забезпечувати наступні умови: обкатники встановлюють на поздовжній осі каретки, не зміщуючи один відносно іншого у поперечному напрямку, а в поздовжньому напрямку другий обкатник зміщують відносно першого на величину $S_{II-I} = kt / m$, де m - кількість обкатників, а третій і четвертий обкатники зміщують відносно першого на відповідні величини $S_{III-I} = 2kt / m$ і $S_{IV-I} = 3kt / m$. Разом з тим повинна виконуватись умова $A = (H - b) / 2$.

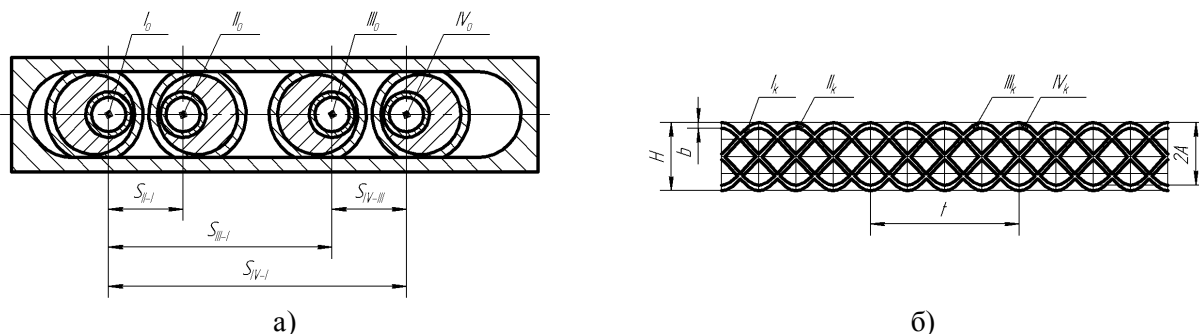


Рис. 7. Схеми розміщення обкатників (а) та сітчастого мікрорельєфу (б).

Висновок. На основі вищевикладеного можна зробити висновок, що практичне використання запропонованих технічних рішень дасть можливість отримати згортні втулки з регулярним мікрорельєфом на "сідлоподібній" внутрішній поверхні, що призведе при їхньому запресуванні у отвори пластин приводних роликів і втулкових ланцюгів за рахунок радіальної деформації кінців втулок до зменшення їх "бочкоподібності", підвищення маслоємності та твердості віброобробленої поверхні і в кінцевому рахунку забезпечить збільшення зносостійкості і терміну експлуатації шарнірів приводних ланцюгів.

1. Шероховатость поверхности. Параметры, характеристики и обозначения (СТ СЭВ 638-77): ГОСТ 2789-73. – [Чинной от 1975-01-01]. – М.: Государственный комитет СССР по управлению качеством продукции и стандартам, 1973. 555 с. – (Государственный стандарт Союза ССР).
2. Шнейдер Ю.Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом / Шнейдер Ю.Г. – Л.: Машиностроение, 1982. – 248 с.
3. Барац Я.И. Оптимизация сочетания регулярных микрорельефов сопрягаемых поверхностей трение / Я.И. Барац, Р.К. Шапошик, М. В. Варчев // Вестник машиностроение. – 1992. - №5. - С. 18-20.
4. Киричок П.О. Дослідження впливу параметрів микрорельєфу на якість обробки деталі на експлуатаційні характеристики поліграфічного обладнання / П.О. Киричок, А.В. Несхозієвський // Технологічні комплекси. – 2011. – №3. – С. 117-120.
5. Киричок П.О. Керування технологічними процесами створення микрорельєфів на плоских поверхнях деталей поліграфічного обладнання оздоблювально-зміцнювальною обробкою / П.О. Киричок, Т.Ю. Киричок, О.І. Хмілярчук, В.Г. Олійник // Технологічні комплекси. – 2011. – №3. – С. 49-56.
6. Хмілярчук О.І. Пристрої та інструмент для виконання віброобробки на деталях поліграфічного обладнання / О.І. Хмілярчук // Технологія і техніка друкарства. – 2006. – №1-2(11-12). – С. 133-137.
7. А.с. 1731609 А1 СССР, МКИ В24 В39/00. Устройство для виброобкатывания / В. М. Мигунов, С.С. Паничкин, Ю.В. Мовчан, В.П. Давыдов (СССР). – №4823228/27; заявл. 04.05.90; опубл. 07.05.92, Бюл. № 17.
8. А.с. 1296383 А1 СССР, МКИ В24 В39/06. Устройство для обработки плоских поверхностей деталей виброобкатыванием / А.П. Бородин, А.М. Добрусин, Ю.Г. Шнейдер, Л.Ш. Штейнгарт (СССР). – №3925120/25-27; заявл. 08.07.85; опубл. 15.03.87, Бюл. № 10.
9. А.с. 621557 СССР, МКИ В24 В39/00. Устройство для обработки плоских поверхностей виброобкатыванием / Ю.И. Мулин, А.П. Улашкин (СССР). – №2365642/25-08; заявл. 28.05.76; опубл. 30.08.78, Бюл. № 32.
10. А.с. 670425 СССР, МКИ В24 В39/00. Устройство для обработки плоских поверхностей деталей виброобкатыванием / Ю.П. Лебедев, О.А. Парманин, В.Б. Сахов, Н.А. Сыроегина (СССР). – №2391114/25-08; заявл. 23.07.76; опубл. 30.06.79, Бюл. № 24.
11. А.с. 1779562 А1 СССР, МКИ В24 В39/06. Инструмент для обработки плоских поверхностей деталей виброобкатыванием / Н.И. Котович, А.М. Игнатович, А.А. Дубовик, П.П. Сугоняко (СССР). – №4911191/27; заявл. 15.02.91; опубл. 07.12.92, Бюл. № 45.
12. А.с. 589484 СССР, МКИ F16 G13/18. Способ изготовления свертной втулки из ленты / С.А. Дубиняк, П.Д. Кривый, Н.И. Кузьмин, А.В. Куцевич (СССР). – №2364943/25-27; заявл. 24.05.76; опубл. 25.01.78, Бюл. №3.
13. А.с. 659370 СССР, МКИ В24 В39/00. Устройство для обработки виброобкатыванием плоских поверхностей / П.Д. Кривый (СССР). - №2486606/25-27; заявл. 12.05.77; опубл. 30.04.79, Бюл. № 16.
14. Гавриш А.П. Зміцнення металевих поверхонь деталей машин та механізмів / Гавриш А.П., Киричок П.О., Підберезний М.П. – Київ: Наукова думка, 1995. – 174 с.
15. Одинцов Л.Г. Упрочнение и отделка деталей поверхностным пластическим деформированием / Одинцов Л.Г. – Справочник. – М.: Машиностроение, 1987. – 328 с.

УДК 621.436.004.5

Н.Г. Куць

Луцкий национальный технический университет

ПУТИ И МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ В МЕХАНИЧЕСКУЮ РАБОТУ В ДВС

Изучено влияние сажи на эффективность работы дизеля и ДВС Отто. Рассмотрено различные пути и методы повышения эффективности работы ДВС вследствие уменьшения потерь на разогрев двигателя, на преодоление сил трения и путем уменьшения выброса тепла в окружающую атмосферу.

Ключевые слова: *эффективность ДВС, сажевые частицы, тепловой насос, реакции горения, двигатель Стирлинга.*

Введение. Во всех двигателях внутреннего сгорания, работающих на жидком топливе, добиваются полного его сжигания. Реально это не происходит. Топливо горит не мгновенно. Для этого требуется определенное время. Если паровоздушная смесь действительно сгорает почти мгновенно, то горение образующихся сажевых частиц более длительный процесс. В результате ДВС во время работы выбрасывает в окружающую среду часть несгоревшего топлива в виде сажевых частиц.

Целью работы. Рассмотрение влияние горения сажевых частиц на эффективность работы ДВС, а также, каким образом повышается эффективность работы ДВС вследствие уменьшения потерь на разогрев двигателя, на преодоление сил трения и путем уменьшения выброса тепла в окружающую атмосферу.

Поставленная цель может быть достигнута путем решения следующих задач:

- изучить динамику горения сажевых частиц в КС ДВС и их размеры;
- разработать методику определения выбрасываемых сажевых частиц в окружающую атмосферу;
- проанализировать пути и методы уменьшения трения и износа трущихся пар трения;
- выяснить, каким образом можно уменьшить тепловые потери на разогрев двигателя и выброса тепла в атмосферу.

Анализ исследований. Было установлено, что работающий дизель на автомашине Mazda-6 после пробега 80 000 км выбрасывает в окружающую среду 3 кг сажи. Размер сажевых частиц оценивается в пределах 0,08 – 0,3 мкм [1]. Когда происходит коагуляция мелких частиц сажи, то максимальный размер составляет 0,15 мкм с максимумом распределения 0,08 мкм [1]. Тогда как размер капель жидкого топлива после форсунки при температуре 298 К составляет $5 \div 200$ мкм [2], т.е., в камере сгорания образуются крупные капли жидкого топлива, а на выхлопе отработавших газов размер сажи в 100 и более раз меньше. Мелкие частицы сажи загрязняют окружающую среду и оказывают вредное воздействие на здоровье человека. Поэтому практически все дизели на транспорте в последнее время оборудованы сажевыми фильтрами. Не будем касаться устройств и принципа работы сажевых фильтров, так как это выходит за рамки рассматриваемых путей и методов повышения эффективности преобразования тепловой энергии в механическую работу двигателями внутреннего сгорания.

Основная часть. Динамика горения сажевых частиц. Сажевая частица это уголь. При температурах газификации и выше на поверхности угля протекают реакции образования оксида углерода по схеме



Уголь формируется молекулами C_2 . Поэтому при определении реакции активации и константы прямой каталитической реакции (1.71) следует иметь в виду связь не атома углерода, а молекулу углерода C_2 в твердом состоянии в угле. Тогда энергия активации

$$E_a = 0,29(D_{C_2} - D_{O_2}) = 0,29(6,2 - 5,12) = 0,313 \text{ эВ}, \quad (2)$$

а константа прямой химической реакции в соответствии с [4]

$$k_f = 2(r_{C_2} + r_{O_2})^2 \left(\frac{2\pi k_B T}{\mu} \right)^{1/2} \exp\left(-\frac{A_{акт.}}{k_B T} \right), \quad (3)$$

где $r_{C_2} = 1,08 \text{ \AA}$ – радиус молекулы углерода, $r_{O_2} = 1,04 \text{ \AA}$ – радиус молекулы кислорода и $\mu = 1,139 \cdot 10^{-26} \text{ кг}$ – приведенная масса взаимодействующих молекул углерода и кислорода.

Кинетика протекания каталитических химических реакций образования оксида углерода, применительно к горению углерода, приобретает вид

$$\frac{dn_C}{dt} = k_f n_{C_2} n_{O_2} \quad (4)$$

Реакция (1) реализуется в том случае, когда молекула кислорода адсорбируется на углеродной пленке. Вероятность ее адсорбции определяется коэффициентом аккомодации

$$\kappa = 1 - \int_{E_{св.1}}^{\infty} f(E, T) dE, \quad (5)$$

где $E_{св.1}$ – энергия связи молекулы кислорода при ее адгезии на поверхности углерода и $f(E, T)$ – функция распределения Максвелла-Больцмана.

При адсорбции кислорода на поверхности углерода кинетика реакции (1) приобретает вид (4), и определяет унос углерода с поверхности сажевой частицы. При наличии физической адгезии молекул кислорода на поверхности углеродной пленки кинетическое уравнение (14) реализуется с определенной вероятностью. Эта вероятность равна отношению времени протекания реакции (1) ко всему времени исчезновения молекулы кислорода с ячейки адгезии, т.е.,

$$W_1 = \frac{\tau_{C_2}}{\tau_{C_2} + \tau'_{O_2} + \tau''_{O_2}}. \quad (6)$$

Здесь $\tau_{C_2} = \frac{1}{k_f n_{O_2} \kappa W_1}$ – время протекания реакции (1) в объеме одной молекулы углерода;

$\tau'_{O_2} = \frac{1}{J_{исп., O_2} \kappa S_{C_2}}$ – время температурного испарения молекул O_2 с поверхности углерода, где

поток испарения определяется по [4]

$$J_{исп.} = \frac{1}{3} \sqrt{\frac{8}{\pi M}} \frac{1}{d^3} \left(\frac{1}{k_B T} \right)^{3/2} \int_{E_{св.}}^{\infty} \left(1 - \frac{E_{св.}}{E} \right)^{1/2} E \exp\left(-\frac{E}{k_B T} \right) dE \quad (7)$$

с использованием энергии связи между молекулами O_2 и углеродной пленкой, равной 0.69

эВ, и $\tau''_{O_2} = \frac{1}{J_{рез.} \kappa S_{C_2}}$ – время между двумя последовательными столкновениями

адсорбированной молекулы кислорода с потоком молекул азота и кислорода, где в свою очередь

$$J_{рез.} = (\bar{v}_{N_2} \theta \int_{E_{св.1}}^{\infty} f(E, T) dE \bar{n}_{N_2} + \bar{v}_{O_2} \bar{n}_{O_2} \kappa) / 4 \quad (8)$$

Каталитическое горение сажевых частиц возникает в момент выполнения рабочего хода поршня двигателя. Скорость движения поршня для каждого типа двигателя находится по данным технического паспорта. При этом происходит адиабатическое расширение газа, и температура топливоздушнoй смеси падает по закону $T = T_{ВМТ} / \varepsilon^{\gamma-1}$, где коэффициент расширения ε зависит от времени следующим образом: $\varepsilon(t) = 1 + 2f(\varepsilon_0 - 1)t$. На протяжении всего рабочего хода радиус каждой сажевой частицы уменьшится вследствие испарения молекул C_2 с поверхности сажевой частицы и процесса горения в соответствии с реакцией (1). Процесс испарения реализуется с поверхности сажевой частицы свободной от молекул кислорода, а реакция горения возникает на поверхности, где находятся молекулы кислорода.

За полное время пребывания $\tau = \tau_{C_2} + \tau'_{O_2} + \tau''_{O_2}$ на всей поверхности сажевой частицы адсорбируется следующее число молекул кислорода

$$N_{O_2} = \frac{1}{4} \bar{v}_{O_2} \bar{n}_{O_2} \kappa S_{\kappa} \tau. \quad (9)$$

Это число молекул кислорода займет площадь $S_a = S_{C_2} N_{O_2}$, а доля поверхности, занятой кислородом составит: $\delta = S_a / 4\pi r_{\kappa}^2$. Тогда общее число прореагировавших частиц кислорода и углерода на всей поверхности сажевой частицы составит:

$$\bar{N}_1 = k_f n_{C_2}^* n_{O_2}^* \delta W_1 S_{\kappa} \Delta h \Delta t,$$

а число молекул C_2 , испарившихся за время Δt со свободной поверхности сажевой частицы

$$\bar{N}_2 = J_{ucn,1} (1 - \delta) S_{\kappa} \Delta t.$$

Здесь поток испарения молекул углерода определяется по (7) с учетом энергии связи молекул углерода в углеродной пленке, равной 1,855 эВ.

Общее количество молекул C_2 , которые покинули сажевую частицу радиуса r_{κ} составит

$$\bar{N} = 4\pi r_{\kappa}^2 (\bar{N}_1 + \bar{N}_2). \quad (10)$$

Это же количество частиц

$$\bar{N} = \frac{4}{3} \pi r_{\kappa}^3 \Delta h / 8r_1^3, \quad (11)$$

где r_1 – эффективный радиус молекулы C_2 .

Приравнявая (10) и (11) для толщины уноса с каждой капли топлива за время Δt получаем значение

$$\Delta h = 8r_1^3 \left[J_{ucn,1} (1 - \delta) + \frac{k_f (r_1 + r_2) \delta}{32r_1^3 r_2^3} \right] \Delta t. \quad (12)$$

Здесь r_2 – эффективный радиус молекулы кислорода

За время выполнения третьего такта толщина сгоревшего топлива с жидкой капли

$$h = \int_0^{1/2f} 8r_1^3 \left[J_{ucn,1} (1 - \delta) + \frac{k_f (r_1 + r_2) \delta}{32r_1^3 r_2^3} \right] dt \quad (13)$$

Количество несгоревшего топлива, которое выбрасывается выхлопными газами, в процентном отношении составит

$$\frac{\Delta m_T}{m_T} 100 = \frac{3h}{r_{жс}} \cdot 100. \quad (14)$$

В (14) важно знать первоначальный радиус образующихся капель топлива. В дизеле размеры жидких капель топлива формируются работой форсунки, а в ДВС Отто – работой карбюратора. Расход горючего определяется в первую очередь мощностью двигателя, а заданная мощность достигается количеством формируемых капель жидкого топлива в единицу времени. Когда форсунка впрыскивает топливо в КС, то количество капель топлива в единицу времени определяется противодавлением внутри форсунки и ее диаметром выходного отверстия. Противодействие определяется применяемым топливным насосом, а диаметр выходного отверстия форсунки может изменяться как при изготовлении, так и в процессе ее работы. Получается достаточно неопределенная ситуация. Но, для выяснения общего принципа сгорания топлива в КС ДВС при заданном расходе топлива можно задать диаметр выходного отверстия, таким, чтобы получить скорость истечения топлива, экспериментально замеренную.

Так в работе [2] скорость истечения топлива из форсунки была получена от 150 до 400 м/с. Средняя скорость истечения 275 м/с. Для дизеля расход топлива составляет $\dot{m} = 4,707 \cdot 10^{-3}$ кг/с [3]. Чтобы получить скорость истечения 275 м/с при заданном расходе необходимо диаметр выходного сечения положить ~ 5 мм. Тогда на выходе из форсунки радиус жидких капель топлива формируется величиной растягивающих усилий, обусловленных разностью давлений воздуха вблизи поверхности струи и окружающей среды

$$r_{жс} = \frac{6\sigma}{\rho_0 v_{жс}^2} = 1,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \quad (15)$$

где $\sigma = 0,02785 \text{ Дж/м}^2$ – коэффициент поверхностного натяжения дизельного топлива [4]. Реально в дизеле наблюдались сажевые частицы размером $2,94 \cdot 10^{-7} \text{ м}$ [5]. В работе [4] отмечается, что наиболее вероятное значение среднего радиуса сажевых частиц в КС дизеля равно $5,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}$. Отличие незначительное, но в дальнейшем будем использовать экспериментальное значение среднего радиуса сажевых частиц в КС дизеля.

Как и следовало ожидать, радиус капель жидкого топлива по выходе из форсунки в дизеле меньше чем в карбюраторе вследствие большего противодавления, применяемого в дизеле. Обычно для дизеля максимальное давление в КС не превышает 80 атм. Такому давлению соответствует максимальная температура 1680 К. Процент выброса сажевых частиц, при различных средних значениях их радиуса, для дизеля с параметрами Д-245, в зависимости от

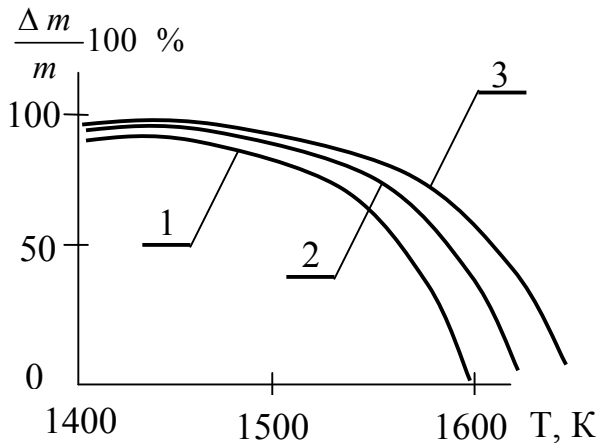


Рис. 1. Зависимость процента выброса сажи от температуры в максимуме при:
1 - $r_{жс} = 1,7 \cdot 10^{-7} \text{ м}$; 2 - $r_{жс} = 2,94 \cdot 10^{-7} \text{ м}$ и
3 - $r_{жс} = 5,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}$;

температуры, приведен на рис. 1. При температуре в максимуме 1680 К даже самые крупные среднеэффективные частицы сажи сгорают почти полностью. При более высоких температурах выбрасывается доля частиц, обусловленная функцией распределения частиц сажи по их размеру. Обычно для дизелей температура в максимуме находится в пределах $1600-1800^{\circ} \text{ С}$ [4]. При таких температурах выброс сажи практически не происходит.

Когда применяется турбонаддув в дизелях, то при заданном расходе резко снижается температура в максимуме, и тогда выброс сажи заметно возрастает. В этом случае необходимо применять сажевые фильтры, что и реализуется практически в автотранспорте.

В карбюраторных двигателях ситуация сложнее. Сажевые частицы в карбюраторах образуются сравнительно больших размеров. Давление в КС таких двигателей составляет 40-60 атм. Давление 60 атм. реализуется при температуре топливоздушной смеси 2360 К, а давление 40 атм. – при 1575 К. При температуре 1400 К сажевые частицы в ДВС Отто сгорают полностью, а при реализуемых давлениях и температурах в таких двигателях сажевые частицы вообще пропадают. Применение турбонаддува уменьшает размер сажевых частиц, что способствует их еще более полному сгоранию в КС. Следовательно, на эффективность работы карбюраторных двигателей, образующиеся сажевые частицы после карбюрации топлива, не влияют.

При сжигании углеводородного топлива в КС ДВС выделяющаяся энергия Q расходуется на: адиабатическое сжатие топливоздушной смеси $\Delta E_{сж.}$, выполнение механической работы A , разогрев двигателя $Q_{ов.}$, выброс части тепла в окружающую атмосферу ΔQ и потери на преодоление возникающих сил трения $Q_{тр.}$. В результате энергетический коэффициент полезного действия теплового двигателя

$$\mu_0 = \frac{A}{Q} = \frac{A}{\Delta E_{сж.} + A + Q_{ов.} + \Delta Q + Q_{тр.}}. \quad (16)$$

Коэффициент полезного действия двигателя определяет по существу эффективность работы двигателя. Чем выше коэффициент полезного действия двигателя, тем выше его эффективность.

Повысить эффективность работы ДВС можно за счет уменьшения потерь на разогрев двигателя, на преодоление сил трения и путем уменьшения выброса тепла в окружающую атмосферу. Как решаются указанные проблемы, рассмотрим подробнее.

Силы трения устраняются путем применения лучших смазочных материалов. Но самое существенное в этом направлении – это хорошая обработка трущихся деталей. Например, коленчатый вал, поршневые кольца обрабатываются на специальных станках путем финишной

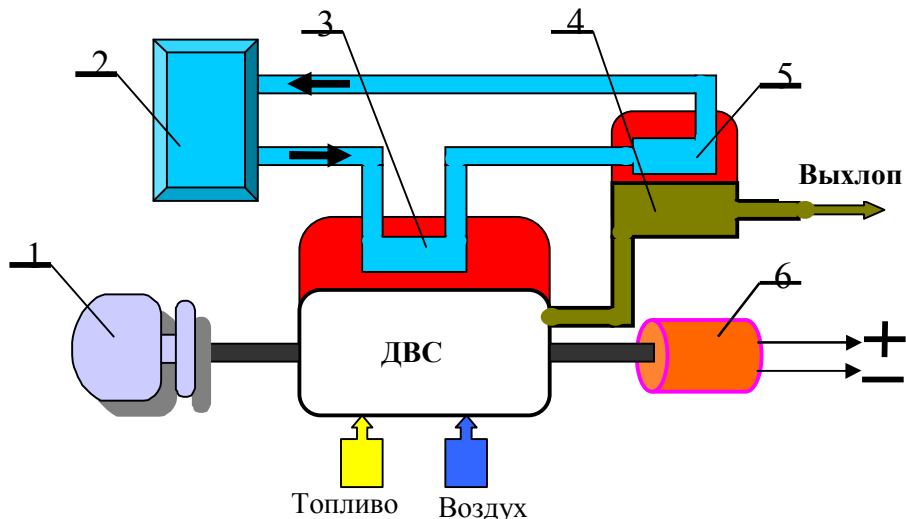


Рис. 2. Схема комплексного использования тепловой энергии сгораемого топлива в ДВС: 1 – механический привод; 2 – потребитель тепловой энергии; 3 – теплообменник на корпусе двигателя; 4 –

механической обработки с применением самых современных методов такой обработки. Важно при этом обеспечить минимальный износ трущихся деталей, как в ходовой части, так и внутри двигателя с применением специальных смазочных масел. Для уменьшения трения и износа поверхности трущихся пар трения следует упрочнять покрытиями с многослойным плотноупакованным состоянием [6-8]

Уменьшение выброса тепла в окружающую атмосферу осуществляют путем частичного использования тепла отработавших газов для обеспечения турбонаддува и вращения электрогенератора турбиной, работающей от выхлопных газов. В работе [9] предложено применить двигатель Стирлинга в качестве теплового насоса на выхлопном устройстве и преобразовать это тепло в электрическую энергию. Вырабатываемая электрическая энергия используется для питания системы управления работой двигателя. Оптимальная система управления позволяет существенно экономить расход горючего и таким образом повышается эффективность работы двигателя. Например, в работах [4,10] рассмотрено большое многообразие обеспечения оптимального управления работой ДВС.

Затраты тепла на разогрев двигателя являются самыми существенными потерями. Уменьшить эти потери можно в следующих направлениях:

1. Обеспечить эффективное сгорание топлива при уменьшении температуры топливоздушной смеси. Детально эта проблема рассмотрена в работе [4], где проведен анализ различных методов повышения эффективности сгорания топлива. Основные из них:

- обеспечение оптимальных условий горения топлива;
- улучшение подачи топлива с его подогревом от корпуса двигателя;
- применение катализаторов горения; обработка топлива магнитным и электрическим полем;
- применение электрического разряда и теплового воздействия для улучшения горения топлива и др.

2. Применение теплового насоса для охлаждения корпуса двигателя [11] и использование этого тепла для обеспечения комфортных условий для пассажиров транспортного средства. Другой вариант применения теплового насоса предложен в работе [9], где рассмотрена возможность использования двигателя Стирлинга в качестве теплового насоса и преобразования полученной теплоты от корпуса двигателя и от системы выхлопа отработавших газов в электрическую энергию.

3. В строительстве и на транспорте в основном используется комплексная схема преобразования тепловой энергии сгоревшего топлива в механическую работу, тепло для обогрева транспортного средства или строительного сооружения, а также в электрическую энергию. Схема такого преобразования и принцип его работы показаны на рис. 2. Комплексное использование тепловой энергии сгоревшего топлива в КС ДВС позволяет увеличить коэффициент полезного преобразования сгоревшего топлива до 70%.

4. Интересное техническое решение изложено в работе [8]. Предлагается значительно уменьшить теплопередачу на корпус двигателя путем нанесения покрытия внутри КС нитридом титана толщиной не более трех молекулярных монослоев, которые образуют 5-е агрегатное состояние – плотноупакованное. В этом случае при упругом столкновении с внутренней поверхностью КС молекулы топливовоздушной смеси будут передавать энергию не путем столкновения с отдельными кластерами материала корпуса двигателя, как это описано в [12], а со всей структурой нанесенного покрытия. При этом резко уменьшится коэффициент передачи энергии в процессе конвективного теплообмена внутри КС ДВС

Выводы. Таким образом, с позиций молекулярно-кинетической теории и кластерного строения вещества рассмотрено влияние сажи на эффективность работы дизеля и ДВС Отто и повышение эффективности работы ДВС вследствие уменьшения потерь на разогрев двигателя, на преодоление сил трения и путем уменьшения выброса тепла в окружающую атмосферу выхлопной системой.

1. Дьяков Е.В., Наац И.Э. Обратная задача для уравнения коагуляции дисперсных систем. / Сб. научных трудов СевКавГТУ. Серия «Естественнонаучная», 2006, № 2. – С. 12-17.
2. Костин А.К., Пугачев Б.П., Кочинев Я.Н. Работа дизелей в условиях эксплуатации. – Л.: Машиностроение, 1989. 284 – С. 2.
3. Дизели Д-243, Д-245 и их модификации. Руководство по эксплуатации 243-0000100РЭ. – Мн.: Минский моторный завод, 2009. – С. 50.
4. Гречихин Л.И. Двигатели внутреннего сгорания. Физические основы технической диагностики и оптимального управления. Мн.: Навука і тэхніка, 1995. – С. 270.
5. Luo Lang, Piphon Michael J., Ambs Jeffrey L., Rittelson David B. Particle growth and oxidation in directinjection diesel engine /SAE Techn. Pap. Ser. 1989. № 890580. P. 1-10.3.
6. Головин Ю.И. Введение в нанотехнику.- М.: Машиностроение, 2007. – С. 496.
7. Плазменно-вакуумные покрытия: Монография / Ж.А. Мрочек, А.К. Вершина, С.А. Иващенко и др. – Мн.: УП «Технопринт», 2004. – С. 369.
8. Гречихин Л.И. Плотноупакованное состояние – основа нанотехнологий. Доклад на XIX Международной научно-технической конференции «Машиностроение и техносфера XXI века» Севастополь, 17-22 сентября 2012 г.
9. Гречихин Л.И., Лапцевич А.А., Куць Н.Г. Аэродинамика летательных аппаратов. – Мн.: «Право и экономика», 2012. – 285 с..
10. Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателем внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1989. – 416 с.
11. Kim Sung Chul, Kim Min Soo, Hwang In Chul, Lim Tae Won. Performance evaluation of CO₂ heat pump system for full cell vehicles considering the heat exchanger arrangements. /Ins. J. Refrig. 2007. 30. № 7. P. 1195-1206.
12. Гречихин Л.И., Куць Н.Г. Водяное охлаждение двигателя внутреннего сгорания. /Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за галузями знань «Машинобудування та металообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та матеріалознавство»). 2011. Вип. 32. С. 109-117.

УДК621.791: 546.261

В.Г. Лебедев, Н.Н. Клименко, С.А. Аль-Аджелат

Одесский национальный политехнический университет

МЕХАНИЗМ ОБРАЗОВАНИЯ ПРИЖОГОВ ПРИ ШЛИФОВАНИИ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ЗАКАЛЕННЫХ СТАЛЕЙ

Рассматриваются вопросы аналитического и экспериментального определения термодинамических явлений при шлифовании закаленных сталей. Рассматриваются закономерности формирования фаз и структур, в поверхностном слое шлифуемой детали.

Ключевые слова: *шлифование, фазовые превращения.*

Введение. Опыт шлифования деталей, изготовленных из цементированных и закаленных сталей, а также деталей, поверхность которых была подвержена поверхностной закалке, показывает, что весьма распространенным видом брака при этой операции являются тепловые дефекты, вызываемые высокой контактной температурой шлифования – прижоги и трещины поверхностного слоя.

Цель исследования – используя аналитические и экспериментальные возможности, создать модель или математическое описание механизма фазово-структурных превращений в поверхностном слое шлифуемой детали.

Задачи исследования

1. Проанализировать фазовые и структурные превращения (ФСП) в поверхностном слое детали под действием контактной температуры шлифования и причины, вызывающие высокие значения напряжений в поверхностном слое и причины вызывающие трещины.

2. Проанализировать и математически описать механизмы образования (ФСП) в поверхностном слое детали.

3. Определить предельные температуры поверхности, которые не приводят к ФСП.

Исследования.

Образование прижогов закалки. Наиболее часто тепловые шлифовочные дефекты образуются у цементруемых, улучшаемых высокоуглеродистых сталей, низко и среднелегированных, со структурой мартенсита или отпущенного мартенсита [1,2,3]. При быстром нагреве температурой шлифования поверхности шлифуемой детали из закаленной стали выше линии A_{c1} мартенситная структура поверхностного слоя переходит в аустенитную структуру, то есть имеет место обратное мартенситное превращение. Это превращение тем более облегчается, что в результате больших удельных давлений, оказываемых абразивными зёрнами на поверхность металла, точка A_{c1} снижается в область низких температур [1].

После быстрого нагрева поверхностного слоя следует его быстрое охлаждение со скоростями, значительно превышающими критические скорости закалки. Точки M_k у этих сталей в большинстве своем находятся ниже 20°C , то есть ниже температуры, до которой охлаждается металл при шлифовании. В результате этого мартенситные превращения происходят не полностью, вследствие чего в поверхностном слое фиксируется структура аустенита вторичной закалки, получившая название шлифовочного прижога закалки.

Окончательное охлаждение аустенитной структуры происходит в интервале температур от 100 до 20°C , то есть процесс охлаждения заканчивается между точками M_n и M_k , таким образом, температурный интервал до конца мартенситного превращения не перекрывается, что обуславливает неполноту этого превращения и фиксацию значительной части аустенита.

Условия образования прижогов закалки и отпуска при шлифовании показаны на рис. 1.

Прижог закалки образуется по схеме превращения: мартенсит-нагрев-аустенит-охлаждение-фиксация аустенита.

Если рассматривать превращения мартенсита в аустенит при шлифовании закаленной стали, то здесь можно выделить две принципиально разные схемы превращения:

1. Диффузионное превращение по схеме мартенсит-перлит-аустенит.
2. Бездиффузионное превращение по схеме мартенсит-аустенит.

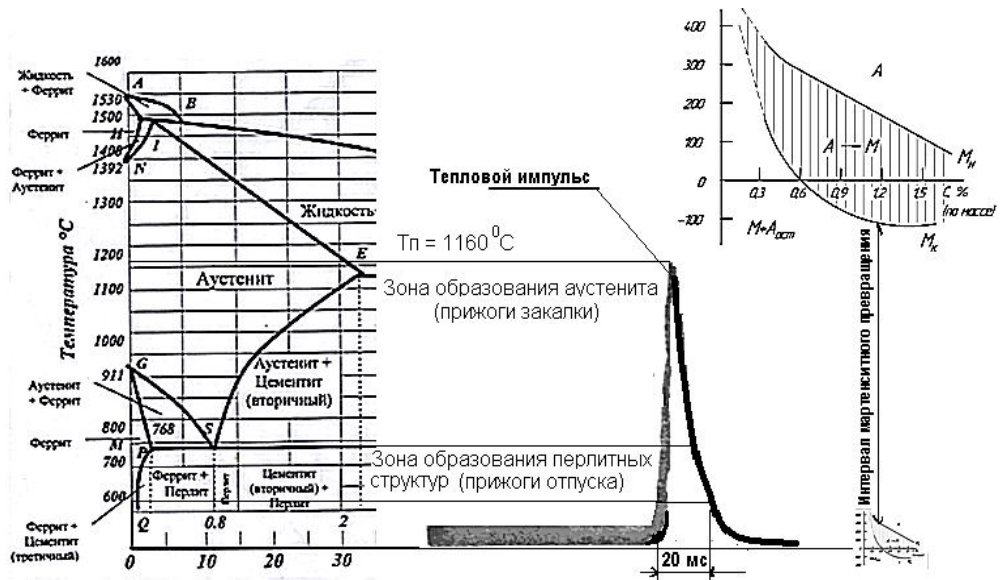


Рис. 1. Условия образования прижогов закалки и отпуска при шлифовании

Кристаллическая решетка мартенсита показана рис. 2.

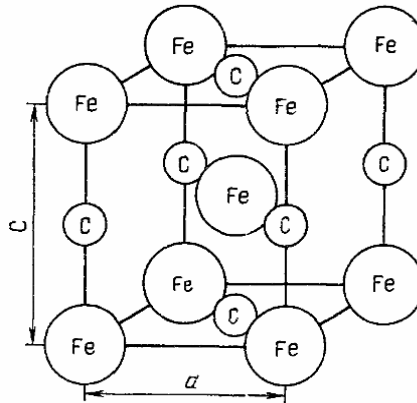


Рис. 2. Объемоцентрированная тетрагональная решетка углеродистого мартенсита. Все междуузья по вертикальной оси заняты атомами углерода

Первая схема – диффузионное превращение предполагает выход углерода из кристаллической решетки в зоне температур отпуска (см. рис. 1). При дальнейшем повышении температуры происходит $\alpha \rightarrow \gamma$ превращение и растворение углерода в γ железе, т.е. образование аустенита. Минимальное время, необходимое для выхода атомов углерода из тетрагональной решетки мартенсита углеродистой нелегированной стали составляет около 10^{-6} с [4].

Критическая средняя скорость нагрева, при которой еще возможны диффузионные превращения для эвтектоидных углеродистых сталей составляет $2,2 \cdot 10^6$ °C/c [1,2]. Для доэвтектоидных сталей она несколько ниже, а для заэвтектоидных несколько выше.

В настоящей работе получены следующие теоретико-экспериментальные зависимости, для температуры образования аустенита по диффузионной схеме

$$T_{A1ск} = T_{A1} \cdot v_u^{0.1} \tag{1}$$

где $A_{1ск}$ – температура точки A_1 при скоростном нагреве, A_1 – температура точки A_1 при стационарном нагреве в соответствии с диаграммой состояния Fe – Fe₃C. v_u – скорость перемещения теплового источника по поверхности детали.

Бездиффузионная схема обратного мартенситного превращения предполагает только сдвиг кристаллической решетки. Время этого сдвига оценивается в работе [5] как 10^{-11} с. Следовательно, прижоги закалки по этой схеме возможны даже при минимальном времени теплового воздействия на металл отдельных абразивных зерен.

Для температуры образования аустенита по бездиффузионной схеме, можно использовать выражение: [1.2]

$$T_{A1\text{сноп}} = 20 \cdot v_n^{0.025} + T_{A1} \quad (2)$$

Образование прижогов отпуска. Образование прижогов отпуска происходит во время третьего превращения отпуска, когда углерод выходит из решетки мартенсита полностью. С одной стороны образуется чистый феррит, а с другой одновременно протекает реакция выделившегося углерода с ферритом, в результате чего получается цементит. В результате образуется феррито-цементитная смесь, которая называется перлит.

Процесс образования перлита из мартенсита можно рассматривать как процесс зарождения перлитных центров с последующим их ростом.

Решая дифференциальное уравнение диффузии [1], можно определить температуры образования прижогов отпуска в зависимости от конкретных условий шлифования (Рис. 3).

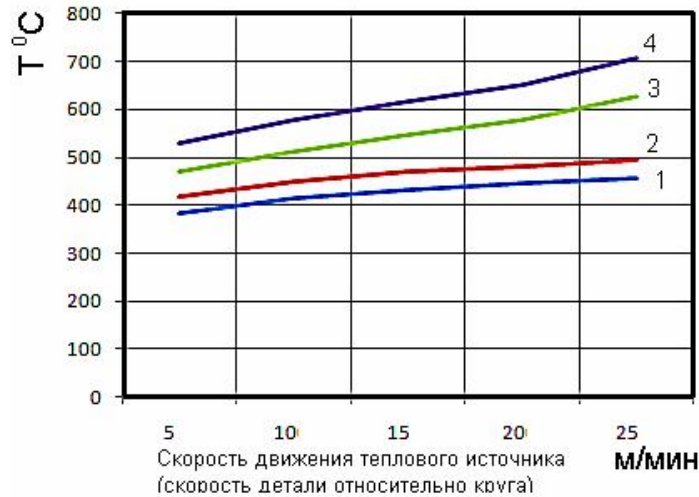


Рис. 3. Залежності температури утворення перліту (температура утворення прижогов відпуску) від швидкості руху теплового джерела та хімічного складу шліфуючої сталі:

1-сталь45; 2-У8; 3-12Х2Н4А (цементация+закалка); 4- 9ХС

Выводы.

1. При быстром нагреве температурой шлифования поверхности детали из закаленной стали выше линии A_{c1} , мартенситная структура поверхностного слоя переходит в аустенитную. После быстрого нагрева поверхностного слоя следует его быстрое охлаждение со скоростями, значительно превышающими критические скорости закалки, однако мартенситные превращения происходят не полностью, поскольку точки M_k у этих сталей в большинстве своем находятся ниже 20°C , то есть ниже температуры, до которой охлаждается металл при шлифовании. Вследствие этого интервал мартенситного превращения не перекрывается и в поверхностном слое фиксируется структура аустенита вторичной закалки, получившая название шлифовочного прижога закалки.

2. Образование прижогов отпуска происходит во время третьего превращения отпуска, когда углерод выходит из решетки мартенсита полностью. При шлифовании заэвтектидных сталей температура третьего превращения выше, чем при шлифовании доэвтектидных сталей, особенно если эти стали легированы карбидообразующими элементами.

1. Аль-Аджейлат С.А. Формирование прижогов отпуска при шлифовании направляющих тяжелых прессов кругами из КНБ / С.А. Аль-Аджейлат, В.Г. Лебедев // Одесса, Научно-виробничий журнал. 2007. № 4. – С. 128-150.
2. Аль-Аджейлат С.А. Энергетические условия образования прижогов закалки при шлифовании направляющих тяжелых прессов кругами из КНБ / С.А. Аль-Аджейлат, В.Г. Лебедев // Одесса, Проблемы техники. Научно-виробничий журнал., 2008. № 1 – С. 130-152.
3. Клименко Н.М. "Дослідження процесу обробки деталей з покриттями з плакованого карбиду титана // дис. к.т.н., Одесса, ОНПУ, 2005.
4. Гуляев А.П. Металловедение. – Москва: Металлургия, 1988.
5. Лыков А.В. Теория теплопроводности. – Москва: Высшая школа, 1967.

УДК 621.791

В.Г. Лебедев, Т.В. Чумаченко

Одесский национальный политехнический университет

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ КЕРАМИЧЕСКОГО СЛОЯ НАПЫЛЕННОГО НА ВАЛЫ ТУРБИН ПРИ ШЛИФОВАНИИ КРУГАМИ ИЗ КНБ

Рассматриваются вопросы аналитического и экспериментального определения условий образования трещин при шлифовании напыленного керамического слоя кругами из КНБ. Рассматриваются закономерности формирования текстуры поверхностного слоя шлифуемой детали.

Ключевые слова: *шлифование, керамический слой, трещины.*

Введение. Современное развитие многих областей техники связано с использованием газотурбинных установок (ГТУ). Одной из главных деталей ГТУ является вал с крыльчаткой, особенностью работы которого являются жесткие эксплуатационные условия: частота вращения 50...80 000 об/мин, высокая рабочая температура (до 600 °С), агрессивная среда, интенсивное трение шеек валов роторов. Надежность и ресурс газотурбинных установок в значительной мере зависят от эксплуатационных характеристик шеек вала. В связи с этим на практике необходимо применять упрочнение шеек валов роторов ГТУ таким образом, чтобы они надежно противостояли тяжелым условиям эксплуатации. Одним из наиболее эффективных способов упрочнения может быть напыление на поверхности шеек износостойчивого поверхностного минералокерамического слоя.

Исследования и опыт эксплуатации керамических пар трения, которыми занимаются фирмы FIAT, Деста, Аспект модификатор, Универсальный модификатор, СУРМ, Гретерин, Римет, Fenom, ER, Хадо, FORSAN, Супротек и др., свидетельствуют о возможности получения аномально низких коэффициентов трения (0,003...0,007) и обеспечения долговечности рабочего состояния при высоких эксплуатационных температурах и агрессивных средах.

Необходимая точность (6 квалитет) и шероховатость поверхности шеек валов Ra = 0,63...0,32 (8в - 9а класс) достигается при шлифовании напыленной минералокерамики кругами из кубического нитрида бора (КНБ). Однако даже при малопроизводительных режимах обработки напыленный минералокерамический слой склонен к образованию трещин.

Цель исследования – используя аналитические и экспериментальные возможности, создать модель или математическое описание механизма образования и развития трещины в напыленном поверхностном слое шлифуемой детали.

Задачи исследования:

1. Проанализировать термомеханическое взаимодействие напыленного керамического слоя с металлом основания при шлифовании, значения возникающих напряжений в поверхностном слое и возможность образования трещин.

2. Проанализировать механизмы образования структуры напыленного слоя на поверхности детали и влияние этой структуры на трещинообразование.

Исследования. При шлифовании напыленного керамического слоя на каждое зерно круга действуют реакции сил резания, а также силы трения о зерно сходящего напыленного материала. В результате возникновения сил различной природы образования в напыленном керамическом слое к существующим напряжениям структуры (пористости) могут присоединяться как силовые напряжения, так и температурные:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_T + \sigma_P + \sigma_{стр} \quad (1)$$

где $\sigma_T, \sigma_P, \sigma_{стр}$, МПа – соответственно температурные, силовые, структурные напряжения.

Анализируя каждую из составляющих суммарного напряжения, необходимо прийти к численным результатам составляющих суммарного напряжения. При шлифовании керамики не происходят фазово-структурные превращения, поэтому составляющая $\sigma_{стр}$ из анализа сразу исключается.

Теплофизические характеристики, в частности коэффициенты теплопроводности керамики и основного металла, резко отличаются друг от друга, поэтому существует угроза отслаивания керамического слоя от металла основания при шлифовании. Поэтому необходимо провести исследование термомеханического взаимодействия слоя и основного металла, так как степень этого взаимодействия может служить причиной шлифовочного брака. Следует отметить, что образование трещин поверхностного слоя и отслаивание может вызываться действием как сил резания, так и термическим фактором шлифования.

Термический фактор, который является следствием возникающего теплового потока, может приводить к образованию трещин на поверхности, по глубине напыленного слоя и на границе напыленного слоя и металла детали. В этом случае, если напряжения достаточно велики, также возможно отслаивание напыленного слоя.

Формирование структуры поверхностного слоя при напылении. Структура минералокерамического слоя, напыленного на шейки вала ротора газовой турбины [12, 14], отличается от обычной керамики. Это отличие вызвано самой сущностью процесса напыления и требованиями, которые предъявляются к напыленному слою. С одной стороны, необходимо обеспечить максимальную прочность сцепления слоя с основой, а с другой – необходимо обеспечить достаточную пористость слоя для хорошего удержания смазки. Получить такие свойства, используя один режим напыления, невозможно. Поэтому керамический слой напыляется в три прохода. Первый проход осуществляется при достаточно высокой силе тока (320 А), в результате чего происходит напыление с оплавлением. У такого керамического слоя пористость незначительна или приближается к нулю. Этот слой обеспечивает повышенную прочность сцепления (50 МПа) напыленной керамики с основой и служит подслоем. Второй слой напыляется при более низких значениях силы тока (280 А). При этом образуется умеренная пористость напыленного слоя (7 - 10%). Третий слой – при достаточно низких значениях силы тока (260 А), что обеспечивает повышенную пористость (15% - 18%).

Такая технология напыления, с одной стороны, обеспечивает достаточно прочное сцепление напыленного слоя с основой, а с другой – максимально уменьшает его хрупкость и увеличивает способность удерживать смазку. Поэтому напыленный керамический слой имеет переменный коэффициент теплопроводности от поверхности в глубину, причем на поверхности напыленного слоя коэффициент теплопроводности имеет минимальные значения, а в нижней части – максимальные.

Таким образом, структура напыленного слоя обладает разной пористостью по глубине и соответственно, разной теплопроводностью, теплоемкостью и плотностью. Это обстоятельство следует учитывать при аналитических исследованиях, необходимых для определения остаточных напряжений в напыленном слое, которые могут приводить к трещинам.

Следует отметить, что как для оценки механического воздействия зерен абразивного круга на шлифуемый слой, так и для разработки тепловой математической модели, необходимо знать силы резания P_u и P_z . Первая нужна для сравнения напряжений сжатия, которые вызывает эта сила с допустимыми напряжениями на сжатие керамического слоя. Вторая сила P_z необходима для сравнения напряжений, вызываемых ею с пределом прочности на отрыв керамического слоя от основы. Кроме того, составляющая P_z необходима для определения мощности резания в [Н·м/с] = [Вт] [1]:

$$Q = P_z \cdot V_k, \quad (2)$$

где P_z – тангенциальная составляющая силы резания, Н; V_k – скорость круга, м/с.

При плазменном напылении поверхностный слой формируется не как единое целое, когда жидкая керамика превращается в твердую и одновременно идут процессы стеклования и кристаллизации, а из мельчайших капель жидкой керамики. В нашем случае образуется структура, похожая на зернистую структуру металла. На рис.1 представлена растрово электронно-микроскопическая (РЭМ) фотография поверхности пористого керамического слоя, полученная с помощью программно-аппаратного комплекса, состоящего из РЭМ «Hitachi S-800», соединенного через интерфейсный блок с IBM современным персональным компьютером [3].

Аналитическая оценка сил резания и временных напряжений при шлифовании кругами из КНБ. Теоретический расчет сил резания при шлифовании керамики в значительной степени затруднен, поскольку законы стружкообразования при резании керамики зерном из КНБ практически не изучены.

Е.Н. Маслов, С.Г. Редько, В.Г. Лебедев [7,10,5] в своих работах аналитически исследовали режущую часть зерна, которая может быть представлена в виде пирамидки, поверхности конуса или в виде поверхности шара. Эти модели дают возможность определять силу P_y по глубине вдавливания зерна, а затем по известным соотношениям между силами P_y и P_z с достаточной степенью точности определяется P_z .

Если взять модель зерна в виде пирамидки, то сила P_y определяется по формуле

$$P_y = \frac{H \cdot M}{2}, \quad (3)$$

где M – площадь поверхности пирамидки, вдавленной в металл; H – микротвердость $\text{H}/\text{м}^2$.

Если принять модель режущей части зерна в виде поверхности шара, то можно значение силы вдавливания P_y получить исходя из следующих соотношений:

$$P_y = H \cdot \pi (h^2 + 2h(2R - h)), \quad (4)$$

где h – толщина снимаемой стружки или глубина вдавливания зерна в керамику; R – радиус закругления режущей части зерна.

Если принять модель режущей части в виде конуса, то значение силы вдавливания P_y возможно получить исходя из таких соотношений:

$$P_y = H \cdot \pi \cdot h \cdot \text{tg } 60^\circ (h \cdot \text{tg } 60^\circ + \frac{h}{\sin 60^\circ}). \quad (5)$$

Анализ моделей, выполненный путем расчета сил вдавливания P_y , показал, что изменение расчетных значений сил при разной глубине шлифования достаточно близки друг к другу (рис.2).

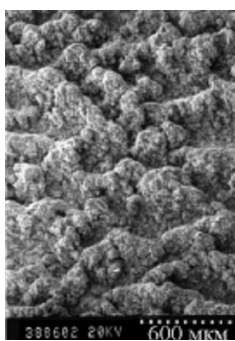


Рис. 1. Структура поверхности керамики, $\times 500$

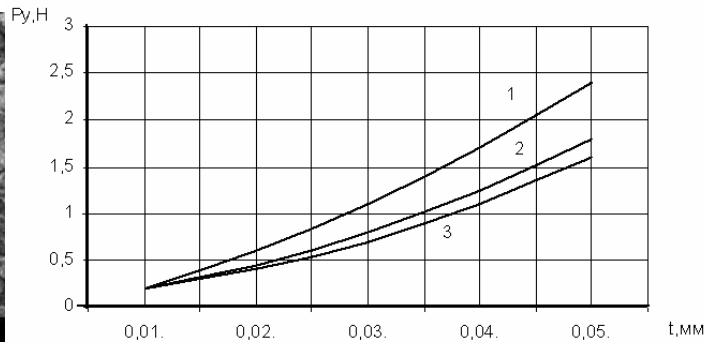


Рис. 2. Изменение расчетных значений силы P_y от глубины шлифования в зависимости от принятой модели формы режущей части зерна: 1- конус, 2 – шар, 3- пирамида

Модель режущей части зерна в виде шара более адекватно отражает происходящий процесс, поскольку включает в себя радиус закругления режущей части зерна.

Если принять по данным источников [8, 6],

$$P_z = 0,55 P_y, \quad (6)$$

то можно сказать, что

$$P_z = 0,55 \cdot H \cdot \pi (h^2 + 2h(2R - h)). \quad (7)$$

Следовательно, величину силы резания P_z можно определить, зная радиус закругления зерна, зависящий от зернистости, и глубину вдавливания абразивного зерна или среднее сечение стружки, снимаемое этим зерном.

Толщина среза одним зерном или величина углубления зерна в металл выражается формулой

$$h = \frac{t}{n_{pz}} = \frac{20 \cdot t \cdot v_d \cdot I_{\phi}}{v_{kp} \cdot \sqrt{D \cdot t}}. \quad (8)$$

Соответственно сила резания единичным зерном и временные напряжения сжатия – формулами (9) и (10)

$$P_{yed} = 3H\sqrt{2h^3R_z} ; \tag{9}$$

$$\sigma_{ed} = \frac{P_{yed}}{2\pi R_z h} , \tag{10}$$

где Vd – скорость детали, м/с; $l\phi$ – фактическое расстояние между режущими зёрнами, м [13]; $V_{кр}$ – скорость шлифовального круга, м/с; D – диаметр круга, м; P_y – составляющая силы резания (сила вдавливания), Н; H – микротвердость слоя, Н/м²; h – толщина стружки, снимаемая зёрном, м; t – глубина резания, м; R_z – радиус закругления режущей части зёрна, м.

Графики изменения единичных сил P_{yed} и временных напряжений сжатия σ_{ed} показаны на рис.3 и 4.

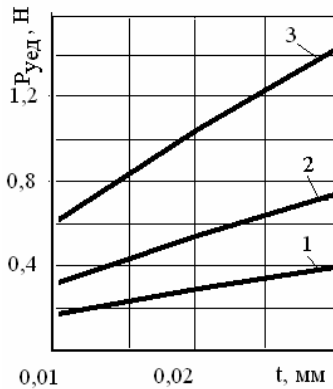


Рис. 3. Зависимость силы резания P_{yed} от глубины шлифования t кругами с зернистостью: 1 – 160/100; 2 – 50/160; 3 – 400/250

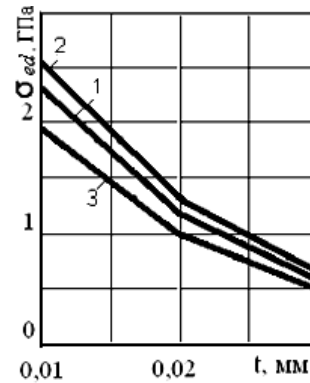


Рис. 4. Зависимость напряжений σ_{ed} от глубины шлифования t кругами с зернистостью: 1 – 160/100; 2 – 50/160; 3 – 400/250

В [7, 10, 2] отмечено, что при резании в процессе шлифования принимают участие порядка 11 % зёрен из тех, что находятся на поверхности круга. Однако приведенные данные охватывают только абразивные круги. Для кругов из синтетических сверхтвёрдых материалов таких данных нет, хотя они весьма важны для аналитического исследования процесса шлифования. Знание этих величин позволило рассчитать производительность процесса шлифования, суммарные силы резания и контактные температуры. В настоящей работе для определения указанных величин использовался метод регистрации тепловых импульсов от каждого режущего зёрна с помощью полупроводниковой микротермопары,[11].

Значения суммарных временных напряжений сжатия σ (МПа) от режимов обработки при шлифовании керамики Al_2O_3 кругом ЛО20100 % СМ1К7 представлены на рис. 5.

Временные напряжения сжатия от единичных сил резания P_y определяются по формуле [9]

$$\sigma = \frac{P_{yed}}{F_{зерна}} , \tag{11}$$

где P_{yed} – составляющая силы резания, Н; $F_{зерна}$ – площадь поверхности зёрна, находящаяся в контакте с материалом.

Временные напряжения сжатия, полученные от суммарных сил резания P_y , определяются по формуле [9]

$$\sigma = \frac{P_y}{F} = \frac{P_y}{S_{non} \sqrt{D_k \cdot t}} , \tag{12}$$

где P_y – составляющая силы резания, Н; S_{non} – поперечная подача, м/ход; D_k – диаметр круга, м; t – глубина шлифования, м.

Величины временных напряжений сжатия от суммарных сил P_y , определенные аналитически, показаны на рис.5.

Сопоставляя полученное значение теоретического напряжения сжатия σ (ГПа) с пределом прочности керамического слоя на сжатие, можно сделать вывод, что временные напряжения под действием силы P_{yed} не могут вызвать трещин керамического слоя, так как их максимальные расчетные значения в 1,3...1,5 раза меньше предела прочности керамики на сжатие ($\sigma_{дон} = 3$ ГПа).

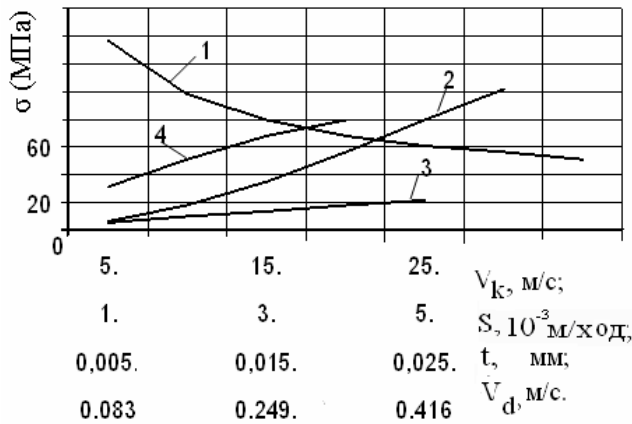


Рис. 5. Расчетные зависимости значений напряжений сжатия σ (МПа) от суммарных сил P_y при шлифовании керамики Al_2O_3 кругом из КНБ марки ЛО20100 % СМ1К7. 1 – $P_y = f(V_k)$, 2 – $P_y = f(S_{non})$, 3 – $P_y = f(t)$, 4 – $P_y = f(V_d)$, режимы шлифования:
 $V_k = 30 \text{ м/с}$, $S = 10^{-3} \text{ м/ход}$,
 $t = 1 \cdot 10^{-5} \text{ м}$, $V_d = 0,166 \text{ м/с}$

Как видно из приведенных расчетов, максимальное напряжение составляет величину порядка 2 ГПа (рис. 4). Прослеживается увеличение значений напряжений с уменьшением зернистости круга и глубины резания. Однако эти напряжения являются меньшими, чем допустимые на сжатие керамики, которые по данным работ Н.А. Малининой, С.Н. Кулькова, С.П. Буюкова [4] составляют 3 ГПа. Временные напряжения вызываемые суммарными силами резания составляют величину порядка 150 Мпа, т.е. на несколько порядков ниже предела прочности керамики на сжатие. Следовательно, при шлифовании разрушений керамического слоя под действием временных сжимающих напряжений произойти не может.

Выводы.

1. Учитывая изложенный материал и то, что процесс шлифования происходит без ударов, можно утверждать, что динамика процесса шлифования не оказывает существенного влияния на образование трещин

2. Аналитическое исследование процесса шлифования показало, что под действием единичных сил P_y могут возникать напряжения сжатия, достигающие до 1...2 ГПа. Однако предел прочности керамики на сжатие значительно выше, поэтому под действием этих сил трещины поверхностного слоя образовываться не могут.

3. Пористость напыленного керамического слоя (15%) увеличивает стойкость слоя к образованию трещин, обеспечивая квазивязкую деформацию этого слоя и при вскрытии поры зерном резко (в десятки раз) снижая напряжение, действующее на керамический слой внутри поры.

4. Проведенный анализ возможностей образования трещин под действием единичных и суммарных сил P_y показывает, что появление трещин крайне маловероятно.

1. Евсеев Д.Г. Физические основы процесса шлифования / Д.Г. Евсеев, А. Н. Сальников. – Саратов: изд-ва Саратов. ун-та, 1978. – 128 с.
2. Жабокрицкий Р.А. Экспериментальное определение температур в зоне шлифования металлов: автореф. дис. на получение ученой степени к.т.н.: спец. 05.02.08 «Технология машиностроения» / Р.А. Жабокрицкий. – Куйбышев, 1973. – С. 23.
3. Калита В. И. Трехмерные капиллярно-пористые покрытия / В. И. Калита, В. Н. Соколов, В.А. Парамонов // Физика и химия обработки материалов. – 2000. – № 4. – С. 55 – 61.
4. Кульков С.Н. Негуковское поведение пористого диоксида циркония при активной деформации сжатием / С.Н. Кульков, В.И. Калита, С.П. Буюкова // Журн. техн. физики. – 2002. – Т. 72, № 3. – С. 38 – 42.

5. Лебедев В. Г. Технологические основы управления качеством поверхностного слоя при шлифовании: дис. д.т.н.: спец. 05.02.08 «Технология машиностроения» / В.Г. Лебедев. – Одесса., 1991. – 268 с.
6. Лебедев В. Г. Компонентный состав напыленных керамических слоев и его влияние на трещиностойкость при шлифовании / В. Г. Лебедев, Т. В. Чумаченко // Тр. Одес. политехн. ун-та. – 2005. – Вып. 2 (42). – С. 82 - 84.
7. Маслов Е. Н. Теория шлифования материалов / Е. Н. Маслов. – М. : Машиностроение, 1984. – 320 с.
8. Пат. 13932 Україна, F01M9/00. Спосіб подачі мастильно-охолоджуючої рідини / Чумаченко Т.В., Лебедев В.Г., Зайцев О.М., Уряднікова І. В. – № 10864 ; заявл. 17.11.05 ; опубл. 17.04.06, Бюл. № 4 .
9. Редько С. Г. Процессы теплообразования при шлифовании металлов / С.Г. Редько. – Саратов: Изд-во Саратов. ун-та, 1986. – 231 с.
10. Пат. 7676 Україна, В 22 F 7/00 В 05 В 7/20. Склад для газотермічного напилення поверхонь металевих деталей / Чумаченко Т. В., Лебедев В. Г.— № 20040705768 ; заявл. 13.07.04 ; опубл. 15.07.05, Бюл. № 7.
11. Чумаченко Т. В. Технологічне забезпечення якості і продуктивності обробки поверхонь шийок валів роторів газових турбін, напилених мінералокерамікою: дис. к.т.н.: спец.05.02.08 «Технологія машинобудування» / Т.В. Чумаченко. – Одесса., 2011. – 163 с.
12. Хрульков В. А. Механическая обработка деталей из керамики и ситаллов / В. А.Хрульков, В. А. Городеей, А.Я. Головань. – Саратов: Изд-во Саратов. ун-та, 1975. – 185 с.
13. Чумаченко Т. В. Фактическое расстояние между режущими зернами в эльборовом круге /Т. В. Чумаченко, В. Г. Лебедев // Проблемы техники. – 2009. – № 2. – С. 124 – 135.
14. Шевченко В. Я. Введение в техническую керамику / В.Я. Шевченко. – М. : Наука, 1993. – 112 с.

УДК 621.92.01

Н.В. Лищенко, В.П. Ларшин

Одесский национальный политехнический университет

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ПРИ ШЛИФОВАНИИ ПРЕРЫВИСТЫМИ И ВЫСОКОПОРИСТЫМИ КРУГАМИ

Разработана и исследована математическая модель температурного цикла прерывистого и высокопористого шлифования, включающая температурные микроциклы шлифования от воздействия режущих выступов и отдельных зерен шлифовального круга, соответственно. Сформулированы условия обеспечения преемственности математической модели для прерывистых и высокопористых шлифовальных кругов.

Постановка проблемы. При шлифовании (например, плоском) зона контакта круга с заготовкой представляет собой прямоугольную полоску шириной $2h$ (мм), которая перемещается относительно заготовки со скоростью детали V_d (м/мин). Радиус кривизны этой полоски равен половине диаметра шлифовального круга, что намного превышает величину $2h$. Поэтому кривизной полоски контакта в расчетах температуры шлифования пренебрегают. Выделяющаяся в зоне контакта тепловая энергия приводит к возрастанию температуры обрабатываемой поверхности в каждой её точке по мере перемещения шлифовального круга в направлении вектора скорости детали. Время τ , в течение которого каждая точка обрабатываемой поверхности находится в зоне действия «теплосоздающей» подвижной полоски, назовём временем действия теплового источника, которое изменяется в интервале $0 \leq \tau \leq \tau_H$. Это время, например, для схемы плоского шлифования, определяют по формуле

$$\tau_H = \frac{2h}{V_d} = \frac{\sqrt{Dt}}{V_d}, \quad (1)$$

где D – диаметр шлифовального круга, мм; t – глубина резания при шлифовании, мм.

В теплофизических расчетах принимают во внимание либо две пространственные координаты (x, z) , либо одну (x) координату теплофизической схемы. Первый случай (две координаты x, z) и подвижный со скоростью V полосовой источник тепла без охлаждения и при наличии принудительного охлаждения рассмотрен в ряде работ, например, в работе [1]. Второй случай (одна координата x) с учетом и без учета принудительного охлаждения рассмотрен в наших работах, например, в работе [2]. При одно- (одна координата x) и двумерной (две координаты x, z) теплофизическим схемам тепловое поле в рассматриваемой точке обрабатываемой поверхности создается, соответственно, неподвижным плоским тепловым источником, действующим на поверхности полубесконечного тела в течение времени τ_H и подвижным плоским тепловым источником шириной $2h$, который перемещается относительно этой точки в направлении координаты z в подвижной системе координат, связанной с подвижным источником тепла. Показано [2], что различие в результатах определения температуры шлифования по одно- и двумерной теплофизическим схемам незначительно (до 10 %) при прочих одинаковых условиях, как при наличии принудительного охлаждения, так и без него. Поэтому целесообразно при технологическом проектировании и технологической диагностике процесса шлифования пользоваться одномерной теплофизической схемой с линейным тепловым потоком. В соответствии с этой схемой тепловое поле создается вследствие движения по координате x теплового потока, векторы плотности которого являются параллельными [2].

Температуру в зоне шлифования можно регулировать, если шлифование производить с определенными многократными на временном интервале $0 \leq \tau \leq \tau_H$ перерывами во времени. Это позволяет изменить характер температурного поля и максимальную величину температуры в зоне контакта, когда прерывистый периодический нагрев обрабатываемой поверхности чередуется с его отсутствием. Такой процесс можно осуществить при шлифовании специальными кругами, имеющими на рабочей поверхности ряд чередующихся выступов и впадин определенной протяженности, которые попарно образуют микроциклы нагрева (выступ) и охлаждения (впадина). Например, если длина режущего выступа шлифовального круга l_1 , а впадины l_2 , то

период времени нагрева зоны контакта $T_1 = l_1/V_{кр}$, где $V_{кр}$ – линейная скорость вращения ПШК, каждый раз чередуется с соответствующим периодом времени охлаждения $T - T_1 = l_2/V_{кр}$ (рис.1).

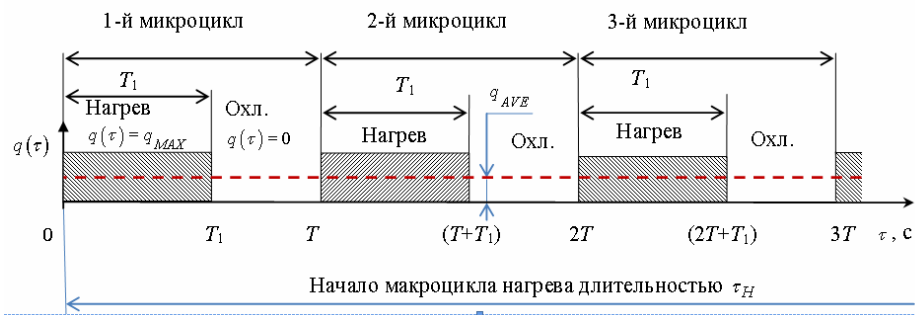


Рис.1. Пульсирующий тепловой поток с плотностью $q(\tau)$: $0T_1$ и T_1T - интервалы времени нагрева и охлаждения (отсутствия нагрева), образующие микроциклы прерывистого шлифования с периодом микроцикла T

Во время работы режущего выступа (нагрев) в зоне контакта действует тепловой поток $q(\tau) = q_{MAX}$, а во время отсутствия резания (охлаждение) – $q(\tau) = 0$ (рис.1). Таким образом, тепловой поток, воздействующий на обрабатываемую поверхность, можно представить в виде следующей ступенчатой функции [3]

$$q(\tau) = \begin{cases} 0, & t < 0, \\ q_{MAX}, & nT < \tau < nT + T, \quad n = 0, 1, \dots \\ 0, & nT + T_1 < \tau < (n+1)T, \quad n = 0, 1, \dots \end{cases}$$

Непрерывная последовательность микроциклов располагается на участке одного макроцикла нагрева, длительность которого как для сплошного, так и для прерывистого круга определяется временем действия теплового источника – зоны контакта при шлифовании τ_H , которое можно определить по формуле (1).

По мере увеличения числа N режущих выступов на периферии круга увеличивается количество микроциклов шлифования при одновременном уменьшении периода T каждого микроцикла (рис.1). При $180 \leq N \leq 350$ длина режущего выступа шлифовального круга l_1 становится равной габаритному размеру режущих зерен круга в интервале его зернистости 25...50, а длина впадины l_2 , становится равной расстоянию между режущими зёрнами. Это подтверждается данными, приведенными в работе [4], в которой показано, что среднее расстояние между режущими зёрнами на рабочей поверхности круга составляет 3,3...6,1 мм в интервале изменения радиальной силы 20...50 Н/см.

Следовательно, появляется возможность с единых позиций рассмотреть температурное поле при прерывистом (дискретном) шлифовании (рис.1): когда режущие выступы – искусственные образования на сплошном круге, и когда они – отдельные режущие зёрна круга. Для этого необходимо разработать условия обеспечения сопоставимости (преемственности) теплофизических расчётных схем. Применительно к высокопористым шлифовальным кругам (ВШК) такие условия разработать легче, поскольку можно допустить отсутствие влияния связки круга на потребляемую мощность резания.

Анализ последних достижений. В соответствии с известной методикой [5] входными параметрами, характеризующими температуру прерывистого шлифования $\theta^*(u, Fo_1, n)$, являются следующие величины: $u = \frac{Vh}{a}$, $Fo_1 = \frac{a\tau_1}{h^2} = \frac{al_1}{h^2V_{кр}}$ и $n = \frac{l_2}{l_1}$, где u – безразмерный комплекс скорости; Fo_1 – безразмерное время действия теплового импульса; a – температуропроводность обрабатываемого материала, м²/с.

Условием выбора геометрических параметров ПШК является предварительно заданная степень понижения температуры прерывистого шлифования. Среди указанных входных параметров геометрическим параметром круга является только $n = l_2/l_1$. Другие параметры (u и Fo_1) зависят также от режимов шлифования. Кроме того, в этой методике не учитывается, что

сравниваемые геометрические конструкции ПШК предназначены для совершения одной и той же работы резания. Поэтому в этой методике эквивалентные по температуре шлифования конструкции ПШК не обеспечивают одинакового съёма материала в единицу времени.

Что касается определения температурного поля от отдельных зёрен круга, то в работе [4] такая попытка делается с применением метода суперпозиции с учётом многократного действия источников – режущих зёрен, однако величину плотности теплового потока от действия режущего зерна находят расчётным путём через интенсивность напряжения, а не мощность резания.

Выделение нерешенных частей проблемы. Необходимо получить зависимость температуры прерывистого шлифования только от геометрических параметров ПШК, к числу которых относятся количество N режущих выступов на круге и их скважность (или коэффициент заполнения) на окружном шаге. Кроме того, в работе [5] не учитывается важное дополнительное условие, которое необходимо выдержать применительно ко всем сравниваемым по температуре шлифования ПШК. А именно: при изменении числа режущих выступов на круге и их скважности на периоде окружного шага объём снимаемого материала в единицу времени (показатель интенсивности шлифования) должен быть одним и тем же. Т.е. необходимо учитывать, что при нахождении впадины прерывистого круга в зоне контакта отсутствие теплового потока сопровождается отсутствием съёма материала, а это приводит к соответствующей дополнительной нагрузке на последующий режущий выступ круга и, как следствие, к дополнительной добавке (т.е. возрастанию) теплового потока на этом режущем выступе. В соответствии с предлагаемой методикой сформулировано условие постоянства интенсивности шлифования (работы шлифования), которое необходимо обеспечивать для всех сравниваемых между собой конструкций прерывистых кругов.

Условие постоянства интенсивности шлифования (объём удаляемого в единицу времени материала) на временном участке $0 \leq \tau \leq \tau_H$ д очевидно должно сопровождаться постоянством мощности, затрачиваемой на резание, которая может быть найдена из известного соотношения. Например, для плоского шлифования

$$P = q_{AVE} S_n \sqrt{Dt} ,$$

где P – измеренная мощность резания (средняя величина периодически изменяющейся мощности), Вт; q_{AVE} – средняя плотность теплового потока (рис. 1), Вт/м²; D – диаметр шлифовального круга, м; t – глубина резания, м; S_n – поперечная подача, м.

Следовательно, постоянство мощности шлифования при фиксированных режимных параметрах (t, S_n) и диаметре шлифовального круга (D) сопровождается постоянством плотности теплового потока. Поэтому указанное выше условие сравнения кругов (одинаковая работа резания шлифования), обеспечивается при постоянстве (для разных конструкций ПШК) удельного параметра q_{AVE} – средней плотности теплового потока.

Целью исследований является разработка методики определения температуры прерывистого и высокопористого шлифования при одинаковой интенсивности шлифования для разных геометрических параметров ПШК по мере увеличения числа N режущих выступов на круге. Причем увеличение N производят до такого их количества ($180 \leq N \leq 350$), при котором протяженность режущего выступа l_1 становится сопоставимой по величине с габаритным размером режущего зерна при обработке поверхности в тех же условиях высокопористыми шлифовальными кругами (ВШК). Для этого необходимо: разработать математическую модель для определения температуры дискретного (прерывистого и высокопористого) шлифования, выбрать и оптимизировать варьируемые геометрические параметры ПШК и размеры зёрен ВШК исходя из наименьшей температуры прерывистого и высокопористого шлифования.

Основной материал с обоснованием результатов. В качестве модели для определения температуры прерывистого шлифования использовано решение одномерного дифференциального уравнения теплопроводности при пульсирующем тепловом потоке на поверхности [3].

В этом решении установившаяся температура Θ_{SUM} от воздействия на поверхность полуограниченного тела прерывистого (импульсного) теплового потока состоит из двух составляющих, т.е.

$$\Theta_{SUM} = \Theta_R(q_{AVE}) + \Theta_P(q_{MAX}) \quad (2)$$

Первая составляющая $\Theta_R(q_{AVE})$ – непрерывно возрастает по величине и зависит от среднего уровня плотности теплового потока q_{AVE} , причём [3].

$$\Theta_R = \frac{2q_{AVE}}{\lambda} \sqrt{\frac{a\tau}{\pi}} = \frac{2q_{MAX}}{\lambda} \frac{T_1}{T} \sqrt{\frac{a\tau}{\pi}} \quad (3)$$

где τ – время действия теплового источника в интервале $0 \leq \tau \leq \tau_H$, с; $q_{AVE} = q_{MAX} \frac{T_1}{T}$ и q_{MAX} – средняя и максимальная за период микроцикла плотность теплового потока, Вт/м²; λ – теплопроводность обрабатываемого материала, Вт/(м·°C).

Вторая составляющая $\Theta_P = \Theta_P(q_{MAX})$ – импульсная периодическая, зависит от максимального уровня плотности теплового потока q_{MAX} и его протяжённости во времени на периоде микроцикла (рис.1), причём [3]:

в интервале $0 < p < s$ (нагрев)

$$\Theta_p = \frac{2q_{MAX}}{\lambda} \sqrt{\frac{aT}{\pi}} \left[(1-s)\sqrt{p} - \frac{1}{\sqrt{\pi}} I(s,p) \right], \quad (4)$$

в интервале $s < p < 1$ (охлаждение)

$$\Theta_p = \frac{2q_{MAX}}{\lambda} \sqrt{\frac{aT}{\pi}} \left[(1-s)\sqrt{p} - \sqrt{(p-s)} - \frac{1}{\sqrt{\pi}} I(s,p) \right], \quad (5)$$

где $s = \frac{T_1}{T}$ – коэффициент заполнения или величина обратная скважности прямоугольного

импульса теплового потока; $p = \frac{\tau}{T}$ – безразмерное (относительное) время в интервале микроцикла шлифования $0 \leq \tau \leq T$. В формулах (4) и (5) используется выражение [3]

$$I(s,p) = \int_0^{\infty} \frac{\left[(1-s)\exp(-\xi^2) - \exp\{-(1-s)\xi^2\} + s \right] \exp(-p\xi^2)}{\xi^2 \left[1 - \exp(-\xi^2) \right]} d\xi.$$

Математическая модель (2)...(5) для определения температуры от пульсирующего теплового потока позволяет определять эту температуру в любой момент времени на интервале времени установившихся значений температур. Недостатком этой модели является неопределённость этого временного интервала, который наступает после окончания переходного процесса установления температуры. Это сдерживает применение модели (2)...(5) для проектирования оптимальных конструкций ПШК и соответствующих рецептов ВШК.

Предлагается следующий подход к определению температурного поля при дискретном (прерывистом и высокопористом шлифовании) воздействии теплового потока. Известно, что при отсутствии принудительного охлаждения обрабатываемой поверхности к температурным полям от действия смещенных во времени дискретных источников тепла применим принцип суперпозиции: смещённые по времени температурные поля от дискретных источников тепла можно складывать путём суммирования температур в одних и тех же пространственных координатах. Сущность принципа суперпозиции применительно к прерывистому шлифованию заключается в следующем. Температурное поле от отдельного прямоугольного импульса теплового потока, действующего на интервале времени $0 \leq \tau \leq T_1$ (рис.1), может быть заменено суммой температурных полей от действия двух непрерывных по времени источников. Первый тепловой источник является положительным ($+q_{MAX}$). Он непрерывно действует на интервале времени $0 \leq \tau \leq \infty$. Вторым тепловым источником (сопрягаемый с первым источником) является отрицательным источником ($-q_{MAX}$). Он действует непрерывно на интервале времени $T_1 \leq \tau \leq \infty$. Такая методика представления одиночного импульса теплового потока известна применительно к одиночному интервалу времени действия теплового потока при обычном шлифовании сплошным кругом [2]. Длительность τ_H этого интервала характеризует макроцикл шлифования (рис.1). Применительно к прерывистому кругу такой способ представления одиночного импульса теплового потока

сохраняется, только вместо времени макроцикла τ_H используется время микроцикла T_1 . Такая попытка сделана в работе [6], однако величина плотности теплового потока в полученной зависимости является переменной. Это некорректно в связи с нарушением принципиального требования $q_{MAX} = const$, при котором получено решение соответствующего дифференциального уравнения для определения температуры шлифования.

Применяя принцип суперпозиции, например, для первых пяти микроциклов нагрева и охлаждения температурное поле описывается зависимостью, представляющей собой сумму пяти разностей. Обозначив $q_{MAX} = q$, получим выражение для температуры, вызванной воздействием первых пяти микроциклов шлифования $T_5 = T_5(q, \tau)$

$$\begin{aligned} T_5 = & \frac{2q}{\lambda} \left(\sqrt{a\tau} \cdot \operatorname{ierfc} \frac{x}{2\sqrt{a\tau}} - \sqrt{a(\tau-T_1)} \cdot \operatorname{ierfc} \frac{x}{2\sqrt{a(\tau-T_1)}} + \right. \\ & + \sqrt{a(\tau-T)} \cdot \operatorname{ierfc} \frac{x}{2\sqrt{a(\tau-T)}} - \sqrt{a(\tau-T-T_1)} \cdot \operatorname{ierfc} \frac{x}{2\sqrt{a(\tau-T-T_1)}} + \\ & + \sqrt{a(\tau-2T)} \cdot \operatorname{ierfc} \frac{x}{2\sqrt{a(\tau-2T)}} - \sqrt{a(\tau-2T-T_1)} \cdot \operatorname{ierfc} \frac{x}{2\sqrt{a(\tau-2T-T_1)}} + \\ & + \sqrt{a(\tau-3T)} \cdot \operatorname{ierfc} \frac{x}{2\sqrt{a(\tau-3T)}} - \sqrt{a(\tau-3T-T_1)} \cdot \operatorname{ierfc} \frac{x}{2\sqrt{a(\tau-3T-T_1)}} + \\ & \left. + \sqrt{a(\tau-4T)} \cdot \operatorname{ierfc} \frac{x}{2\sqrt{a(\tau-4T)}} - \sqrt{a(\tau-4T-T_1)} \cdot \operatorname{ierfc} \frac{x}{2\sqrt{a(\tau-4T-T_1)}} \right). \end{aligned} \quad (6)$$

Для ПШК общее количество импульсов n (число микроциклов прерывистого шлифования) на интервале времени нагрева $0 \leq \tau \leq \tau_H$ можно определить по формуле [6]

$$n = \frac{\sqrt{D} \cdot t \cdot V_{кр}}{V(l_1 + l_2)}. \quad (7)$$

На основе зависимости (6) для любого числа n методом суперпозиции может быть получена следующая рекуррентная формула для определения температуры $T = T(q, \tau)$ на участке нагрева

$$\begin{aligned} T = & \frac{2q}{\lambda} \left(\sum_{i=1}^n \sqrt{a[\tau - (i-1)T]} \cdot \operatorname{ierfc} \frac{x}{2\sqrt{a[\tau - (i-1)T]}} - \right. \\ & \left. - \sqrt{a[\tau - (i-1)T - T_1]} \cdot \operatorname{ierfc} \frac{x}{2\sqrt{a[\tau - (i-1)T - T_1]}} \right). \end{aligned} \quad (8)$$

Для построения графика зависимости температуры шлифования от времени (рис.2) по уравнениям (2)...(5) и (8) в среде MathCAD принимаем следующие исходные данные: $D = 390$ мм (из возможного интервала 300...400 мм), $l_1 = 20$ мм, $l_2 = 15$ мм, $V_{кр} = 35$ м/с, $V = 2$ м/мин, $t = 0,028$ мм, $q_{MAX} = 40 \cdot 10^6$ Вт/м², $\lambda = 42$ Вт/(м·°С), $a = 8 \cdot 10^6$ м²/с.

При этих условиях $l_1 + l_2 = 35$ мм, число режущих выступов на прерывистом круге $N = 35$, время одного полного оборота круга 35 мс, время воздействия неподвижного плоского теплового источника $\tau_H = 100$ мс, количество оборотов круга за время $\tau_H = 2,9$. Таким образом, в состав одного макроцикла прерывистого шлифования длительностью $\tau_H = 100$ мс входит 100 микроциклов длительностью $T = 1$ мс, при этом за время одного оборота круга происходит 35 микроциклов шлифования.

Время действия режущего выступа составляет

$$T_1 = \frac{l_1}{V_{кр}} = \frac{20 \cdot 10^{-3}}{35} = 0,5714 \cdot 10^{-3} \text{ с (0,5714 мс)}.$$

Время отсутствия теплового импульса (над точкой контакта проходит впадина длиной l_2

$$T - T_1 = \frac{l_2}{V_{кр}} = \frac{15 \cdot 10^{-3}}{35} = 0,42857 \cdot 10^{-3} \text{ с (0,4286 мс)}.$$

Коефіцієнт заповнення періода прямокутного імпульса $s = \frac{T_1}{T} = \frac{0,5714}{1} = 0,5714$.

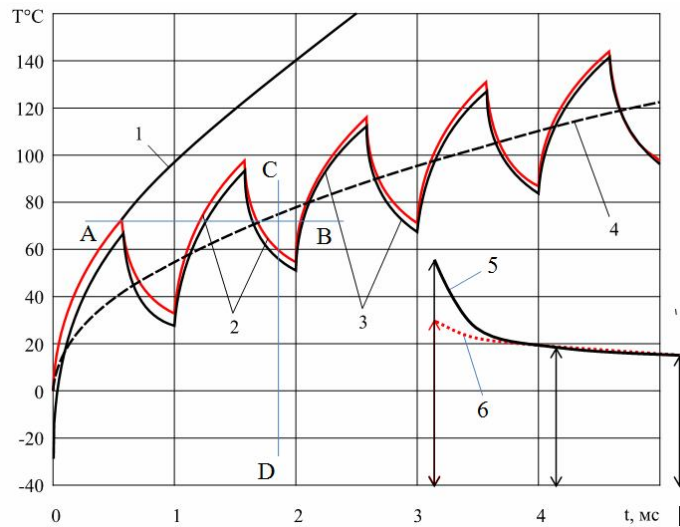


Рис. 2. Температура шлифования в начале макроцикла нагрева на участке переходного процесса:
 1 — от воздействия постоянной плотности теплового потока $q(\tau) = q_{MAX} = 40 \text{ Вт/мм}^2$;
 2 — полученная методом суперпозиции по уравнению (8); 3 — суммарная установившаяся температура по модели (2)...(5); 4 — непрерывно возрастающая часть установившейся температуры по уравнению (3)

Из анализа данных на рис.2 видно, что математическая модель (2)...(5) дает наибольшую погрешность на интервале первого микроцикла шлифования: суммарная температура, полученная по формуле (2), изменяется от -27°C до $+66^\circ\text{C}$ (кривая 3), в то время как температура, полученная методом суперпозиции по формуле (8), изменяется от 0 до $+73^\circ\text{C}$ (кривая 2). Начиная со второго микроцикла и далее различие между графиками 2 и 3, построенными по формулам (2)...(5) и (8), уменьшается, что вызвано затуханием переходного процесса изменения температуры. Затухающие по величине амплитуды 1-ого, 3-ого и 5-ого импульсов для кривых 3 и 2 изменяются, стабилизируясь, по графикам 5 и 6, соответственно (рис.2). Непрерывно возрастающая составляющая температуры (кривая 4 на рис.2) является экспоненциально подобной, однако в отличие от экспоненциального закона медленнее стабилизируется, продолжая нарастать. Причем, это нарастание происходит с замедляющимся темпом по мере увеличения длительности макроцикла шлифования на интервале $0 \leq \tau \leq \tau_H$. Начиная с 5-ого импульса различием между графиками 2 и 3 (рис.2) можно пренебречь, переходный процесс заканчивается, так как относительная ошибка при определении максимальной температуры не превышает 2 %.

Найденному выше эмпирическим способом времени переходного процесса соответствует постоянная времени, которую можно найти из следующего условия. Максимальное значение амплитуды первого импульса температуры, полученного методом суперпозиции (прямая АВ на рис.2) равно непрерывно возрастающей компоненте температуры (точка пересечения прямой АВ с кривой 4). Линия CD, проходящая через указанную точку пересечения отсекает на абсциссе координату времени, равную постоянной времени.

Это можно записать математическим условием

$$\frac{2q_{MAX}}{\lambda} \sqrt{\frac{aT_1}{\pi}} = \frac{2q_{AVE}}{\lambda} \sqrt{\frac{a\tau_i}{\pi}}, \quad (9)$$

где τ_i – постоянная времени переходного процесса изменения температуры.

Учитывая соотношение между параметрами q_{MAX} и q_{AVE} , из (9) получаем

$$\tau_i = T/s = TQ, \quad (10)$$

где Q – скважность прямокутного импульса теплового потока ($Q > 1$).

Для рассматриваемого случая ($s = 0,5714$) постоянная времени переходного процесса τ_i по формуле (10) составляет

$$\tau_t = \frac{1}{0,5714} = 1,75 \text{ мс.}$$

Известно, что время экспоненциального переходного процесса, при котором выходная величина принимает 95 % от своего установившегося значения, приблизительно равно утроенному значению постоянной времени изменения выходной величины (температуры). Исходя из этого правила с учётом формулы (10), время переходного процесса T_t составит

$$T_t = 3\tau_t = 3\frac{T}{s} = 3TQ < \tau_H. \quad (11)$$

Для данного случая время переходного процесса $1,75 \cdot 3 = 5,25$ мс, что соответствует выбранному интервалу времени на рис.2.

Общая формулировка задачи оптимизации заключается в определении геометрических параметров ПШК, которые обеспечивают наименьшую максимальную температуру шлифования на интервале времени действия теплового источника при шлифовании $0 \leq \tau \leq \tau_H$. Максимальное время действия, при котором температура шлифования максимальна, например, применительно к плоскому шлифованию определяют по формуле (1).

Для решения задачи оптимизации в интервале времени установившихся значений температур $T_t < \tau < \tau_H$ по уравнениям (2)..(5) определены максимальные температуры прерывистого шлифования в зависимости от количества выступов (N) на прерывистом круге, которое изменяли от 3 до 350. Графики построены для трех различных значений коэффициента заполнения $s = T1/T : 0,2; 0,5; 0,8$ (рис.3).

Видно, что зависимость $\Theta_{SUM}(N)$, полученная при фиксированном значении s , является нелинейной. Температура резко уменьшается на начальном интервале изменения N , а затем незначительно продолжает уменьшаться. Уменьшение параметра s от $s = 0,8$ (кривая А на рис.3) до $s = 0,2$ (кривая С) приводит к увеличению максимальной температуры во всём интервале изменения числа режущих выступов N . В указанном диапазоне изменения s наименьшая температура имеет место при $s = 0,8$.

Критерий оптимизации для определения оптимальных геометрических параметров прерывистых кругов – наименьшая температура прерывистого шлифования в зоне резания. При этом необходимо обеспечить условие одинаковой интенсивности шлифования для всех сравниваемых ПШК, которое приводит к постоянству средней плотности теплового потока на микроцикле шлифования.

Учитывая характер изменения графиков на рис.3 (резкое уменьшение температуры на начальном участке и дальнейшее незначительное ее понижение) примем следующую методику определения оптимальных величин N и s .

1. Проводят линию, параллельную оси ОХ на уровне температуры, соответствующей максимальному на интервале $0 \leq \tau \leq \tau_H$ значению установившейся составляющей температуры, т.е. температуре $\Theta_R(\tau_H)$ при $\tau = \tau_H$ (рис.1).

В данном случае эта температура составляет $549,226$ °С (линия 1). Параллельно этой линии и выше ее, например выше на 5, 6 и 7 % от уровня $549,226$ °С проводят три параллельные прямые (линии 2,3, и 4) таким образом, чтобы каждая из этих прямых пересекала все три графика. Находят интервалы для оптимальных значений N для каждого из графиков, построенных при следующих значениях s : 0,2; 0,5 и 0,8. Например, уровни температур, соответствующие 5 %, 6 % и 7 % следующие (рис.3): $576,69$ °С (линия 2); $582,18$ °С (линия 3); $587,59$ °С (линия 4).

В соответствии с рассмотренной методикой получены интервалы изменения оптимального числа N при различных значениях s (табл.)

Таблица 1

Оптимальные интервалы геометрических параметров ПШК

Минимальные уровни температур	s		
	0,2	0,5	0,8
5 % ($576,69$ °С)	$N \geq 311$	$N \geq 40$	$N \geq 7$
6 % ($582,18$ °С)	$N \geq 228$	$N \geq 25$	$N \geq 5$
7 % ($587,59$ °С)	$N \geq 152$	$N \geq 17,8$	$N \geq 3$

Видно, что наименьшие значения N (7, 5, 3) имеют место при $s = 0,8$ в последовательности, построенной в порядке возрастания минимальных уровней температур. С увеличением s от 0,2 до 0,8 при одном и том же минимальном уровне температур значения N уменьшаются.

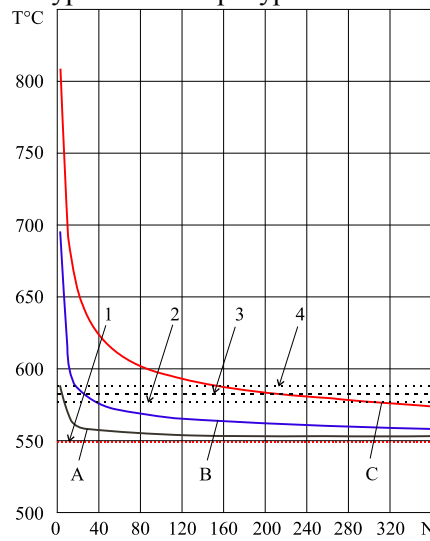


Рис. 3. Изменение температуры $T^{\circ}\text{C} = \Theta_{SUM}(N)$ прерывистого шлифования при $q_{AVE} = const = 22,856 \text{ Вт/мм}^2$ в зависимости от числа режущих выступов (N) шлифовального круга при различном коэффициенте заполнения s : А,В и С – $s = 0,8; 0,5$ и $0,2$

При повышении минимального уровня температуры на 2 % (с 5 до 7 %) количество рекомендуемых выступов уменьшается более, чем в 2 раза, например, для $s = 0,8$ – от 7 до 3, а для $s = 0,2$ – от 311 до 152. При выполнении на шлифовальном круге выступов в количестве $N \geq 152$; $N \geq 228$ и $N \geq 311$ требования к параметру s снижаются. Так как самые низкие температуры имеют место при большом количестве выступов при любом коэффициенте заполнения s .

Установленная закономерность уменьшения температуры прерывистого шлифования по мере увеличения N и s отражает наметившуюся тенденцию замены прерывистых кругов соответствующими по габаритным размерам высокопористыми шлифовальными кругами (ВШК). При большом количестве режущих зерен (на порядок и больше числа режущих выступов ПШК), расположенных на периферии ВШК, требования к скважности их расположения на окружном шаге уменьшаются. Эта тенденция характеризует переход от макро- (ПШК) к микропрерывистости (ВШК). Преимуществом ВШК, по сравнению с ПШК, является отсутствие дополнительной механообработки по формированию режущих выступов на круге, поскольку тепловые источники – режущие зёрна круга формируются естественным образом при изготовлении ВШК. По данным работы [4] определены параметры дискретных тепловых источников – зёрен и мгновенная максимальная температура под зерном (табл.2). При этом использованы следующие новые обозначения: z_{ϕ} – фактическое число режущих зёрен на площадке контакта; $S_{\text{зерн}}$ - площадь контакта абразивного зерна с заготовкой $P_{\text{зерн}}$ - мощность резания, приходящаяся на одно режущее зерно.

Таблица 2

Расчётные параметры тепловых источников – зёрен

Размер зерна, мм	l_1 , мм	l_2 , мм	$l_1 + l_2$, мм	Q	z_{ϕ}	$S_{\text{зерн}}$, мм ²	$P_{\text{зерн}}$, Вт/зерно	q_{MAX} , Вт/мм ²	q_{AVE} , Вт/мм ²	N	n	Θ_{SUM} , °C
0,25	0,25	3,35	3,60	14,00	3,94	0,0490	76,57	1562,73	111,578	340,30	972,280	2897
0,40	0,40	4,30	4,70	11,76	3,07	0,1256	98,27	782,4	66,200	260,68	742,857	1716
0,50	0,50	6,00	6,50	13,00	2,20	0,1960	137,14	699,69	53,800	188,49	538,500	1450

Видно, что мгновенные максимальные температуры от действия отдельных режущих зёрен составляют 1716...2897°C, что превышает температуру плавления обрабатываемого материала.

Однако при этом необходимо учитывать, что это теоретические (расчётные) температуры, которые после приведения их к средней температуре на площадке контакта изменяются в интервале, показанном на рис. 3.

Выводы

1. Наиболее рациональные конструктивные параметры ПШК выбирают исходя из следующих установленных закономерностей:

- увеличение числа N режущих выступов ПШК при постоянном коэффициенте заполнения s (величина обратная скважности импульсов теплового потока) приводит к снижению температуры шлифования (например, при коэффициенте заполнения $s = 0,5$ увеличение числа режущих выступов от 3 до 35 приводит к снижению температуры от 646,392 С до 577,375 С).

- увеличение коэффициента заполнения s при постоянном числе режущих выступов ПШК также приводит к снижению температуры шлифования (например, при числе режущих выступов $N = 15$ увеличение коэффициента заполнения s от 0,2 до 0,8 приводит к уменьшению температуры от 666,101°С до 562,225°С).

- одновременное увеличение N (число режущих выступов) и s (коэффициент заполнения) приводит к более эффективному, чем в указанных выше случаях, снижению температуры шлифования (например, одновременное увеличение N от 3 до 35 и s от 0,2 до 0,8 приводит к снижению температуры от 808,088°С до 557,753°С).

2. При выборе числа режущих выступов ПШК по иным, чем температура факторам (при малых периметрах кругов не удается изготовить большое количество N режущих выступов, с ростом числа N режущих выступов увеличивается трудоёмкость механических работ по изготовлению ПШК и т.п.) необходимо пользоваться полученными рекомендациями по выбору скважности режущих выступов (табл.). Например, при $N = 3$ необходимо выбирать коэффициент заполнения $s \geq 0,8$, а при $N = 35 - s \geq 0,5$. Т.е. с ростом числа N требования к скважности режущих выступов уменьшаются. Например, при $N = 300$ коэффициент заполнения s выбирают из условия $s \geq 0,2$ (при $s < 0,2$ температура будет дополнительно и значительно увеличиваться), в то время как при $N = 3 - s \geq 0,9$ (при $s \leq 0,9$ температура будет дополнительно и значительно увеличиваться).

3. Установленная закономерность уменьшения температуры прерывистого шлифования по мере увеличения численных значений N и s отражает наметившуюся тенденцию замены прерывистых кругов соответствующими по габаритным размерам высокопористыми шлифовальными кругами (ВШК), например, кругами фирмы Winterthur Technology Group (Швейцария), отдельные режущие зерна которых эквиваленты режущим выступам ПШК. При большом количестве режущих зерен (на порядок и больше числа режущих выступов ПШК), расположенных на периферии ВШК требования к скважности их расположения уменьшаются (см. п.2). Эта тенденция характеризует переход от макро – (ПШК) к микропрерывистости (ВШК).

1. Сипайлов, В.А. Тепловые процессы при шлифовании и управление качеством поверхности / В.А. Сипайлов. – М.: Машиностроение, 1978. – 167 с.
2. Лищенко, Н.В. Исследование влияния смазочно-охлаждающей жидкости на температуру шлифования / Н.В. Лищенко. // Тр. Одес. политехн. ун-та. – Одесса, 2011. – Вып. 2(36). – С. 80 – 86.
3. Карслоу, Г. Теплопроводность твердых тел / Г. Карслоу, Д. Егер. – М.: Наука, 1964. – 487 с.
4. Корчак С.Н. Производительность процесса шлифования стальных деталей / С.Н. Корчак. – М.: Машиностроение, 1974. – 280 с.
5. Якимов, А.В. Прерывистое шлифование / А.В. Якимов. – Одесса: Вища школа, 1986. – 175 с.
6. Якимов, А.В. Технология машиностроения: Учебник / А.В. Якимов, В.Н. Царюк, А.А. Якимов и др. – Одесса: Астропринт, 2001. – 608 с.

УДК 539.3

Я.В. Максимович

Луцький Інститут розвитку людини університету "Україна"

ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНЬ У СМУЗІ З СИСТЕМОЮ ТРІЩИН НА ОСНОВІ МЕТОДУ ІНТЕГРАЛЬНИХ РІВНЯНЬ

Запропоновано методику розрахунку напружень біля тріщин у смугах, яка базується на методі інтегральних рівнянь. Рівняння побудовано на основі розв'язку типу Гріна, за якого умови на межі смуги задовольняються тотожно. Досліджено напруження в смугі із системою тріщин однакової і різної довжини.

Ключові слова: *смуга, напруження, тріщини, метод інтегральних рівнянь, розв'язок типу Гріна.*

Для дослідження напруженого стану пластинок із тріщинами широко використовується метод граничних інтегральних рівнянь. Найбільш ефективне застосування цього методу досягається у випадку, коли рівняння побудоване на розв'язках типу Гріна, оскільки при цьому умови на межі пластинки задовольняються тотожно [3]. У даній роботі за допомогою такого підходу побудовано інтегральні рівняння для смуги із тріщинами та проведено дослідження напружень біля системи тріщин.

Постановка задачі. Розглядається смуга $-h < y < 0$, яка послаблена системою тріщин, що розміщені вздовж кривих L_j ($j=1, \dots, J$). Приймемо, що межі смуги вільні від навантаження, смуга рівномірно навантажена на нескінченності, перебуває під дією зосереджених сил (X_j, Y_j) , які прикладені у точках (a_j, b_j) ($j=1, \dots, J$) та зусиль q_T . Тут позначено $q_T = N_q + iT_q$, де N_q і T_q – проекції прикладених до берегів тріщини вектора сил на зовнішню нормаль та дотичну до неї, які далі приймаються однаковими на протилежних берегах.

Загальний розв'язок поставленої задачі для нескінченної пластинки записують через комплексні потенціали Колосова-Мусхелішвілі $\Phi(z), \Psi(z)$ у вигляді [3]

$$\Phi(z) = \int_L \frac{Q(t)ds}{t-z} + \Phi_c(z), \quad \Psi(z) = \int_L \left[\frac{\bar{Q}}{t-z} - \frac{iQ}{(t-z)^2} \right] ds + \Psi_c(z), \quad (1)$$

де $\Phi_c(z) = \Phi_p(z) + \Phi_\infty(z)$, $\Psi_c(z) = \Psi_p(z) + \Psi_\infty(z)$; $\Phi_\infty(z), \Psi_\infty(z)$ і $\Phi_p(z), \Psi_p(z)$ – відповідно комплексні потенціали для суцільної смуги, що відповідають прикладеному на нескінченності навантаженню та дії зосереджених сил. Тут $L = L_1 + L_2 + \dots + L_J$; невідома функція Q визначається через стрибки вектора переміщень на контурі L

$$Q = -\frac{Gi}{\pi(\chi+1)} \frac{d}{ds} ([u] + i[v]), \quad (2)$$

де G – модуль зсуву, $\chi = (3 - \nu)/(1 + \nu)$, ν – коефіцієнт Пуассона.

Вектор зусиль q на довільній площинці, що визначається диференціалом dz знаходиться через комплексні потенціали за формулою [2, 3]

$$q(z) = \Phi(z) + \overline{\Phi(z)} + dz / dz [z\overline{\Phi'(z)} + \overline{\Psi(z)}]. \quad (3)$$

Інтегральні рівняння для знаходження функції $Q(t)$ отримуємо після підстановки формули (1) в умову (3) та спрямування $z \rightarrow L$. Використавши формули Племеля-Сохоцького, отримуємо рівняння вигляду [3]

$$\Phi(z) + \overline{\Phi(z)} + dz / dz \overline{F(z, \bar{z})} = q_T(z), \quad z \in L, \quad (4)$$

де $F(z, \bar{z}) = \bar{z}\Phi'(z) + \Psi(z)$. Рівняння (4) містить інтеграли типу Коші, що розглядаються в сенсі головного значення за Коші та регулярні інтеграли.

Інтегральні рівняння для смуги з тріщинами. Для запису інтегрального представлення для смуги з тріщинами з огляду на вигляд підінтегральних функцій у зображенні (1) знайдемо спочатку комплексні потенціали $\Phi_G(z), \Psi_G(z)$, які мають особливості вигляду

$$\Phi_G(z) \sim \Phi_0(z), \quad \Psi_G(z) \sim \Psi_0(z), \quad (5) \quad \text{за}$$

умови, що відповідні їм напруження на границі смуги рівні нулю. Тут

$$\Phi_0(z) = \frac{C}{z_0 - z}, \quad \Psi_0(z) = \frac{\bar{C}}{z_0 - z} - \frac{\bar{z}_0 C}{(z_0 - z)^2};$$

де C, z_0 – довільні комплексні сталі, причому $z_0 \in D$; D – область, яку займає смуга. Запишемо цей розв'язок у вигляді

$$\Phi_G(z, z_0) = C F_0(z, z_0) + \bar{C} F_1(z, z_0), \quad \Psi_G(z, z_0) = C P_0(z, z_0) + \bar{C} P_1(z, z_0), \quad (6)$$

де F_j, P_j – відомі функції.

Тоді інтегральне зображення для смуги з тріщинами запишеться у вигляді

$$\Phi(z) = \Phi_D(z) + \int_L [Q(t) F_0(z, t) + \overline{Q(t)} F_1(z, t)] ds, \quad \Psi(z) = \Psi_D(z) + \int_L [Q(t) P_0(z, t) + \overline{Q(t)} P_1(z, t)] ds, \quad (7)$$

де $\Phi_D(z), \Psi_D(z)$ – комплексні потенціали для смуги, які відповідають прикладеному зовнішньому навантаженню (без врахування зусиль, що діють на берегах тріщини). За побудовою в представленні (7) підінтегральні функції мають такі ж особливості, як і в (1). Тому представлення (1) і (7) визначають однакові стрибки переміщень на контурі L . Очевидно, що потенціали (7) автоматично задовольняють умовам відсутності напружень на границі смуги.

Для забезпечення умови однозначності переміщень для тріщин необхідно, щоби

$$\int_{L_j} Q ds = 0. \quad (8)$$

Перепишемо зображення (7) у вигляді

$$\Phi(z) = \Phi_D(z) + \int_L [Q_R(t) \Phi_R(z, t) + Q_I(t) \Phi_I(z, t)] ds, \quad (9)$$

$$\Psi(z) = \Psi_D(z) + \int_L [Q_R(t) \Psi_R(z, t) + Q_I(t) \Psi_I(z, t)] ds,$$

де Q_R, Q_I – дійсна та уявна частина функції Q ,

$$\Phi_R(z, t) = \Phi_G(z, t)|_{A=1}, \quad \Psi_R(z, t) = \Psi_G(z, t)|_{A=1}, \quad (10)$$

$$\Phi_I(z, t) = \Phi_G(z, t)|_{A=i}, \quad \Psi_I(z, t) = \Psi_G(z, t)|_{A=i}.$$

Підставивши потенціали (9) у формулу для визначення вектора напружень на контурі L , отримуємо інтегральне рівняння для знаходження невідомих дійсних функцій Q_R, Q_I у вигляді

$$\int_L [Q_R(t) q_R(z, t) + Q_I(t) q_I(z, t)] ds = q_T(z) - q_D(z), \quad (11)$$

де $q_R(z, t), q_I(z, t), q_D(t)$ – вектори напружень в точці z кривої L , які визначаються за формулою (1.3) через відповідно комплексні потенціали $(\Phi_R, \Psi_R), (\Phi_I, \Psi_I), (\Phi_D, \Psi_D)$.

Застосуємо до розв'язування рівнянь (11) метод механічних квадратур. У результаті отримуємо систему алгебраїчних рівнянь

$$\sum_{n=1}^N (a_{vn} R_n + b_{vn} I_n) = d_v, \quad v = 1, \dots, N-1, \quad (12)$$

де $a_{vn} = C_n q_R(z_v, t_n), b_{vn} = C_n q_I(z_v, t_n), d_v = q_T(z_v) - q_D(z_v), C_n, z_v, t_n$ – визначаються за наведеними в [1] формулами. Тут використано зображення

$$Q_R(g(\xi)) = R(\xi) / \sqrt{1 - \xi^2}, \quad Q_I(g(\xi)) = I(\xi) / \sqrt{1 - \xi^2}.$$

З умов однозначності переміщень отримуємо ще два рівняння

$$\sum_{n=1}^N A_n R_n = 0, \quad \sum_{n=1}^N A_n I_n = 0. \quad (13)$$

КІН через знайдені коефіцієнти визначаються за формулою

$$K_I^+ - iK_{II}^+ = -2\pi\sqrt{\pi}|g'(1)|(R_N + iI_N).$$

Знаходження комплексного розв'язку типу Гріна. Побудуємо розв'язок типу Гріна для смуги $-H < y < 0$ з вільною від навантаження межею. При його знаходженні зручніше замість функції Ψ використати $\Omega(z) = \Phi(z) + z\Phi'(z) + \Psi(z)$.

Ця функція має особливість вигляду

$$\Phi_0(z) = \frac{C}{c-z}, \quad \Omega_0 = \gamma \frac{\bar{C}}{z_0-z} + \frac{C(z_0-\bar{z}_0)}{(z_0-z)^2}. \quad (14)$$

Зобразимо розв'язок у вигляді [5]

$$\Phi(z) = \Phi_p(z) + \Phi_\Delta(z), \quad \Psi(z) = \Psi_p(z) + \Psi_\Delta(z), \quad (15)$$

де

$$\Phi_p(z) = -\frac{C}{z-z_0} + \frac{\gamma C}{z-z_0} + \frac{\bar{C}(z_0-\bar{z}_0)}{(z-z_0)^2}, \quad \Omega_p(z) = -\frac{\gamma \bar{C}}{z-z_0} + \frac{\bar{C}}{z-z_0} + \frac{C(z_0-\bar{z}_0)}{(z-z_0)^2}, \quad \Phi_\Delta(z) \text{ і } \Omega_\Delta(z) -$$

корегувальний розв'язок, який визначається із розв'язку задачі теорії пружності для смуги, що задовольняє граничні умови

$$\sigma_y - i\tau_{xy} = 0 \text{ для } y=0 \text{ і } \sigma_y - i\tau_{xy} = -q \text{ для } y=-h, \text{ де} \quad (16)$$

$$q = \Phi_p(x-ih) - 2ih\overline{\Phi_p'(x-ih)} + \overline{\Omega_p(x-ih)} \quad (17)$$

Зазначимо, що потенціали $\Phi_p(z)$ і $\Omega_p(z)$ є розв'язком відповідної задачі для півплощини $y < 0$ з вільною від навантаження межею $y=0$, що має особливості (14).

Використовуючи відомі результати [2], отримаємо

$$\Phi_\Delta(z) = \frac{1}{2h} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{\Delta} \left[Q(\xi/h) sh\xi \exp(-i\xi z/h) - \overline{Q(\xi/h)} \xi e^{-\xi} \exp(i\xi z/h) \right] d\xi, \quad (18)$$

$$\Omega_\Delta(z) = \overline{\Phi_\Delta(z)}, \quad \Delta = sh^2\xi - \xi^2, \quad Q(\lambda) = \int_{-\infty}^{\infty} q(x)e^{i\lambda x} dx.$$

На підставі співвідношень (16) – (18) маємо

$$Q(\lambda) = A(\lambda)e^{-\lambda h} \text{ для } \lambda \geq 0 \text{ і } Q(\lambda) = [\overline{B(-\lambda)} - 2\lambda \overline{A(-\lambda)}]e^{\lambda h} \text{ для } \lambda < 0; \quad (19)$$

$$A(\lambda) = B(\lambda) = 0 \text{ для } \lambda < 0;$$

$$A(\lambda) = \sum_{k=0}^1 \left[a_k \lambda^k \exp(i\lambda z_0) + b_k \lambda^k \exp(i\lambda \bar{z}_0) \right];$$

$$B(\lambda) = \sum_{k=0}^1 \left[c_k \lambda^k \exp(i\lambda z_0) + d_k \lambda^k \exp(i\lambda \bar{z}_0) \right] \text{ для } \lambda < 0,$$

де $a_0 = -iC$, $b_0 = iC$, $b_1 = -\bar{C}(z_0 - \bar{z}_0)$, $c_0 = \bar{b}_0$, $c_1 = -\bar{b}_1$, $d_0 = \bar{a}_0$, $a_1 = d_1 = 0$.

Зазначимо, що $A(\lambda)$, $B(\lambda)$ – трансформанти Фур'є функцій $\Phi_p(z)$ і $\Omega_p(z)$ для $Im(z) < -h$, причому тут

$$\Phi_p(z) = \int_0^{\infty} A(\lambda)e^{-i\lambda z} d\lambda, \quad \Omega_p(z) = \int_0^{\infty} B(\lambda)e^{-i\lambda z} d\lambda. \quad (20)$$

Формулу (3.11) перепишемо у вигляді

$$\Phi_\Delta(z) = \int_0^{\infty} \left\{ [\varphi_1(h\lambda)A(\lambda) + \varphi_2(h\lambda)B(\lambda)] \exp(-i\lambda z) - \right. \quad (21)$$

$$\left. - [\varphi_2(h\lambda)\overline{A(\lambda)} + \varphi_3(h\lambda)\overline{B(\lambda)}] \exp(i\lambda z) \right\} d\lambda, \quad \Omega_\Delta(z) = \overline{\Phi_\Delta(z)},$$

$$\varphi_2(\xi) = 0,5\xi / \Delta(\xi), \quad \varphi_3(\xi) = 0,25[1 - \exp(-2\xi)] / \Delta(\xi), \quad \varphi_1(\xi) = \varphi_3(\xi) + 2\xi\varphi_2(\xi).$$

Покажемо, що функції $\Phi_{\Delta}(z)$ і $\Omega_{\Delta}(z)$ визначаються через збіжні інтеграли. В околі точки $\lambda = 0$ отримуємо розвинення

$$A(\lambda) = 2R + \lambda^2 + \alpha + \dots, \quad B(\lambda) = -\lambda\bar{R} + \lambda^2\bar{\alpha} + \dots,$$

$$\text{де } R = (C - \bar{C})(z_0 - \bar{z}_0), \quad \alpha = i \left[C(z_0^2 - \bar{z}_0^2) - \bar{C}z_0(z_0 - \bar{z}_0) \right].$$

Оскільки величина R є дійсною сталою, то підінтегральні функції для потенціалів $\Phi_{\Delta}(z)$ і $\Omega_{\Delta}(z)$ в околі точки $\lambda = 0$ є обмежені за величиною. Враховуючи також експоненціальне загасання підінтегральних функцій на нескінченності, приходимо до висновку, що інтеграл (21) є збіжним.

Безпосереднє обчислення інтегралів (21) є складною задачею, так як підінтегральні функції в них мають особливості в околі точки $\lambda = 0$ (полнос третього порядку) та ці функції повільно загасають для $\lambda \Rightarrow \infty$ у випадку, коли $I_m(z) \cong -h$ та сили прикладені біля краю смуги $y = -h$. Покращимо збіжність даних інтегралів, виділивши із підінтегральних функцій складові, що мають особливості в околі точки $\lambda = 0$ та повільно загасають на нескінченності.

Для великих значень x справедливі зображення

$$\varphi_1(x) = (1 + 4x^2)e^{-2x} + 0(e^{-4x}), \quad \varphi_2(x) = 2xe^{-2x} + 0(e^{-4x}), \quad \varphi_3(x) = e^{-2x} + 0(e^{-4x}).$$

Використовуючи ці зображення, запишемо

$$\begin{aligned} \varphi_1(x) &= (1 + 4x^2)e^{-2x} + P_1(x)e^{-3x}, & \varphi_2(x) &= 2xe^{-2x} + P_2(x)e^{-3x}, \\ \varphi_3(x) &= e^{-2x} + P_3(x)e^{-3x}, \end{aligned} \quad (22)$$

де функції

$$\begin{aligned} P_1(x) &= [\varphi_1(x) - (1 + 4x^2)e^{-2x}]e^{3x}, & P_2(x) &= [\varphi_2(x) - 2xe^{-2x}]e^{3x}, \\ P_3(x) &= [\varphi_3(x) - e^{-2x}]e^{3x}, \end{aligned}$$

мають порядок $0(e^{-x})$ для $x \Rightarrow \infty$.

Враховуючи порядок особливості функцій $j_j(x)$ в околі точки $x = 0$, введені функції розвинемо в ряди Лорана. Перші вісім членів даних рядів мають вигляд

$$P_1(x) \approx \sum_{n=0}^7 a_n x^{n-3}, \quad P_2(x) \approx \sum_{n=0}^7 b_n x^{n-3}, \quad P_3(x) \approx \sum_{n=0}^7 c_n x^{n-3}, \quad (23)$$

де

$$\begin{aligned} b_0 &= \frac{3}{2}, \quad b_1 = \frac{9}{2}, \quad b_2 = \frac{13}{20}, \quad b_3 = \frac{123}{20}, \quad b_4 = \frac{18269}{8400}, \quad b_5 = \frac{489}{2800}, \quad b_6 = -\frac{8413}{84000}, \quad b_7 = -\frac{369}{12000}, \\ c_0 &= \frac{3}{2}, \quad c_1 = 3, \quad c_2 = \frac{61}{20}, \quad c_3 = \frac{11}{10}, \quad c_4 = \frac{769}{8400}, \quad c_5 = -\frac{211}{4200}, \quad c_6 = -\frac{4181}{252000}, \quad c_7 = 0, \quad a_0 = \frac{3}{2}, \\ a_n &= c_n + 2b_{n-1}, \quad n = 1, 7 \end{aligned}$$

Ряди Лорана для функцій $P_j(x)$ ($j = 1, 2, 3$) збігаються тільки для $|x| < R$ де $R = |x_1|$, x_1 – найменший за модулем корінь рівняння $D(x) = 0$. Враховуючи, що [6] $x_1 = 2, 251 + i4, 213$, отримуємо $R @ 4, 7925$.

Використовуючи рівності (22), запишемо

$$\varphi_j(x) = \omega_j(x) + r_j(x) + s_j(x), \quad (24)$$

де $\omega_1(x) = (1 + 4x^2)e^{-2x} + \sum_{n=-1}^4 a'_n x^n e^{-3x}$, $r_1(x) = \sum_{n=-3}^{-2} a'_n x^n e^{-3x}$, $\omega_2(x) = 2xe^{-2x} + \sum_{n=-1}^4 b'_n x^n e^{-3x}$,
 $r_2(x) = \sum_{n=-3}^{-2} b'_n x^n e^{-3x}$, $\omega_3(x) = e^{-2x} + \sum_{n=-1}^4 c'_n x^n e^{-3x}$, $r_3(x) = \sum_{n=-3}^{-2} c'_n x^n e^{-3x}$, $a_{\check{r}} = a_{n+3}$,
 $b_{\check{r}} = b_{n+3}$, $c_{\check{r}} = c_{n+3}$, $s_j(x) = \varphi_j(x) - \omega_j(x) - r_j(x)$, ($j = 1, 2, 3$).

Відповідно з формулами (24) функції $F_D(z)$ і $W_D(z)$ зобразимо у вигляді

$$F_D(z) = F_w(z) + F_r(z) + F_s(z), \quad \Omega_\Delta(z) = \Omega_\omega(z) + \Omega_r(z) + \Omega_s(z), \quad (25)$$

де функції з індексами ω, r, s визначаються за формулами (24) для відповідно

$$\varphi_j = \omega_j, \quad \varphi_j = r_j, \quad \varphi_j = s_j \quad (j = 1, 2, 3).$$

Функції з індексом ω безпосередньо знаходяться через комплексні потенціали $F_p(z)$, $\Omega_p(z)$. Дійсно, для $k \geq 2$, $n \geq 0$ справедливі формули

$$\int_0^\infty \eta^n e^{-k\eta} A_j(\lambda) \exp(-i\lambda z) d\lambda = (ih)^n D^n \Phi_{pj}(z^{-ikh}),$$

$$\int_0^\infty \eta^n e^{-k\eta} B_j(\lambda) \exp(-i\lambda z) d\lambda = (ih)^n D^n \Omega_{pj}(z^{-ikh}),$$

де $D = \frac{d}{dz}$ - диференціальний оператор. Тому отримаємо

$$\begin{aligned} \Omega_\omega(z) &= \overline{\Phi}_\omega(z), \quad \Phi_\omega(z) = F_\omega(z) - \overline{Q}_\omega(z), \\ F_\omega(z) &= (1 - 4h^2 D^2) \Phi_p(z - 2ih) + \sum_{n=0}^4 a'_n (ih)^n D^n \Phi_p(z') + \\ &+ 2ih D \Omega_p(z - 2ih) + \sum_{n=0}^4 b'_n (ih)^n D^n \Omega_p(z'), \\ Q_\omega(z) &= 2ih D \Phi_p(z - 2ih) + \sum_{n=0}^4 b'_n (ih)^n D^n \Phi_p(z') + \\ &+ \Omega_p(z - 2ih) + \sum_{n=0}^4 c'_n (ih)^n D^n \Omega_p(z'), \quad z' = z - 3ih. \end{aligned} \quad (26)$$

Функції з індексом r визначаються за формулами

$$\begin{aligned} \Omega_r(z) &= \overline{\Phi}_r(z), \\ \Phi_r(z) &= -1,5h^{-3} [(a_o + \overline{b}_o) S_3(z') + (\overline{a}_o + b_o) S_3(z'')] + \\ &+ h^{-2} [(6a_o + 4,5\overline{b}_o) E_2(-z') - (3a_o + 4,5\overline{b}_o) E_2(z') + \\ &+ (6b_o + 4,5\overline{a}_o) E_2(-z'') - (3b_o + 4,5\overline{a}_o) E_2(z'')] + \\ &+ 1,5h^{-3} [-\overline{b}_1 (E_2(-z') + E_2(z')) + b_1 (E_2(-z'') + E_2(z''))] + \\ &+ h^{-1} [-4,5\overline{b}_1 (E_1(-z') + E_1(z')) + 3b_1 (2E_1(-z'') + E_1(z''))], \\ &+ \frac{1}{20h} [61a_1 E_o(-z') - 61a_1 E_o(z') + 131\overline{a}_1 E_o(-z'') - 131\overline{a}_1 E_o(z'')], \end{aligned}$$

$$E_0(z) = \frac{1}{3h - iz}, \quad E_1(z) = -\ln \frac{z + 3ih}{3ih}, \quad E_2(z) = (z + 3ih)E_1(z) + iz,$$

$$E_3 = -0,5(z + 3ih)^2 E_1(z) + 0,5(-z + 3ih)^2 E_1(-z) - 3ihz,$$

де $z\check{y} = z - z_0$, $z\ddot{y} = z - \bar{z}_0$.

При записі даних формул враховано умови рівноваги прикладених до смуги сил та зафіксовано уявну сталу, яка на напружений стан не впливає.

Функції з індексом s визначаються через інтеграли (21) при заміні функцій $j_j(x)$ на $s_j(x)$ ($j = 1, 2, 3$). Функції $s_j(x)$ мають порядок $O(x^4)$ для малих значень аргументу та $O(e^{-3x})$ для $x \Rightarrow \infty$. Тому інтеграли, що містять дані функції, можуть бути ефективно обчислені з використанням відомих квадратурних формул. Крім цього, як показали розрахунки, функції $s_j(x)$ є малими за величиною для $0 < x < \Gamma$. Так, максимальне значення величин $a_j = S_j / j_j$, буде: $a_1 @ 0,0007$ (досягається для $x @ 3$); $a_2 @ 0,004$ (досягається для $x @ 4$). Тобто зображення (24) при $s_j = 0$ можна розглядати також і як апроксимації для підінтегральних функцій. Зазначимо, що їх точність значно вища, ніж запропонована в [4] апроксимація для випадку, коли прикладене до смуги навантаження є симетричним відносно серединної лінії смуги.

Таким чином, отримані співвідношення визначають розв'язок типу Гріна для смуги, причому в практичних розрахунках може бути використаний наближений замкнений розв'язок, що отримується при $\Phi_s(z) = \Omega_s(z) = 0$.

Результати розрахунків. Розглянуто смугу із системою паралельних до висоти, симетрично розміщених тріщин, відстань між якими d . Зазначимо, що в літературі найбільше вивчено коефіцієнти інтенсивності напружень (КІН) для однієї чи двох тріщин у смугі. При розгляді системи тріщин, як правило обмежуються розглядом періодичної системи [4]. Розрахунки виконано для випадку семи однакових тріщин півдовжиною a за поздовжнього розтягу смуги зусиллями p . Розраховані відносні КІН $F_I = K_I / (p\sqrt{\pi a})$ при $a/h=0,5$ та різних відстанях між тріщинами зображено на рис. 1а зірочками для кожної із тріщин (зірочки з'єднані прямими, які не мають фізичного сенсу). Біля наведених величин вказано значення відносної відстані $d/2a = 2; 1,0,5; 0,25; 0,125; 0,0625$.

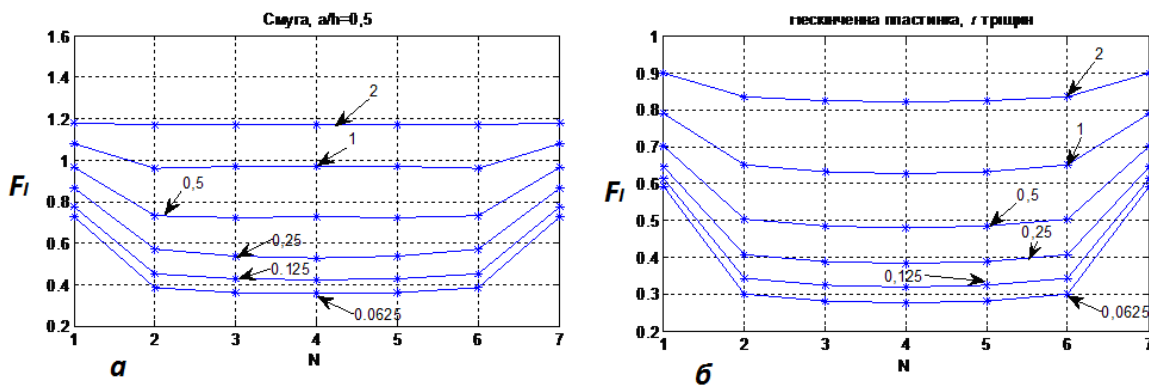


Рис. 1. Відносні КІН для смуги (а) і нескінченної пластинки (б) із системою однакових тріщин.

Із рисунка видно, що при відстанях між тріщинами, більшими за дві довжини тріщин взаємовплив тріщин практично відсутній. При цьому відносний КІН $F_I \approx 1,1867$, який наведено в [4, 6]. Максимальні значення КІН досягаються на крайніх тріщинах, а на внутрішніх тріщинах КІН практично сталі.

Для порівняння на рис.1.б зображено відносні КІН для нескінченної пластинки із тріщинами (смуги, для якої $h \rightarrow \infty$). Видно, що в смугі КІН значно більші за величиною, ніж для нескінченної пластинки.

Розраховане значення відносного КІН для центральної тріщини при $d/2a=1$ дорівнює 0,9712, що узгоджується із відповідним значенням для її періодичної системи $F_1 = 0,970$.

Розглянуто випадок, коли центральна тріщина має більшу довжину – для неї $a/h=0,625$, а для решти тріщин $a/h=0,5$. Розраховані відносні КІН для смуги зображені на рис.2 кривими '2', а для нескінченної пластинки – кривими '1'. Тут відносні КІН для кожної із тріщин розраховані відносно своєї довжини.

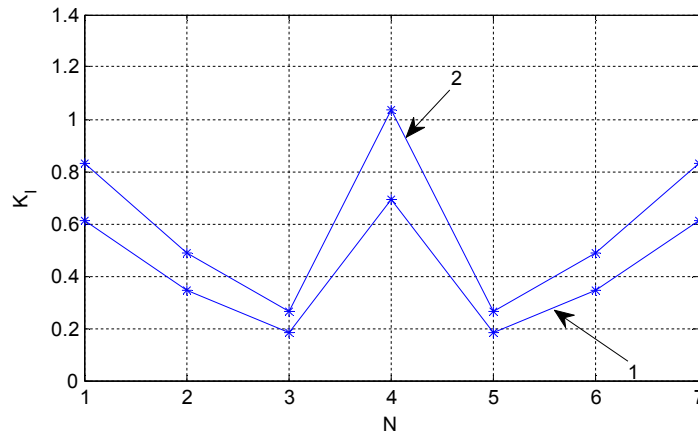


Рис. 2. Розподіл відносних КІН для системи тріщин різної довжини

Із рисунка видно, що на центральних тріщинах (збільшеної довжини) КІН істотно збільшилися. Порівнявши дані рис.1 і 2, бачимо, що КІН на сусідніх до центральної тріщини зменшилися. Звідси випливає, що у випадку росту однієї із внутрішніх тріщин її швидкість збільшується, в зв'язку із чим вона перетворюватиметься в магістральну.

Висновки. Запропоновано методику розрахунку КІН для смуг із тріщинами за допомогою методу граничних інтегральних рівнянь. Досліджено КІН в смугі із системою тріщин однакової і різної довжини. Результати розрахунків зіставлено із даними, отриманими в літературі іншими методами.

1. Божидарнік В.В., Максимович О.В. Пружна та гранична рівновага анізотропних пластинок з отворами і тріщинами.– Луцьк, 2003.– С. 226.
2. Мухелишвили Н.И. Некоторые основные задачи математической теории упругости. –М.: Наука, 1966. – С. 708.
3. Саврук М.П., Осив П.Н., Прокопчук И.В. Численный анализ в плоских задачах теории трещин. – К.: Наук.думка, 1989. – С. 248.
4. Саврук М.П. Коэффициенты интенсивности напряжений в телах с трещинами. – К.: Наук.думка, 1988. – С. 618.
5. Саврук М.П., Максимович Я.В. Побудова розв'язку типу Гріна задачі теорії пружності для смуги // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 1999. – 35, № 6. – С. 17-21.
6. Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений. В 2-х томах / Под ред. Ю. Мураками. –М.: Мир, 1990. – т. 1. – С. 448.

УДК 620.191.33: 620.193

О.М. Мандрюк, Л.Є. Шкіца, Р.С. Грабовський, О.Т. Касій

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

ЕКСПРЕС-ОЦІНКА УМОВ ГІЛЬЙОТИННОГО РУЙНУВАННЯ ТРИВАЛО ЕКСПЛУАТОВАНИХ ГАЗОПРОВОДІВ

Запропоновано методологічний підхід до експрес-оцінки потенційної можливості гільйотинного руйнування тривало експлуатованих магістральних газопроводів, який базується на визначенні критичних розмірів наскрізної тріщини. Експериментальні та розрахункові оцінки розмірів наскрізних тріщин засвідчують практичну можливість його застосування. Показано, що тривала експлуатація магістрального газопроводу в умовах підвищених тисків призводить до більш суттєвої деградації металу труби.

Ключові слова: магістральний газопровід, гільйотинне руйнування, критичний коефіцієнт інтенсивності напружень, критичний розмір наскрізної тріщини.

Актуальність проблеми. Україна має розгалужену мережу магістральних трубопроводів для транспортування природного газу. Загальна довжина магістральних газопроводів і газопроводів відгалуження, які знаходяться у сфері керування НАК “Нафтогаз України”, становить 38,55 тис. км [4, 18, 22]. Стабільно працюючи, газотранспортна мережа України є важливою ланкою не тільки економіки держави, але і стратегічним чинником її національної безпеки [18, 22].

Однак в процесі тривалої експлуатації (понад 20 років) захисне ізоляційне покриття тривало експлуатованих трубопроводів поступово втрачає свої експлуатаційні властивості [3, 5, 322, 29, 35], що спричиняє корозійні процеси, які призводять до виникнення і розвитку поверхневих корозійних (пітингів, язв, каверн) та тріщиноподібних дефектів, до яких відносяться гострі дефекти основного металу (риски, подряпини тощо) та дефекти зварного шва (підрізи, непровари, пори, шлакові включення) [1111, 19].

Крім того, метал магістральних трубопроводів зазнає деформаційного старіння, тобто спостерігається зниження його фізико-механічних характеристик, які визначають роботоздатність газопровідних труб [18, 20, 22, 25, 26, 28, 31, 33, 3433]. Оскільки в процесі транспортування газу, в результаті як стаціонарних, так і нестаціонарних процесів, метал таких труб зазнає постійного впливу асиметричних втомних навантажень, температурних впливів, зсувних процесів у зоні їх прокладання [13, 16, 17]. Такі процеси сприяють субкритичному розвитку як корозійних, так і тріщиноподібних дефектів, які, досягнувши критичних розмірів, можуть призвести до аварійної ситуації, і, як наслідок, до суттєвих економічних та екологічних втрат, а також до людських жертв, спричинених розлітанням фрагментів і осколків трубопроводу, повітряною ударною хвилею в результаті перетворення енергії стисненого газу, термічним впливом в результаті горіння [1, 2, 19, 27, 36].

Збитки, спричинені такими аваріями, складаються з витрат, пов'язаних з втратою газу, вартості ремонтно-відновних робіт, а також унаслідок збитку від неподання газу споживачам. Останні втрати можуть виявитися найбільш суттєвими через те, що магістральні газопроводи проходять, як правило, в районах, віддалених від населених пунктів, а це збільшує терміни ремонту пошкоджених ділянок [4, 13, 15, 36]. Так, за розрахунками, у результаті аварії на лінійній частині газопроводу, залежно від місця розриву і часу закриття найближчих кранів, а також довжини лінійних ділянок між кранами при розрахунковому тиску 5,4 МПа втрати можуть складати близько 620 тонн газу [10]. Крім того реальну небезпеку для навколишнього середовища представляють випадки руйнування газопроводу із загоранням газу, оскільки температура полум'я сягає 1500 – 1800° С, а висота факела 60 – 200 м. Частота аварійних ситуацій із загоранням становить 50 – 60% від загальної кількості аварій. Вони є джерелом викидів NO_x і CO та теплового впливу на навколишнє середовище [1]. Наприклад, під час аварії на газопроводі “Новопсков – Аксай – Моздок” у 1996 р. струмінь палаючого газу сягав 200 м і був спрямований уздовж траси газопроводу паралельно межі житлової забудови [12], а під час вибуху газопроводу “Мінськ – Торжок” у 1997 році за 4 години вигорів ліс в радіусі 10 – 15 км [14]. В останній час у Черкаській області (Україна) зареєстровано три випадки стрес-корозійного розтріскування на магістральному газопроводі “Уренгой – Помари – Ужгород”. Аварії відбувалися на ділянках газопроводу поблизу

компресорних станцій (до 25 км) і супроводжувалися вибухом та загоранням газу. В результаті аварій утворювалися котловани довжиною до 50 м, шириною до 30 м і глибиною до 10 м із зоною термічної поразки в радіусі до 750 м, розліт осколків при цьому сягав 500 м [30].

Зауважимо, що вперше таке руйнування було зареєстроване у 1965 році на Трансканадській системі газопроводів [30, 32]. В Росії корозійне розтріскування під напругою або стрес-корозійне руйнування спостерігали ще в 70-х роках на магістральних газопроводах "Бухара – Урал" і "Середня Азія – Центр" [19]. Тоді на південній ділянці цих газопроводів зареєстровано 103 випадки стрес-корозійного руйнування, а на підприємствах "Севергазпрому" сталося 7 подібного типу руйнувань, до того ж руйнувалися труби з поздовжнім та спіральним швом.

Крім того, в ряді випадків [13, 19], при пневматичних випробуваннях газопроводів, мало місце їх гільйотинне (лавинне) руйнування. Так, при випробуваннях другої черги газопроводу "Пунга – Вуктил" діаметром 1420 мм повітрям під тиском 8,25 МПа мав місце факт крихкого поширення тріщини довжиною 330 м. Другим прикладом є лавинне руйнування обв'язочного газопроводу компресорної станції. В цьому випадку при температурі повітря -35°C і внутрішньому тиску повітря 7,4 МПа тріщина із швидкістю більш ніж 450 м/с поширилась на 875 м.

Встановлено, що крихке (лавинне) руйнування [13] виникає в інтервалі температур, які значно нижчі за температуру пластично-крихкого переходу. Переважно тріщина поширюється перпендикулярно до поверхні труби в осьовому напрямку трубопроводу зі швидкістю, яка перевищує швидкість декомпресії газу. Під час гільйотинного (лавинного) руйнування газопроводу довжина початкової тріщини критичних розмірів залежить від багатьох факторів (низька температура транспортованого газу, наявність залишкових напружень, термічне та деформаційне старіння, характер зовнішнього середовища тощо). Довжина руйнування газопроводу інколи сягає декількох кілометрів [13, 15].

В цілому у Росії за останні 30 років приблизно у 60 % випадках основною причиною аварійних ситуацій гільйотинного типу на магістральних газопроводах було корозійне розтріскування під напруженням або стрес-корозія [36].

Оскільки $\sim 50\%$ магістральних газопроводів експлуатуються понад 30 років, тобто вичерпали свій амортизаційний ресурс, то виникають серйозні застереження до їх безпечної експлуатації. Тому для підвищення безпеки та забезпечення ефективності транспортування природного газу вітчизняною трубопровідною системою актуальною проблемою є оцінка її технічного стану та прогнозування аварійних ситуацій [18, 19, 22, 27].

Об'єкт та методична процедура досліджень та розрахунків. Об'єктом розгляду є газопровідна труба з зовнішнім діаметром D та товщиною стінки t , яка містить паралельну її осі наскрізну тріщину довжиною L (рис. 1).

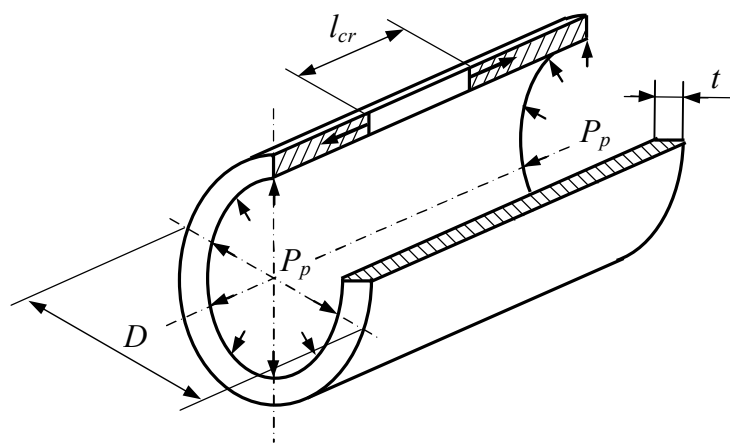


Рис. 1. Схематичне представлення наскрізної тріщини в стінці газопровідної труби

Процес лавинного розвитку стрес-корозійної макротріщини в трубопровідних сталях під впливом діючих в трубі робочих навантажень (тисків) P_p вивчали, використовуючи відому методику [6, 9, 21, 923], в основу якої покладено призматичні зразки (рис. 2) та дослідну установку

[7] (рис. 3, а) для дослідження закономірностей розвитку краєвих тріщини при їх статичному навантаженні, яка включає випробувальну машину (рис. 4, а) на чистий згин (рис. 4, б) із жорстким способом навантаження.



Рис. 2. Загальний вигляд призматичного зразка для дослідження закономірностей розвитку краєвих тріщин

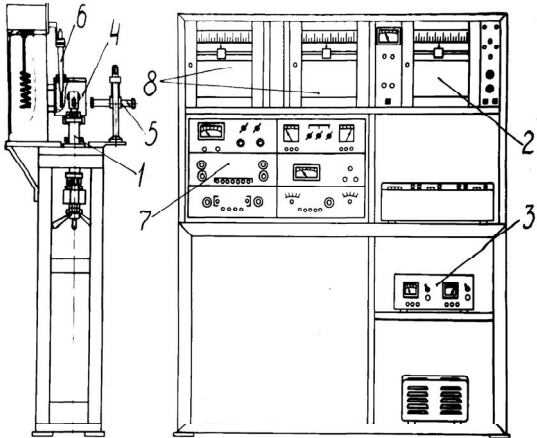
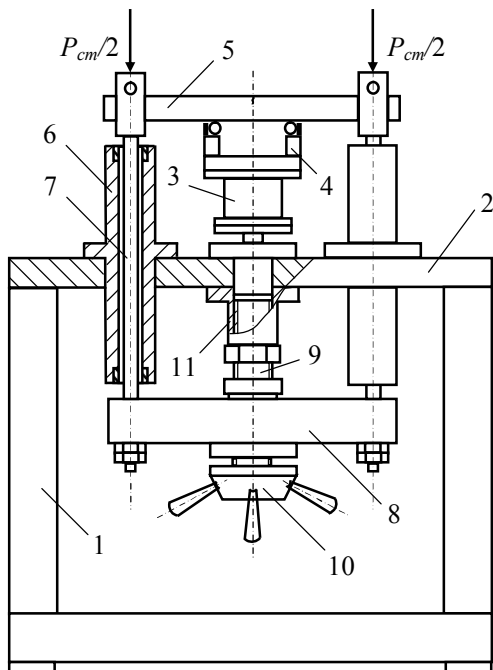
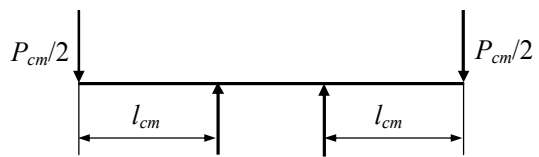


Рис. 3. Випробувальна установка для дослідження статичної корозійної тріщиностійкості конструкційних матеріалів:

1 – випробувальна машина; 2 – прилад реєстрації і контролю навантаження; 3 – джерело живлення мостової схеми; 4 – робоча камера; 5 – оптичний прилад для виміру довжини тріщини; 6 – система для підтримки заданої температури середовища в робочій камері; 7 – потенціостат; 8 – прилади для реєстрації електрохімічних параметрів (pH і φ)



а)



б)

Рис. 4. Схема випробувальної машини (а) на чистий згин (б) із жорстким способом навантаження:

1 – рама; 2 – підстава; 3 – динамометр; 4 – нижня опора; 5 – вірець; 6 – напрямні; 7 – тяги; 8 – траверса; 9 – гвинт, що навантажує; 10 – маховик; 11 – опорна гайка.

Значення коефіцієнта інтенсивності напружень K_I у вершині краєвої тріщини в призматичному зразку визначали за наступною формулою [9]:

$$K_I = \left[\frac{6M}{b\sqrt{(t)^3}} \right] \cdot \sqrt{\lambda \cdot f(\lambda)}, \quad (1)$$

де M – згинаючий момент, прикладений до зразка;

b – ширина зразка;

t – висота зразка;

$$\lambda = \frac{l}{t};$$

l – довжина тріщини.

Функція $f(\lambda)$ відносної довжини тріщини змінювалась у межах $0 \leq \lambda \leq 0,8$ і обчислювалась залежністю:

$$f(\lambda) = \begin{cases} 1,99 - 2,47\lambda + 12,97\lambda^2 - 23,17\lambda^3 + 24,80\lambda^4 + 60,50\lambda^6 & \text{при } 0 \leq \lambda \leq 0,6 \\ \frac{0,6651}{\sqrt{\lambda(1-\lambda)^3}} & \text{при } 0,6 \leq \lambda \leq 0,8 \end{cases}, \quad (2)$$

Критерій до визначення початку крихкого (лавинного) поширення тріщини в деформованому твердому тілі (критерій Ірвіна [23]) для тріщин нормального розриву полягає у тому, що коефіцієнт інтенсивності напружень K_I у вершині розглядуваної стрес-корозійної тріщини в момент її локального розвитку вважається рівним деякій константі матеріалу K_{Ic} . Тобто, критерій граничної рівноваги тіла з тріщиною можна записати так:

$$K_I(P_{cr}, l_{cr}) = K_{Ic}. \quad (3)$$

Тут P_{cr} – граничне значення зовнішнього навантаження P , при досягненні якого (і його перевищенні) настає лавинний (неконтрольований) розвиток тріщини; l_{cr} – розмір тріщини. Величина K_{Ic} характеризує опір матеріалу поширенню в ньому тріщини при квазістатичному збільшенні навантаження (статична тріщиностійкість). Її значення є константою матеріалу в заданих умовах випробування і характеризує його тріщиностійкість при короткочасному статичному навантаженні.

Оцінку можливої реалізації крихкого руйнування труби в процесі утворення в ній наскрізної тріщин (рис. 1) здійснили, використавши формулу [24] для визначення коефіцієнта інтенсивності напружень K_I у вершині наскрізної поздовжньої тріщини для циліндричної оболонки під дією внутрішнього тиску:

$$K_I = F \frac{P_p \cdot D}{2t} \sqrt{\frac{\pi \cdot l_{K_I}}{2}}, \quad (4)$$

де:

$$F = 1 + 0,072449\lambda + 0,64856\lambda^2 - 0,2327\lambda^3 + 0,038154\lambda^4 - 0,0023478\lambda^5;$$

$$\lambda = \frac{l_{K_I}}{2 \sqrt{\frac{D \cdot t}{2}}},$$

F – відома функція для циліндричної оболонки з наскрізною осьовою тріщиною під дією внутрішнього тиску P_p [24],

l_{K_I} – довжина наскрізної тріщини.

За формулою 4 визначали критичні розміри наскрізної тріщини за умови $K_I = K_{Ic}$, тоді довжина тріщини буде рівна критичному значенню $l_{K_I} = l_{K_{Ic}}$, тобто:

$$l_{K_{Ic}} = \frac{8}{\pi} \cdot \left(\frac{t}{D} \right)^2 \cdot \left(\frac{K_{Ic}}{F \cdot P_p} \right)^2 \quad (5)$$

Значення довжини наскрізної тріщини $l_{K_{Ic}}$, при якому починається процес спонтанного поширення тріщини вздовж осі труби вважали критичним l_{cr} .

Результати досліджень та їх обговорення. Оскільки критичний коефіцієнт інтенсивності напружень K_{Ic} є основним параметром, який з одного боку характеризує опір матеріалу поширенню в ньому тріщини, а з іншого – є критерієм конструкційної міцності, то визначення критичних розмірів l_{cr} наскрізної тріщини проводили згідно рівняння 5, використовуючи як власні експериментальні дані [8], так і відомі з літератури [13, 18, 25, 26, 33] результати визначення критичної тріщиностійкості газопровідних сталей (див. таблицю 1). Причому подані в роботі характеристики критичної тріщиностійкості (критичне значення J -інтеграла за 0,2 мм приросту тріщини) представили критичним коефіцієнтом інтенсивності напружень K_{Ic} за допомогою рівняння:

$$K_{Ic} = \sqrt{\frac{J_{Ic} \cdot E}{(1 - \mu^2)}} \quad (6)$$

де, J_{Ic} – критична тріщиностійкість (значення J -інтеграла за 0,2 мм приросту тріщини);

E – модуль Юнга ($E = 10^{11}$ Па);

μ – коефіцієнт Пуассона (для низьколегованих сталей $\mu = 0,3$).

Таблиця 1

Вихідні дані та результати розрахунку за формулою 5 критичного розміру l_{cr} наскрізної тріщини в стінці магістральних газопроводів різних типорозмірів

Марка сталі	$D \times t$, мм	P_p , МПа	$T_{експ.}$, роки	J_{Ic} , кН/м	K_{Ic} , (МПа $\sqrt{м}$)	l_{cr} , мм	Джере ло
МВ54 (аналог 10Г2ФБ)	1420×17,5	7,4	25	–	151,0	115,4	[13]
08Г2БН	1020×10,0	5,4	25	–	172,2	124,0	
Х-52 (аналог 17Г1С)	1220×12,0	5,4	0	412	300,9	230,0	[25, 33]
		5,4	30	127	167,1	131,0	
17Г1С	1220×12,0	5,4	0	322	266,0	207,0	
		5,4	31	208,5	214,1	169,0	
10Г2ФБ	1420×18,7	7,4	0	–	300,0	266,0	[8]
		7,4	30	–	141,8	117,0	

Слід зауважити, що в роботі [13] на основі експериментальних досліджень було визначено критичні значення величини наскрізної тріщини l_{cr} . Різниця одержаних розрахунковим та експериментальним шляхом (див. таблицю 2) величини l_{cr} не перевищує 5%, що свідчить про можливість використання формули 5 для визначення критичного значення величини наскрізної тріщини.

Таблиця 2

Експериментальні та розрахункові дані критичного розміру l_{cr} наскрізної тріщини у стінках магістральних газопроводів різних типорозмірів

Марка сталі	$D \times t$, мм	P_p , МПа	l_{cr}^e , мм	l_{cr}^p , мм	$\Delta = \frac{l_{cr}^e}{l_{cr}^p} 100\%$, %
			експериментальні і дані [13]	розрахунок за формулою 5	
МВ54 (аналог 10Г2ФБ)	1420×17,5	7,4	118,0	115,4	2,3
08Г2БН	1020×10,0	5,4	118,0	124,0	4,8

Крім того, аналіз розглянутих вище випадків (див. таблицю 3) показує, що експлуатація магістрального газопроводу високого тиску ($P_p = 7,4$ МПа) призводить до більшого ступеня деградації металу труби, ніж металу тривало експлуатованих газопровідних систем за меншого на третину ($P_p = 5,4$ МПа) робочого тиску. Так, у першому випадку критичне значення величини наскрізної тріщини l_{cr} в тривало експлуатованій трубі складає 44 % від її критичних розмірів для труби запасу, тоді як у менш навантажених трубах ця величина змінюється в межах 60-80 %.

Таблиця 3

Критичні розміри l_{cr} наскрізної тріщини у стінках не експлуатованих та тривало експлуатованих магістральних газопроводів різних типорозмірів

Марка сталі	$D \times t$, мм	P_p , МПа	l_{cr}^H , мм	$l_{cr}^{m.e.}$, мм	$\Delta = \frac{l_{cr}^{m.e.}}{l_{cr}^H} 100\%$, %
			неексплуатований метал	тривало експлуатований метал	
X-52 (аналог 17Г1С)	1220×12,0	5,4	230,0	131,0	56,9
17Г1С	1220×12,0	5,4	207,0	169,0	81,6
10Г2ФБ	1420×18,7	7,4	266,0	117,0	44,0

Зауважимо, що визначення критичного коефіцієнта інтенсивності напружень K_{Ic} проводили згідно методики [6] при температурі повітря $T = 20^\circ \text{C}$, використовуючи вищеописане експериментальне устаткування. Оскільки величина коефіцієнта інтенсивності напружень K_{Ic} суттєво залежить від температури випробування, то очевидно і розмір наскрізної критичної тріщини l_{cr} у трубі магістрального газопроводу також буде залежати від температури навколишнього середовища. Крім того, температурні залежності K_{Ic} використовують для виявлення областей крихкого-в'язкого переходу.

Висновки. На основі наведеної вище розрахункової процедури та експериментальних даних про статичну тріщиностійкість металу газопровідних труб здійснено експрес-оцінку умов виникнення гільйотинного руйнування.

Одержані результати вказують на те, що різниця одержаних розрахунковим та експериментальним шляхом розмірів наскрізної тріщини l_{cr} не перевищує 5%, що доводить можливість застосування запропонованої експрес-оцінки.

Аналіз результатів свідчить, що тривала експлуатація магістрального газопроводу в умовах підвищених тисків призводить до більш суттєвої деградації металу труби.

1. Бабаджанова О. Ф. Фактори, що обумовлюють пожежну небезпеку лінійної частини магістрального газопроводу / О. Ф. Бабаджанова, Ю. Е. Павлюк, Ю. Г. Сукач // Пожежна безпека. – 2011. – № 18. – С. 27–34.
2. Безопасность России. Правовые, социально-экономические и научно-технические аспекты. Функционирование и развитие сложных народно-хозяйственных, технических энергетических, транспортных систем, систем связи и коммуникаций. Раздел второй. – М.: МГФ “Знание”, 1998. – 416 с.
3. Борисенко В. А. Коррозионное разрушение газопроводов / В. А. Борисенко, Ю. П. Нихаенко, В. И. Крикун // Проблемы коррозии та протикорозійного захисту матеріалів (Корозія-2006): у 2-х томах [спецвипуск журналу “Фізико-хімічна механіка матеріалів”]: VIII міжн. конф.-вист., 6-8 черв. 2006 р.: збірник праць. – 2006. – Спец. вип. №5. – С. 296-299.
4. Бут В. С. Стратегія розвитку технологій ремонту діючих магістральних трубопроводів / В. С. Бут, О. І. Олійник // Проблеми ресурсу і безпеки експлуатації конструкцій, споруд та машин: збірник наук. статей за результатами виконання цільової комплексної програми наукових досліджень НАН України у 2004-2006 рр.: зб. статей; під заг. ред. Б. Є. Патона. – К.: Національна академія наук України. Інститут електрозварювання ім. Є. О. Патона, 2006. – С. 491-496.
5. Галеев В. Б. Ремонт магистральных трубопроводов и оборудования нефтеперекачивающих станций / В. Б. Галеев, Е. М. Сощенко, Д. А. Черняев – М.: Недра, 1968. – 224 с.
6. ГОСТ 25.506-85. Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний металлов. Определение характеристик трещиностойкости (вязкости разрушения) при статическом нагружении. – М.: Изд-во стандартов, 1985. – 62 с.
7. Грабовский Р. С. Установка для испытаний конструкционных материалов на статическую коррозионную трещиностойкость / Р. С. Грабовский, И. Н. Дмытрах, М. И. Лев [и др.] // Деп. ВИНТИ № 67 65 – В 89 от 10.11.1989 г. – С. 7.
8. Грабовський Р. С. Оцінка характеристик опору поширення тріщин експлуатованого металу магістральних нафтогазопроводів у корозійних середовищах / Р. С. Грабовський, В. С. Лужецький // Машинознавство. – 2008. – №11 (137). – С. 34-37.
9. Дмитрах І. М. Вплив корозійних середовищ на локальне руйнування металів біля концентраторів напружень / І. М. Дмитрах, В. В. Панасюк – Львів: Національна академія наук України. Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка. – 1999. – 341 с.
10. Довідник працівника газотранспортного підприємства / під заг. ред. А. А. Рудніка. – К.: Росток, 2001. – 1091 с.
11. ДСТУ–Н Б В.2.3.-21:2008 Настанова визначення залишкової міцності магістральних трубопроводів з дефектами – К.: Мінрегіонбуд України, 2008. – 68 с.
12. Енергоекологічна безпека нафтогазових об'єктів / [Говдяк Р. М., Семчук Я. М., Чабанович Л. Б. та ін.] – Івано-Франківськ: Лілея НВ, 2007. – 556 с.
13. Иванцов О. М. Надежность магистральных трубопроводов / О. М. Иванцов, В. И. Харитонов. – М.: Недра, 1978. – 167 с.
14. Исаева Л. К. Основы экологической безопасности при техногенных катастрофах / Л. К. Исаева. – М.: Академия ГПС МЧС России, 2003. – 156 с.
15. Каранович Е. В. Анализ причин аварий на магистральных газопроводах / Е. В. Каранович // Нефть и газ Западной Сибири: у 4-х томах / под общ. ред. О. Ф. Данилова: междунар. науч.-техн. конф., 19-20 окт. 2011 г.: материалы конференции. – Тюмень: Тюменский государственный нефтегазовый университет, 2011. – Т2 – С. 41-43.
16. Крижанівський Є. І. Вплив нерівномірності газоспоживання на напружений стан трубопроводу / Є. І. Крижанівський, О. С. Тараєвський // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2004. – № 3 (12). – С. 31-34.
17. Крижанівський Є. І. Вплив середовища та нерівномірності споживання газу на безаварійну експлуатацію газопроводу / Є. І. Крижанівський, О. С. Тараєвський, С. Й. Тараєвський // Проблеми корозії та протикорозійного захисту матеріалів (Корозія-2008): у 2-х томах [спецвипуск журналу “Фізико-хімічна механіка матеріалів”]: IX міжн. конф.-вист., 10-12 черв. 2008 р.: збірник праць. – 2008. – Спец. вип. №7. – С. 791-796.

18. Крижанівський Є. І. Корозійно-воднева деградація нафтових і газових трубопроводів та її запобігання: [наук.-техн. посіб. у 3-х т.] / Є.І. Крижанівський, Г.М. Никифорчин; під заг. ред. В.В. Панасюка. – Івано-Франківськ – Львів: вид-во Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу, 2011. – Т. 1: Основи оцінювання деградації трубопроводів. – 2011. – 457 с.
19. Мазур И. И. Безопасность трубопроводных систем / И. И. Мазур, О. М. Иванцов – М.: Елима, 2004. – 1104 с.
20. Матросов Ю. И. Сталь для магистральных газопроводов / Ю. И. Матросов, Д. А. Литвиненко, С. А. Голованенко. – М.: Металлургия, 1989. – 288 с.
21. Механика разрушения и прочность материалов: [справ. пособ. в 4-х т. под общ. ред. В. В. Панасюка]. – К.: Наук. думка, 1988–1990.
22. Механіка руйнування і міцність матеріалів: довідн. посібник за заг. ред. В. В. Панасюка – Том 11: Міцність і довговічність нафтогазових трубопроводів і резервуарів / [Г. М. Никифорчин, С. Г. Поляков, В. А. Черватюк, І. В. Ориняк [та ін.]; за ред. Г. М. Никифорчина]; – Львів: Сполом, 2009. – 504 с.
23. Механіка руйнування і міцність матеріалів: довідн. посібник за заг. ред. В. В. Панасюка. – Том 7: Надійність та довговічність елементів конструкцій теплоенергетичного устаткування / [І. М. Дмитрах, А. Б. Вайнман, М. Г. Сташук, Л. Тот; за ред. І. М. Дмитраха]. – К.: ВД “Академперіодика”, 2005. – 378 с.
24. Механіка руйнування і міцність матеріалів: довідн. посібник за заг. ред. В. В. Панасюка. – Том 13: Працездатність матеріалів і елементів конструкцій з гострокінцевими концентраторами напружень / [І. М. Дмитрах, Л. Тот, О. Л. Білий, А. М. Сиротюк; за ред. В. В. Панасюка]. – Львів: Сполом, 2012. – 316 с.
25. Никифорчин Г. М. Деградація властивостей сталей магистральных газопроводів упродовж їх сорокарічної експлуатації / Г. М. Никифорчин, О. Т. Цирульник, Д. Ю. Петрина [та ін.] // Проблеми міцності. – 2009. – № 5. – С. 66-72.
26. Никифорчин Г. М. Чутливість механічних, корозійно-механічних та електрохімічних властивостей до експлуатаційної деградації сталей магистральных трубопроводів / Г. М. Никифорчин, О. Т. Цирульник, М. І. Греділь // Проблеми ресурсу і безпеки експлуатації конструкцій, споруд та машин: збірник наук. статей за результатами виконання цільової комплексної програми наукових досліджень НАН України у 2007-2009 рр.; зб. статей під заг. ред. Б. Є. Патона. – К.: Національна академія наук України. Інститут електрозварювання ім. Є. О. Патона, 2009. – С. 29-32.
27. Ориняк І. В. Наукові і організаційні засади впровадження ризик-аналізу в практику управління цілістю магистральных трубопроводів / І. В. Ориняк, М. В. Бородій, А. С. Батура // Проблеми ресурсу і безпеки експлуатації конструкцій, споруд та машин (“РЕСУРС”): звітна сесія цільової комплексної програми, 6-8 січня 2006 р.: наук.-техн. збірник під заг. ред. Б. Є. Патона. – К.: Національна академія наук України, Інститут електрозварювання ім. Є. О. Патона, 2006. – С. 11-15.
28. Петрина Д. Ю. Вплив тривалої експлуатації нафтогазопроводів на умови корозійно-втомного руйнування матеріалу труб / Д. Ю. Петрина // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2010. – № 1 (34). – С. 20-25.
29. Поляков С. Г. Коррозия внутренней поверхности магистральных газопроводов / С. Г. Поляков, Л. І. Ниркова, А. В. Клименко [та ін.] // Проблеми корозії та протикорозійного захисту матеріалів (Коррозія-2006): у 2-х томах [спецвипуск журналу “Фізико-хімічна механіка матеріалів”]: VIII міжн. конф.-вист., 6-8 черв. 2006 р.: збірник праць. – 2006. – Спец. вип. №5. – С. 300-304.
30. Поляков С. Г. Основные закономерности стресс-коррозийного разрывания магистральных газопроводов / С. Г. Поляков, А. О. Рибаків // Проблеми міцності – 2009. – № 5. – С. 7-17.
31. Похмурський В. І. Зміна механічних та електрохімічних характеристик сталі газопроводів після тривалої експлуатації / В. І. Похмурський, Є. І. Крижанівський // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2009. – № 3 (21). – С. 5-10.
32. Синугаев М. Ф. Стресс-коррозия на магистральных газопроводах и человеческий фактор / М. Ф. Синугаев, П. В. Климов, А. К. Гумеров [и др.] // Территория “Нефтегаз”. – 2008. – № 8. – С. 32-36.

33. Цирульник О. Т. Воднева деградація тривало експлуатованих сталей магістральних газопроводів / О. Т. Цирульник, Г. М. Никифорчин, Д. Ю. Петрина [та ін.] // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2007. – Т. 43, № 5. – С.97-104.
34. Цирульник О. Т. Оцінювання роботоздатності сталі 17Г1С після тривалої експлуатації на газогоні / О. Т. Цирульник, М. І. Греділь, О. З. Студент [та ін.] // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – 2008. – Т. 13, № 4. – С. 49-55.
35. Щербаков С. Г. Проблемы трубопроводного транспорта нефти и газа / С. Г. Щербаков. – М.: Наука, 1982. – 207 с.
36. Яковлев А. Я. Стресс-коррозия на магистральных газонефтепроводах. – Киров: ОАО “Кировоградская областная типография”, 2009. – 320 с.

УДК.621.822

В.І Марчук, С.О. Приступа

Луцький національний технічний університет

ПРО ВПЛИВ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СПАДКОВОСТІ НА ТОЧНІСТЬ ШЛІФУВАННЯ ПОВЕРХОНЬ КІЛЕЦЬ РОЛИКОПІДШИПНИКІВ В УМОВАХ ПЕРЕНАЛАГОДЖУВАЛЬНОГО ВИРОБНИЦТВА

В роботі розглядається спадковий характер похибок, що виникають в процесі виготовлення кілець роликотідшипників. Також проведений аналіз похибок на окремих технологічних операціях в рамках кореляційної теорії.

Ключові слова: *кілець, похибка, шліфування, технологічна спадковість, кореляційний зв'язок, автоматизована лінія.*

Під час проектування автоматизованих ліній для виготовлення кілець роликотідшипників велике значення має визначення зв'язків між похибками в процесі обробки кілець на всіх суміжних технологічних операціях. Знання законів яким підкоряються ці зв'язки, дозволяє дати оцінку впливу похибок в процесі виготовлення кілець на наступних технологічних операціях в залежності від рівня похибок, набутих кільцями на попередніх технологічних операціях, і, відповідно обґрунтовувати вибір тих або інших значень поопераційних допусків.

В процесі виготовлення кілець на автоматизованих лініях технологічні операції багаторазово повторюються в однакових технологічних умовах, тому для аналізу похибок, що виникають в процесі виробництва підшипників можуть бути застосовані методи математичної статистики.

Точність виготовлення кілець на кожній технологічній операції визначається багатьма факторами: похибками, отриманими на попередніх операціях, похибками базування, похибками самого технологічного процесу тощо.

Визначимо вплив перших двох з перерахованих вище факторів на точність виготовлення окремих параметрів кілець на автоматизованих лініях.

Розглянемо вплив, що здійснюють похибки в базуванні кілець підшипника, на точність виготовлення доріжок кочення.

Розгляд розпочнемо з дільниці термічної обробки, на якій, як показали дослідження [1], відбуваються значні зміни розмірів в діаметрах доріжок кочення кілець, отриманих після операції токарного оброблення.

Для дослідження була вибрана партія кілець в кількості 95 штук. Оскільки, в процесі термічної обробки кілець зняття металу не відбувається, то кореляційний зв'язок між похибками в середніх діаметрах доріжок кочення кілець до і після термообробки повинна бути досить тісним.

Найбільший інтерес під час аналізу термічної обробки представляє виявлення випадкової складової похибки процесу термообробки, оскільки постійна стала похибок в середніх діаметрах кілець може бути скомпенсована на наступній технологічній операції шляхом відповідних налаштувань шліфувального автомата. Розрахунки показують, що для процесу термообробки дисперсія похибок складає 45% від повної дисперсії похибок в середніх діаметрах доріжок кочення[3].

Дослідження похибок на шліфувальній дільниці зовнішніх кілець роликотідшипників серії 7000 виконувалось послідовно на трьох операціях попереднього, чистового та тонкого шліфування. В даному випадку базою служить торець кільця. На рис 1 показано фрагмент робочого креслення кільця та схема контролю похибки середнього діаметра.

Опис автоматизованої лінії виготовлення кілець роликотідшипників і шліфувальної дільниці наведений в роботі [2], тому в статті буде розглянута лише принципова схема обробки зовнішнього кільця шліфуванням (рис 2).

Найбільший інтерес в аналізі термічної обробки представляє виявлення випадкової складової похибки в середніх діаметрах кілець. Проведені розрахунки показали, що для процесу термообробки $\eta^2 = 0,55$, тобто дисперсія похибки самого процесу термообробки складає 45% від повної дисперсії похибок в середніх діаметрах доріжок кочення [3].

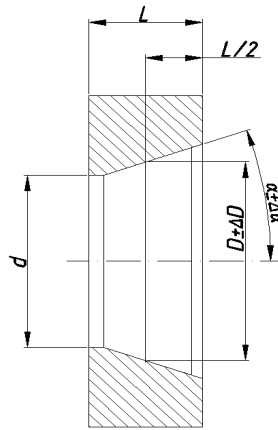


Рис.1. Зовнішнє кільце роликотідшипника

В партії кільць похибки ΔD_{mm} , і ΔD_n , є випадковими величинами, що обмежуються відповідними полями допуску (ΔD_{mm} , і ΔD_n , похибки діаметрального розміру доріжки кочення зовнішнього кільця в середині твірної конічної поверхні).

В якості характеристик випадкових величин використаємо середнє значення:

$$\overline{\Delta D_{mm}} = \frac{\sum \Delta D_{mm,i}}{n}; \quad \overline{\Delta D_n} = \frac{\sum \Delta D_{n,i}}{n}; \quad (1)$$

і середнє математичне відхилення:

$$\sigma_{mm} = \sqrt{\frac{\sum (\Delta D_{mm,i} - \overline{\Delta D_{mm}})^2}{n}}; \quad \sigma_n = \sqrt{\frac{\sum (\Delta D_{n,i} - \overline{\Delta D_n})^2}{n}}; \quad (2)$$

де

$$\Delta D_{mm,i} = \frac{(\Delta D_{mm,i})_{\max} + (\Delta D_{mm,i})_{\min}}{2}; \quad \Delta D_{n,i} = \frac{(\Delta D_{n,i})_{\max} + (\Delta D_{n,i})_{\min}}{2},$$

n — число кільць в партії.

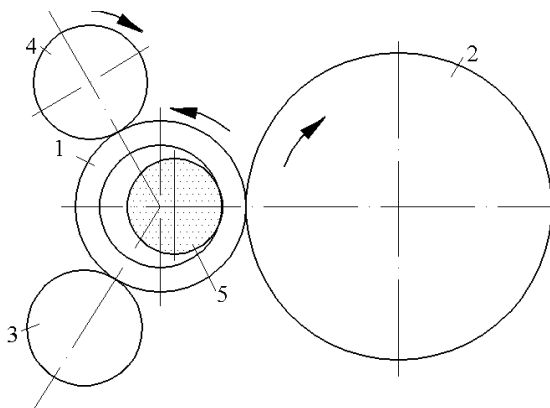


Рис. 2. Схема обробки доріжки кочення зовнішнього кільця роликотідшипника
1 – кільце, що шліфується; 2 – ведучий диск; 3, 4 – ведучий і прижимний ролики;
5 – шліфувальний круг

Для встановлення статистичного зв'язку між ΔD_{mm} , і ΔD_n , скористаємось поняттям кореляційної залежності, під якою розуміється такий зв'язок між випадковими величинами, коли одна із них реагує на зміну іншої зміною свого середнього значення. Така кореляційна залежність може бути виражена за допомогою рівняння прямої лінії:

$$\overline{\Delta D_{n/mm}} - \overline{\Delta D_n} = r \frac{\sigma_n}{\sigma_{mm}} (\overline{\Delta D_{mm}} - \overline{\Delta D_{mm}}) \quad (3)$$

де r — коефіцієнт кореляції, що визначається наступним виразом:

$$r = \frac{\sum_i (\Delta D_{mm,i} - \overline{\Delta D_{mm}}) (\Delta D_{n,i} - \overline{\Delta D_n})}{n \sigma_n \sigma_{mm}} \quad (4)$$

$\overline{\Delta D_{n/mm}}$ — середні значення ΔD_n .

Вираз (3) називається рівнянням регресії, а кутовий коефіцієнт прямої ρ — коефіцієнт регресії:

$$\rho = r \frac{\sigma_n}{\sigma_{mm}}. \quad (5)$$

Підставивши (5) в (3), отримаємо:

$$\overline{\Delta D_{n/mm}} = a + \rho \overline{\Delta D_{mm}}, \quad (6)$$

Формула (6) показує, що середня величина похибки $\overline{\Delta D_{n/mm}}$ складається з частини $\rho \overline{\Delta D_{mm}}$, що пропорційна похибці ΔD_{mm} , і постійної складової a .

Використовуючи (6), вираз для повної величини похибки запишемо так:

$$\Delta D_n = (\Delta D_n - \Delta D_{n/mm}) + a + \rho \Delta D_{mm} \quad (7)$$

Розглянемо складові правої частини (7).

Складова $\Delta D_n - \Delta D_{n/mm}$ являється частиною вхідної похибки, кореляційно незалежної від величини похибки ΔD_{mm} і є випадковою похибкою технологічних операцій.

Складова a представляє собою постійну похибку технологічної операції, що збільшує, або зменшує вихідну похибку в залежності від знака a . Вплив a можна звести до мінімуму налаштуванням технологічної системи на відповідний розмір.

Складова $\rho \Delta D_{mm}$ представляє собою частину вихідної похибки, що пропорційна величині похибки ΔD_{mm} . Коефіцієнт регресії ρ в цьому випадку може бути названий коефіцієнтом передачі похибки, який показує яка частина ΔD_{mm} переноситься на ΔD_n . Для правильно побудованих технологічних процесів задовольняється наступний вираз:

$$0 \leq \rho \leq 1. \quad (8)$$

Можна зробити висновок, що у випадку коли $\rho = 0$ перенесення похибок з попередніх технологічних операцій на наступні не відбувається, тобто похибки попередніх операцій повністю усуваються. Якщо ж $\rho = 1$ відбувається повне перенесення попередніх похибок. Коли ж $0 \leq \rho \leq 1$ технологічні операції лиш частково усуваються похибки, що отримані на попередніх операціях обробки кілець.

Для прямолінійної кореляційної залежності дисперсія похибки ΔD_n може бути представлена в наступному вигляді:

$$\sigma_n^2 = \sigma_{n/mm}^2 + \delta_{n/mm}^2, \quad (9)$$

де перший доданок представляє собою середню з часткових дисперсій, тобто величину, яка не залежить від ΔD_{mm} і являється наслідком похибок самого процесу шліфування, а другий доданок в граничному випадку ($n \rightarrow \infty, \delta_{n/mm}^2 \rightarrow \rho^2 \sigma_n^2$) пропорційно дисперсії ΔD_{mm} . Перетворимо (9) наступним чином:

$$\frac{\sigma_{n/mm}^2}{\sigma_n^2} + \frac{\delta_{n/mm}^2}{\sigma_n^2} = 1, \quad (10)$$

і позначимо

$$\eta^2 = \frac{\delta_{n/mm}^2}{\sigma_n^2}. \quad (11)$$

Таким чином, величина η^2 показує, яка частина ΔD_n зумовлена зміною похибки ΔD_{mm} .

В табл. 1 наведені статистичні характеристики процесу попереднього та тонкого шліфування

Таблиця 1

Статистичні характеристики	Попереднє шліфування		Тонке шліфування	
	$\Delta D_{mm}, \text{мк}$	$\Delta D_n, \text{мк}$	$\Delta D_q, \text{мк}$	$\Delta D_m, \text{мк}$
$\overline{\Delta D}$	-65,3	100,2	13,3	28,4
σ	84,7	42,3	11,2	9,9
r	0,46		0,98	
ρ	0,23		0,86	
η^2	0,22		0,95	

В табл.2 ΔD_{mm} , ΔD_n , ΔD_q і ΔD_m — похибки в середніх діаметрах доріжок кочення відповідно після технологічних операцій термооброблення, попереднього, чистового та тонкого шліфування.

В роботі [1] показано, що відповідними налаштуваннями автомата для чистового шліфування кілець величину r , а відповідно, і ρ можна звести до мінімуму.

На рис 3 представлені теоретичні (суцільною лінією) та емпіричні (пунктирною лінією) лінії регресії відповідно для попереднього та тонкого шліфування. Порівняння емпіричних і теоретичних залежностей $\overline{\Delta D_{n/mm}} = f(\Delta)$ і $\overline{\Delta D_{m/q}} = f(\Delta)$ вказує на задовільність їх сходження.

Коефіцієнти регресії $\rho = 0,23$ і $\rho = 0,86$ показують, що в той час, коли операція попереднього шліфування в значній мірі знижує дію похибок після дільниці термічної обробки, операція тонкого шліфування практично не усуває похибок після чистового шліфування.

Аналогічні висновки можна зробити проаналізувавши дані приведених в табл. 1 коефіцієнтів η^2 . Коефіцієнти η^2 рівні 78% і 5% від загальної дисперсії похибок ΔD_n і ΔD_m , являються наслідком відповідних технологічних процесів попереднього і тонкого шліфування.

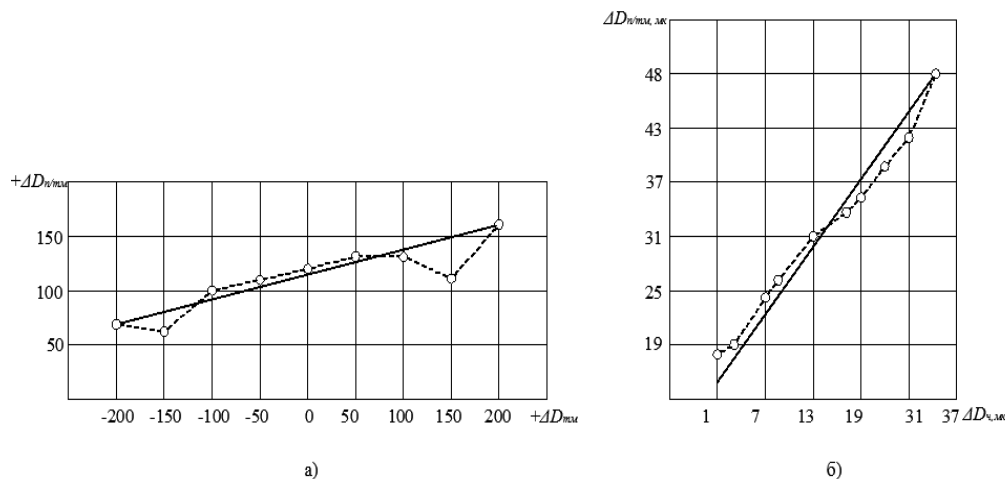


Рис. 3. Теоретичні та емпіричні лінії регресії похибок середнього діаметра доріжки кочення роликпідшипника: а) для попереднього та б) для тонкого шліфування

В табл. 2 наведені статистичні характеристики похибок кута конуса доріжки кочення. А саме $\Delta \alpha_{mm}$, $\Delta \alpha_n$, $\Delta \alpha_q$, $\Delta \alpha_m$ похибки середніх значень — після технологічних операцій, термообробки, попереднього, чистового, та тонкого шліфування відповідно.

Згідно з даними таблиці 3 між похибками $\Delta \alpha$ на дільницях попереднього шліфування і термообробки існує статистичний зв'язок $r = 0,63$. Проте, невелике значення коефіцієнта передачі $\rho = 0,1$ вказує на те, що технологічна операція попереднього шліфування добре виправляє середнє значення похибок $\Delta \alpha$, отриманих на попередніх технологічних операціях (рис 4, а). Похибки $\Delta \alpha_q$

і $\Delta\alpha_m$ також знаходяться в кореляційній залежності $r = 0,676$. Але оскільки $\rho = 0,518$, то операція тонкого шліфування в значній мірі зберігає похибки з попередніх технологічних операціях (рис 4, б).

Таблиця 2

Статистичні характеристики	Попереднє шліфування		Тонке шліфування	
	$\Delta\alpha_{тл}, мк$	$\Delta\alpha_{п}, мк$	$\Delta\alpha_{ч}, мк$	$\Delta\alpha_{т}, мк$
$\overline{\Delta\alpha}$	99,9	-9,98	-0,53	4,88
σ	38	6,06	1,99	1,53
r	0,63		0,676	
ρ	0,1		0,518	
η^2	0,397		0,456	

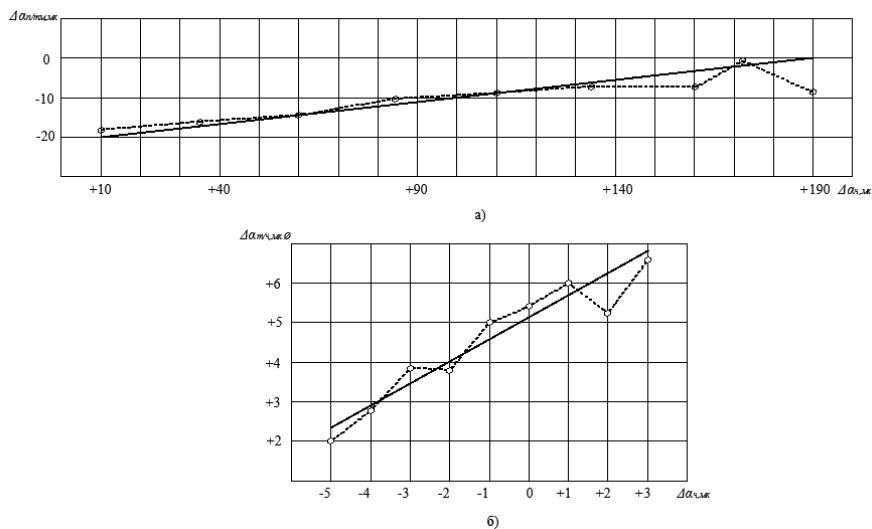


Рис. 4. Теоретичні та емпіричні лінії регресії похибок кута конуса зовнішнього кільця роликотішипника: а) для попереднього та б) для тонкого шліфування

Висновки. В умовах виготовлення підшипників качення на автоматизованих лініях більшість технологічних операцій побудовано таким чином, що похибки суміжних технологічних операцій знаходяться в кореляційному зв'язку між собою.

Кореляційний зв'язок з достатньою для практики розрахунків точністю може бути прийнятий у вигляді рівняння прямої лінії.

Аналіз похибок на окремих технологічних операціях в рамках кореляційної теорії дозволяє обґрунтувати призначення тих або інших величин поопераційних допусків (припусків) і виявити незадіяні резерви виробництва (наприклад, в процесі тонкого шліфування можуть бути зменшені величини похибок, що підтверджується величиною коефіцієнта кореляції).

Приведені в даній статті рівняння можуть служити в першому наближенні вихідними даними для призначення допусків (припусків) в процесі проектування технологічних операцій з оброблення кілець, близьких за своїми геометричними розмірами до розглянутих.

Описаний підхід набуває особливої актуальності для прогнозування точності механічного оброблення поверхонь деталей роликотішипників в умовах переналагоджувального виробництва.

1. Дьяконова Н.П. Автоматизация машиностроения / Н.П. Дьяконова, Н.М. Капустин, П.М. Кузнецов М.: Высшая школа, 2003. – 223 с.
2. Спришевский, А.И. Подшипники качения Текст. / А.И. Спришевский. М.: Машиностроение, 1969. – 631 с.
3. Ящерицин П.И. Технологическая наследственность в машиностроении / П.И. Ящерицин, Э.В. Рыжов, В.И. Аверченков. Мн. Наука и техника, 1977. – 256 с.

УДК 534-16

Ю.Я. Матвійв, І.Я. Долінська, Л.Н. Добровольська
Луцький національний технічний університет**АКУСТИКО-ЕМІСІЙНА ОЦІНКА ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ЕЛЕМЕНТІВ
КОНСТРУКЦІЙ З ПОВЕРХНЕВИМИ ТРІЩИНАМИ ЗА ДОВГОТРИВАЛОГО
СТАТИЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ**

Запропоновано методику оцінки за параметрами акустичної емісії ресурсу елементів конструкцій з поверхневими тріщинами при довготривалому статичному розтязі. При цьому розглянуто випадок розтягу пластини з поверхневою тріщиною.

Ключові слова: *низькотемпературна повзучість, метод акустичної емісії, період докритичного росту тріщини.*

Вступ. Проблеми інженерної практики, особливо при розвитку теплової і атомної енергетики, хімічної і нафтохімічної промисловості, а також інших областей сучасної техніки, де використовуються елементи конструкцій довготривалої експлуатації за довготривалого статичного навантаження вимагає від дослідників більш надійних методів прогнозування довговічності таких елементів, особливо з тріщинами. Тут постає питання про розвиток таких дефектів, їх кінетику і, взагалі, про період їх докритичного росту. Дослідити цю проблему суто емпірично, шляхом експериментальних досліджень, технічно досить складно і не завжди в принципі можливо. Виникає необхідність в створенні надійної теорії протікання і розрахунку цих процесів.

Відомі на даний час дослідження [1–6] довговічності елементів конструкцій з тріщинами під дією довготривалого статичного навантаження в переважній більшості відносяться до випадків, коли залишкову довговічність таких елементів знаходять за допомогою кінетичних діаграм поширення тріщин повзучості (залежність швидкості від коефіцієнта інтенсивності напружень). Побудова таких діаграм пов'язана з великими часовими періодами дослідів, а побудова першої її ділянки взагалі практично утруднена. Тому тут пропонується інший підхід. Це пов'язане з наступним.

Поширення тріщин за довготривалого статичного навантаження відноситься до одного з видів сповільненого руйнування. Оскільки таке руйнування реалізується шляхом утворення або об'єднання дефектів (вакансій, дислокацій, пор, мікротріщин, макротріщин і т.д.), що спричиняє генерування пружних хвиль, то найефективнішим методом діагностування сповільненого руйнування елементів конструкцій за такого навантаження є метод акустичної емісії [7–11]. Для виявлення такого руйнування елементів конструкцій метод акустичної емісії застосовується давно [7–11], але це була лише якісна оцінка такого процесу, тобто його зародження чи протікання. Для його кількісної оцінки необхідно встановити залежності параметрів акустичної емісії від параметрів сповільненого руйнування матеріалу.

У даній роботі зроблено спробу побудови таких залежностей для випадку поширення поверхневих тріщин низькотемпературної повзучості в конструкційних матеріалах і на цій основі реалізація кількісної діагностики такого процесу за параметрами акустичної емісії, які відносно легко можуть бути встановлені з допомогою існуючих методик [7–11].

Постановка задачі. Розглянемо тривимірне тіло, яке послаблене плоскою поверхневою макротріщиною S_T з гладким випуклим контуром L_T і в нескінченно віддалених точках розтягується рівномірно розподіленими довготривалими зусиллями інтенсивності p , направленими перпендикулярно до площини розміщення тріщини (рис. 1).

Вважатимемо, що таке тіло піддане дії однорідного низькотемпературного поля, яке в зоні передруйнування біля контуру тріщини викликає низькотемпературну повзучість, що спричиняє поширення тріщини. Задача полягає у визначенні такого часу $t = t_*$, по досягненню якого розмір площі S тріщини низькотемпературної повзучості досягне критичного значення $S = S_*$ і тіло зруйнується.

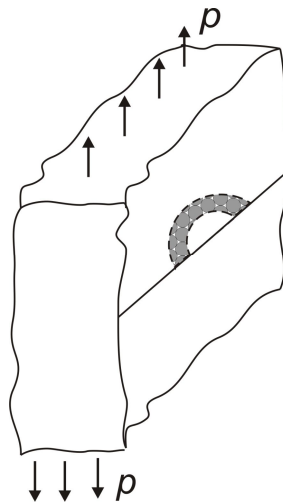


Рис. 1. Схема навантаження тіла з поверхневою тріщиною

На основі результатів роботи [5] розв'язок такої задачі зводиться до наступного диференціального рівняння

$$\frac{dS}{dt} = \frac{A_{2t}}{K_{CC}^{2m} L_T} \int [K_I^{2m}(\xi) - K_{thc}^{2m}] d\xi [1 - K_{CC}^{-2} L_T^{-1} \int K_I^2(\xi) d\xi]^{-1} \quad (1)$$

за початкової і кінцевої умов

$$t = 0, S(0) = S_T; \quad t = t_*, S(t_*) = S_*, \quad K_I(S_*) = K_{CC}. \quad (2)$$

Як впливає із вище приведеного, при дослідженні залишкового ресурсу елементів конструкцій за довготривалого статичного навантаження важливим є встановлення розмірів вихідних дефектів S_T , параметрів кінетичних діаграм поширення тріщин низькотемпературної повзучості (величини $m, A_{2t}, K_{CC}, K_{thc}$ в рівнянні (1)) і при допомозі математичної моделі (1), (2) визначення залишкового ресурсу (періоду докритичного росту тріщини низькотемпературної повзучості) $t = t_*$. Проте, визначення вихідних розмірів дефектів і параметрів $m, A_{2t}, K_{CC}, K_{thc}$, які повинні бути знайдені для уже експлуатованого матеріалу досліджуваного елемента конструкції, пов'язане із значними технічними труднощами [5]. Тому в даній роботі зроблено спробу побудувати розрахункову модель оцінки залишкового ресурсу (періоду докритичного росту тріщин низькотемпературної повзучості) елементів конструкцій за довготривалого статичного навантаження через параметри сигналів акустичної емісії (АЕ), які вимірюються безпосередньо на поверхні досліджуваного елемента під навантаженням. Суть цієї моделі полягає у наступному.

Як відомо [8], площу S новоутворених дефектів (площу підростання тріщини) можна визначити через суму амплітуд A_i сигналів АЕ так

$$S = v \sum_{i=1}^n A_i. \quad (3)$$

Тут v – акустико-емісійна константа матеріалу, яка визначається із експерименту [10]; n – кількість сигналів АЕ (кожен сигнал вважатимемо відтворенням одиничної події акту руйнування матеріалу), зареєстрованих у процесі поширення тріщини.

У праці [3] показано, що зміна площі S плоскої тріщини повзучості незначно залежить від конфігурації її контуру за однорідного розтягу, який під час поширення прямує до колового (поверхневі до півкологового). Тому в розглядуваному випадку критичний розмір площі тріщини S_* буде визначатися з врахуванням критерію Ірвіна [13] так

$$S_* \approx \frac{p^3 K_{CC}^4}{32p^4}. \quad (4)$$

Тоді на основі формул (3) і (4) можна записати рівняння для визначення кількості n сигналів АЕ, що буде випромінювати тріщина при своєму докритичному рості

$$v \sum_{i=1}^n A_i = \frac{\rho^3 K_{CC}^4}{32\rho^4} - S_T. \quad (5)$$

Як впливає з результатів праці [3], стрибки підростання тріщини вздовж її контуру за низькотемпературної повзучості для мікроізотропного матеріалу можна приймати наближено однаковими за різних інкубаційних періодів їх підготовки. Тому вважаємо, що площі s_i мікроруйнування, які генерують кожну подію АЕ, будуть в середньому однакові (приймаємо їх мікрокруговими рис. 2; $s_i \approx \text{const} = s_a$).

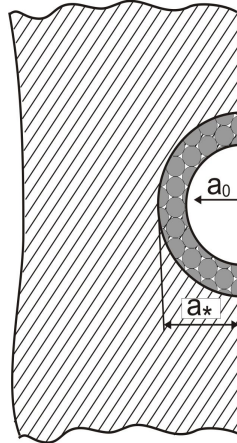


Рис. 2. Схема січення тіла по площині розміщення поверхневої тріщини початкового розміру a_0 і кінцевого a_* : світла область - початкова тріщина; півкільце – площа докритичного росту тріщини; маленькі кружки в півкільці – площі мікроруйнувань, які генерують сигнали АЕ

Для реальних матеріалів, в яких локальні параметри структури, площі мікроруйнувань і, відповідно, амплітуди сигналів АЕ значно відрізняються, таке припущення здавалося б є некоректним. Проте в матеріалознавстві [14] є виправданим введене поняття розміру зерна (середнє значення розміру зерен на визначеній площі поверхні матеріалу). У зв'язку з цим для спрощення розв'язку задач технічної діагностики ми також вводимо усереднений розмір s_a площі мікроруйнувань і амплітуди A_a сигналів АЕ, що його супроводжує, тобто

$$A_i \approx \text{const} = A_a, \quad S(t) = s_a n(t) = v \sum_{i=1}^n A_i \approx v A_a n(t). \quad (6)$$

На основі співвідношень (4)–(6) знайдемо критичне значення $n = n_*$ кількості сигналів АЕ, після якого відбудеться спонтанне поширення тріщини

$$n_* = \frac{1}{A_a v} \cdot \frac{\rho^3 K_{CC}^4 - S_T}{32\rho^4}. \quad (7)$$

Пластина з поверхневою тріщиною. Для багатьох тонкостінних елементів конструкцій (ємності високого тиску, паропроводи, нафтогазопроводи і т.д.) залишкову довговічність визначає період докритичного росту поверхневої тріщини. Оскільки товщини таких елементів конструкцій і параметри поверхневих тріщин набагато менші від інших геометричних розмірів, то кінетика поширення в них поверхневих тріщин буде приблизно така ж, як і в нескінченній пластині такої ж товщини. З цією метою розглянемо задачу про визначення періоду докритичного росту поверхневої тріщини в пластині, суть якої полягає в наступному.

Розглянемо нескінченну пластину товщиною h_0 з поверхневою тріщиною, яка розтягується в нескінченно віддалених точках довготривалими рівномірно розподіленими зусиллями інтенсивності ρ , які направлені перпендикулярно до площини розміщення тріщини (рис. 3). Пластина піддана дії рівномірно розподіленого температурного поля, що викликає в зоні передруйнування біля контуру тріщини явище низькотемпературної повзучості. Задача полягає у визначенні такого часу $t = t_*$, за який тріщина низькотемпературної повзучості досягне протилежної поверхні пластины і ємність, яку моделює пластина з тріщиною, розгерметизується.

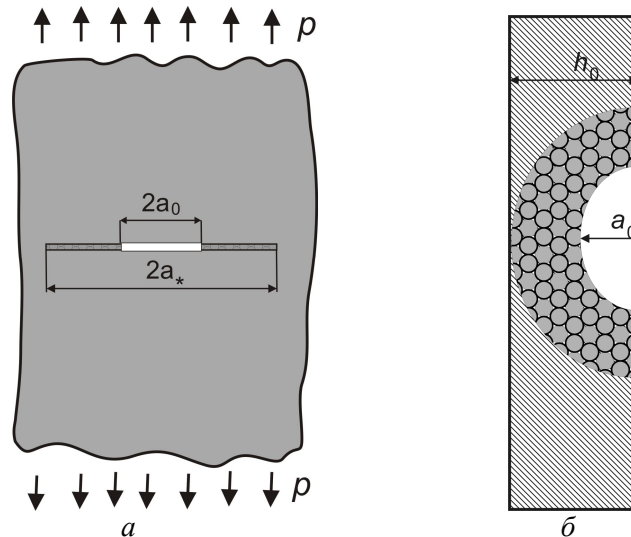


Рис. 3. Схема навантаження пластини з поверхневою тріщиною (а); б – сінчення пластини по площині розміщення тріщини : світле півколо – площа вихідної тріщини, півкільце – площа докритичного росту тріщини

Розв’язок такої задачі через параметри сигналів АЕ здійснюємо аналогічно попередньому. Як впливає із відомого [3] методу еквівалентних площ, швидкість зміни площі S тріщини повзучості за однорідного розтягу пластини незначно залежить від конфігурації контуру тріщини (у даному випадку поверхневої). У зв’язку з цим конфігурацію контуру тріщини замінюємо півколовою з вихідною площею, що рівна вихідній площі досліджуваного дефекту $S = S_0$. Коефіцієнт інтенсивності напружень $K_I(0)$, який входить в рівняння (1), змінюється вздовж півколового контуру тріщини, що значно ускладнює задачу. Тому з невеликою похибкою, яка піде в запас залишкової довговічності пластини, величину $K_I(S)$ вибираємо постійною вздовж контуру тріщини і рівною його максимальному значенню. Тоді математична модель (1), (2) зведеться до виду

$$\frac{dS}{dt} = \frac{A_{2t} \sqrt{2pS} K_{CC}^{-2m} [K_I^{2m}(S) - K_{thc}^{2m}]}{1 - K_{CC}^{-2} K_I^2(S)}, \quad (8)$$

$$t = 0, S(0) = S_0; t = t_*, S(t_*) = 0,5p h_0^2,$$

або через швидкість V росту тріщини

$$V = \frac{da}{dt} = \frac{A_{2t} K_{CC}^{-2m} [K_I^{2m} - K_{thc}^{2m}]}{1 - K_I^2 K_{CC}^{-2}}, \quad (9)$$

$$t = 0, a(0) = a_0; t = t_*, a(t_*) = a_*; K_I(a_*) = K_{CC}.$$

Тут a, a_0, a_* – радіуси контурів біжучої, вихідної і критичної тріщин. Співвідношення (9) описує кінетичну діаграму росту тріщини низькотемпературної повзучості.

Значення $K_I(S)$ знаходимо на основі результатів праці [15] в такому вигляді

$$K_I(S) = 0,7p \sqrt{p h_0 e} (1 + 0,32e^2) (1,04 + 0,23e^2 - 0,11e^4); \quad e = a/h_0 = \sqrt{2S/p h_0^2}, \quad (10)$$

або

$$K_I(S) = 0,7p^4 \sqrt{2pS} (1 + 0,64p^{-1} h_0^{-2} S) (1,04 + 0,46p^{-1} h_0^{-2} S - 0,44p^{-2} h_0^{-4} S^2). \quad (11)$$

Використовуючи співвідношення (6), математичну модель (8) для визначення періоду $t = t_*$ докритичного росту тріщини низькотемпературної повзучості запишемо через параметри сигналів АЕ в такому вигляді

$$\frac{dn}{dt} = \frac{\sqrt{2p n A_{2t}} \zeta^{2m}(n) [1 - \zeta^{-2m}(n) \zeta^{2m}(n_{thc})]}{\zeta^{2m}(n) \sqrt{B A_a} [1 - \zeta^2(n) \zeta^{-2}(n_*)]}, \quad (12)$$

$$t = 0, n(0) = 0; t = t_*, n(t_*) = n_*$$

Тут

$$n_* = 0,5 p v^{-1} A_a^{-1} h_0^2,$$

$$\zeta(n) = \sqrt[4]{n(1 + 0,64 p^{-1} h_0^2 v A_a n)(1,04 + 0,46 p^{-1} h_0^2 v A_a n - 0,44 p^{-2} h_0^4 v^2 A_a^2 n^2)}.$$

Для визначення періоду $t = t_*$ докритичного росту в нескінченній пластині поверхневої півкругової тріщини низькотемпературної повзучості проінтегруємо рівняння (12) за заданій початковій і кінцевій умов і отримаємо залежність

$$t_* = \int_0^{n_*} \frac{\zeta^{2m}(n) \sqrt{B A_a} [1 - \zeta^2(n) \zeta^{-2}(n_*)]}{\sqrt{2p n A_{2t}} \zeta^{2m}(n) [1 - \zeta^{-2m}(n) \zeta^{2m}(n_{thc})]} dn \quad (13)$$

Отже, якщо знайдено з експерименту характеристики $m, A_{2t}, v, n_{thc}, A_a$, то період $t = t_*$ докритичного росту в пластині тріщини низькотемпературної повзучості оцінюється формулою (13).

Поряд із отриманими вище результатами для інженерної практики, зокрема для технічної діагностики, важливе значення має визначення за параметрами сигналів АЕ розмірів дефектів, особливо площі тріщин, які утворюються. Отримані вище результати дають можливість розробити ефективний підхід, суть якого полягає в наступному.

Як було зазначено вище, співвідношення (9) аналітично описує кінетичну діаграму росту тріщини низькотемпературної повзучості, яка представляє собою в координатах $V \sim K_I, S$ – подібну криву з нижнім K_{thc} і верхнім K_{CC} пороговими значеннями. Середня частина цієї діаграми в логарифмічних координатах $\lg V \sim \lg K_I$, де $K_{thc} \ll K_I \ll K_{CC}$ буде майже прямолінійна. Для цієї ділянки співвідношення (9) наближено набуде такого вигляду

$$V \approx A_{2t} K_I^{2m} K_{CC}^{-2m} (K_{thc} \ll K_I \ll K_{CC}), \quad (14)$$

що нагадує формулу Паріса, яка описує також прямолінійну ділянку, але діаграми втомного руйнування матеріалів [14].

Далі для визначення величини швидкості V росту тріщини низькотемпературної повзучості на основі співвідношення (6) можемо записати наступну формулу

$$V = v A_a (2p S)^{0,5} \dot{n}, \quad (15)$$

де $\dot{n} = dn/dt$ – інтенсивність сигналів (кількість сигналів за одиницю часу).

Підставляючи (15) в (14), отримаємо

$$v A_a \dot{n} \approx A_{2t} \sqrt{2p S} K_{CC}^{-2m} K_I^{2m}(S). \quad (16)$$

Тут величина $K_I(S)$ визначається за формулою (11). Підставляючи (11) у (16), для визначення площі S поверхневої тріщини через механічні характеристики матеріалу і параметри сигналів АЕ отримаємо рівняння

$$v A_a \dot{n} K_{CC}^{2m} A_{2t}^{-1} \approx \sqrt{2p S} [0,7 p^4 \sqrt{2p S} (1 + 0,64 p^{-1} h_0^2 S) (1,04 + 0,46 p^{-1} h_0^2 S - 0,44 p^{-2} h_0^4 S^2)]^{2m}. \quad (17)$$

Якщо площа S поверхневої тріщини мала, що виконується умова $S \ll S_*$, то рівняння (16) спроститься до вигляду

$$v A_a \dot{n} K_{CC}^{2m} A_{2t}^{-1} \approx p^{2m} (2p S)^{0,5(m+1)}. \quad (18)$$

З рівняння (18) знайдемо наближено площу S тріщини у такому вигляді

$$S \approx (2p)^{-1,5(m+1)} \sqrt[3]{B v A_a \dot{n}}. \quad (19)$$

Тут B – константа, яка визначається через характеристики матеріалу і навантаження так

$$B = K_{CC}^{2m} p^{-2m} A_{2t}^{-1}. \quad (20)$$

Отже, якщо відомі характеристики матеріалу B і експериментально знайдено параметри сигналів АЕ v, A_a, \dot{n} за однорідного навантаження p , то площу наявної в пластині

поверхневої тріщини S можна наближено визначити формулою (19) за умови відсутності інших джерел сигналів АЕ.

Висновки. Розроблено методику для визначення за параметрами сигналів акустичної емісії періоду докритичного росту поверхневих тріщин низькотемпературної повзучості в елементах конструкцій під дією довготривалого статичного навантаження. Застосування даної методики продемонстровано на задачі про визначення залишкового ресурсу пластини з поверхневою тріщиною, а також початкового розміру тріщини.

1. Каминский А.А. Механика разрушения вязкоупругих тел / А.А. Каминский. – К.: Наук. думка, 1980. – 157 с.
2. Андрейків О.Є. Механіка руйнування металічних пластин при високотемпературній повзучості / О.Є. Андрейків, Н.Б. Сас // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2006. – № 2. – С. 62–68.
3. Андрейків О.Є. Докритичний ріст плоскої тріщини в тривимірному тілі за високотемпературної повзучості / О.Є. Андрейків, Н.Б. Сас // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2008. – № 2. – С. 19-26.
4. Андрейків О.Є. Математична модель для визначення періоду докритичного поширення тріщин високотемпературної повзучості в твердих тілах / О.Є. Андрейків, Н.Б. Сас // Доповіді НАН України. – Київ. – 2006. – № 5. – С. 47-52.
5. Визначення залишкової довговічності тривимірних тіл з тріщинами за довготривалого статичного навантаження і низькотемпературного поля / О. Андрейків, В. Скальський, Ю. Матвій, Т. Крадінова // Машинознавство. – 2011. – № 5-6 (167-168). – С. 35-39.
6. Довговічність пластин з тріщинами за довготривалого статичного навантаження / О.Є. Андрейків, В. Р. Скальський, Ю.Я. Матвій, Т.А. Крадінова // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2012. – № 1. – С. 39-46.
7. Андрейкив. А.Е. Метод акустической эмиссии в исследовании процессов разрушения / А.Е. Андрейкив, Н.В. Лысак. – К.: Наук. Думка, 1980. – 176 с.
8. Скальський В.Р. Оцінка об'ємної пошкодженості матеріалів методом акустичної емісії / В.Р. Скальський, О.Є. Андрейків. – Л.: Видавн. центр ЛНУ ім. Ів. Франка, 2006. – 330 с.
9. Андрейків О.Є. Теоретичні основи методу акустичної емісії в механіці руйнування / О.Є. Андрейків, В.Р. Скальський, Г.Т. Сулим. – Львів: СПОЛОМ, 2007. – 480 с.
10. Назарчук З.Т. Акустико-емісійне діагностування елементів конструкцій: науково-технічний посібник: у 3 т. / З.Т. Назарчук, В.Р. Скальський. – К.: Наук. думка, 2009. – 877 с.
11. Analysis of acoustic emission caused by internal crack / O. Ye. Andreykiv, M. V. Lysak, O. M. Serhienko, V. R. Skalsky // Eng. Fract. Mech. – 2001. Issue 11. – 68, № 7. – P. 1317–1333.
12. Скальський В.Р. Методика оцінки характеристик повзучості матеріалів / В.Р. Скальський, Ю.Я. Матвій, Т.А. Крадінова // Машинознавство. – 2012. – № 1. – С. 27-32.
13. Панасюк В. В. Основы механики разрушения / В.В. Панасюк, А.Е. Андрейкив, В.З. Партон. – К.: Наукова думка, 1988. – 488 с.
14. Металознавство / О.М. Бялік, В.С. Черненко, В.М. Писаренко, Ю.Н. Москаленко. – К.: ІВЦ, видавництво «Політехніка», 2002. – 384 с.
15. Stress intensity factors handbook / Editor in chief Y. Murakami. – Pergamon Books LTD, 1987 – V. 1,2. – 1016 p.

УДК 669.018.57

М.Д. Мельничук

Луцький національний технічний університет

ЗМІНИ ТЕРМОЕЛЕКТРИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СПЛАВІВ ХРОМЕЛЬ ТА КОНСТАНТАН ЗУМОВЛЕНІ ТРИВАЛИМИ СТАТИЧНИМИ НАВАНТАЖЕННЯМИ

В роботі досліджено вплив довготривалого статичного розтягу до 1000 год. на структуру та термо-ЕРС сплавів хромелю та константану. Встановлено, що основною причиною, яка зумовлює відхилення термо-ЕРС статично деформованих сплавів, є залишкові напруження II роду. Для усунення термоелектричної нестабільності сплавів хромель-константан, викликаній тривалим статичним навантаженням, необхідно проводити відпал, який забезпечить зняття залишкових мікронапружень.

Ключові слова: термо-ЕРС, хромель, константан, статичний розтяг, відпал.

Постановка проблеми. Важливими є проведення досліджень для підвищення контрольованості технічних об'єктів, зокрема атомних електростанцій (особливо з уваги на кількарязові вибухи в області реакторних залів Японії, ймовірність котрих зросла також і з огляду на те, що було понижено рівень контрольованості системи апаратного обслуговування реакторів, зокрема і внаслідок аварійної пластичної деформації термоелектродних дротів).

Серед різних факторів, які впливають на стабільність термоелектродних сплавів, особливе місце займають процеси деформації. В ряді робіт наводяться експериментальні дані, що характеризують вплив ступеня пластичної деформації, викликаного короточасним навантаженням на термоелектричні сплави з неблагородних металів. Однак, відомо, що система структури, сформованої при пластичній деформації матеріалів залежить не лише від виду і величини діючих напружень, але й від часу їх прикладення [3].

В даній статті приведено результати досліджень впливу тривалих статичних навантажень (до 1000 год.) на термоелектричні характеристики і параметри кристалічних ґраток термоелектродних сплавів хромель та константан.

У реальних умовах експлуатації неконтрольована зміна структури функціонального матеріалу термоперетворювача, найвірогідніше, викликана явищем пластичної деформації. Пластична деформація термоелектродів, зумовлена як технологічними, так і експлуатаційними факторами, може спричинити істотне відхилення функції перетворення від НСХ термопари, особливо враховуючи тривалий, понад 10000 годин, ресурс використання термопар. З огляду на випадковий характер локалізації та ступеня пошкодженості, а також невизначений розподіл температур за довжиною термопари при різних теплових режимах об'єкта вимірювання, доцільно вивчити вплив пластичної деформації на абсолютну термо-ЕРС, як фізичну величину, що характеризує ентропію ΔS_{el} носіїв струму [1].

Матеріали і методи досліджень. Згідно з термодинамікою незворотних процесів [2] будь-яке спотворення атомної структури провокує зміну впорядкованості потоку носіїв струму, що виразиться через зміну термо-ЕРС $\Delta\alpha$:

$$\Delta\alpha = \frac{\Delta S}{F} \quad (1)$$

де F – стала Фарадея

Теорія дає відомий вираз для питомого опору металу:

$$\rho = \frac{m \cdot v}{N \cdot e^2 \cdot \lambda} \quad (2)$$

де N – концентрація носіїв струму; m, v - їх маса та швидкість відповідно; λ – довжина вільного пробігу.

Ввівши поняття рухливості носіїв струму $U = \frac{e \cdot \lambda}{m \cdot v}$, одержуємо:

$$\rho = \frac{1}{N \cdot e} \cdot U. \quad (3)$$

Згідно з електронною теорією металів $N = \text{const}$, а отже, залежно від зовнішніх параметрів опір буде змінюватись обернено пропорційно до відповідної зміни рухливості. Остання, своєю чергою, визначається ступенем взаємодії носіїв струму з кристалічною ґраткою. При нагріванні металу іони у вузлах кристалічної ґратки збільшують амплітуду своїх коливань, розвивається явище ангармонізму коливань, в результаті чого рухливість електронів провідності приблизно лінійно спадає з температурою. Відповідно у першому наближенні питомий опір з температурою змінюється за законом:

$$\rho = \rho_0 \cdot \left(1 + \frac{1}{\rho_0} \cdot \frac{d\rho}{dT} \cdot \Delta T \right), \quad (4)$$

де ρ_0 – початковий опір при температурі T_0 ;

$d\rho/dT$ – температурний коефіцієнт опору;

$\Delta T = T - T_0$ – різниця температур;

У реальній структурі необхідно враховувати ефекти домішок, недосконалості структури, а також складніші механізми взаємодії електронів провідності з фононним спектром ґратки. Вплив вказаних факторів враховано в [2], в результаті чого одержано вираз для опору платинового термометра:

$$R = R_0 \cdot (1 + A \cdot T + B \cdot T^2) + D \cdot \exp\left(-\frac{\Delta E_{d-s}}{k_A \cdot T}\right), \quad (5)$$

котрий точно відтворює термометричну характеристику до високих температур (не вище за 1200 °C). У формулі останній доданок специфічний, – він властивий лише для перехідних металів, що пояснюється особливостями енергетичного спектра електронів провідності. У сплавах перехідних металів (до яких належить і розглядуваний нижче хромель: 90 % Ni + 10 % Cr) перекриваються s – і d – зони, а рівень Фермі лежить у вузькій d – зоні (рис. 1). Енергетична віддаль між верхнім краєм заповненої s – зони і останнім заповненим рівнем незаповненої d – зони настільки мала, що під впливом зовнішніх термодинамічних параметрів (температура, тиск, концентрація компонентів) уможливується s – d – гібридизація, завдяки котрій d – електрони можуть брати участь у процесі провідності. s – d – гібридизація відіграє істотну роль лише при достатньо високих температурах; величина ΔE_{d-s} – це енергія активації $s \leftrightarrow d$ – переходу. Отже, енергетичний спектр електронів, а отже, і механізм провідності біля рівня Фермі у сплавів перехідних металів набагато складніший, ніж у неперехідних, що проявляється і на інших кінетичних властивостях, особливо, термо-ЕРС.

Згідно з формулою Мотта–Джонса термо-ЕРС однозначно пов'язана з питомим опором:

$$\alpha = -\frac{\pi^2 \cdot k_A^2 \cdot T}{3 \cdot e} \cdot \left(\frac{d \ln \rho}{dE} \right)_{E=E_f} = \frac{\pi^2 \cdot k_A^2 \cdot T}{3 \cdot e} \cdot \frac{1}{\rho} \cdot \left(\frac{d\rho}{dE} \right)_{E=E_f}, \quad (6)$$

Як впливає із порівняння формул (2) і (5), термо-ЕРС,; але на відміну від електропровідності, є функцією не концентрації носіїв струму, а першої її похідної по енергії на рівні Фермі:

$$N(E)_{E=E_f} = \left(\frac{dN}{dE} \right)_{E=E_f}, \quad (7)$$

тобто густини електронних станів.

Отже, термо-ЕРС пропорційна до густини електронних станів в околі енергії Фермі, котра, згідно з рис.1, в зв'язку з ймовірною s – d –гібридизацією може істотно змінюватись під впливом температури, тиску (деформації) чи хімічного складу (наприклад, окисненням).

Абсолютна термо-ЕРС визначається енергетичним спектром електронів провідності, найглибшим рівнем внутрішньої структури речовини. Саме в цьому полягає сенс тлумачення термо-ЕРС, як ентропії носіїв струму.

Термо-ЕРС високочутлива до значення енергії Фермі, котра, своєю чергою, визначається як хімічним чи фазовим складом, так і структурно-термодинамічним станом матеріалу. Саме стан

термоелектричного матеріалу змінюється в процесі експлуатації під впливом термопластичної деформації та корозійної дії середовища.

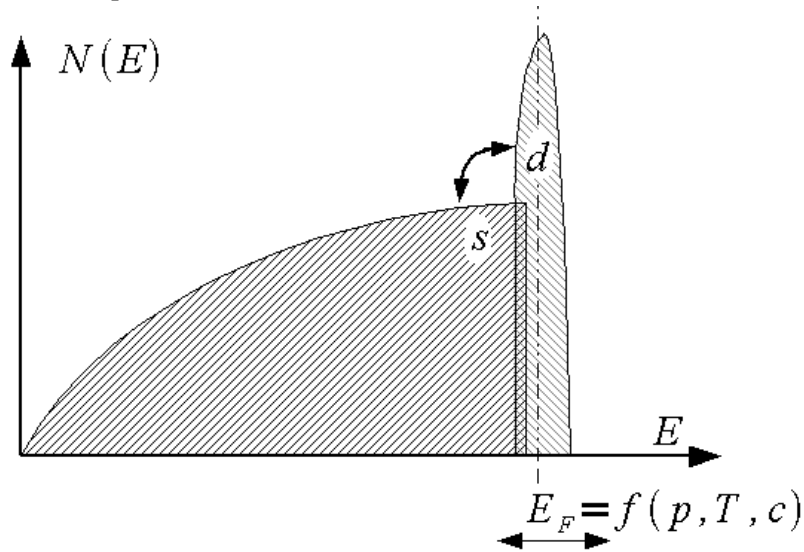


Рис. 1. Густина електронних станів навколо зони Фермі

Зразки термоелектродів діаметром 0,7 мм піддавались тривалому одновісному розтягу з постійним напруженням протягом 200, 400, 600, 800 і 1000 годин. Діючі напруження σ_g в процесі попереднього деформування вибирали відповідно:

$$\sigma_g = K \sigma_{\text{гнт}}^{T^{\circ}\text{C}}, \quad (8)$$

де $1 < K < 0$ – безрозмірний коефіцієнт, що набуває послідовних значень у вказаних межах, $\sigma_{\text{гнт}}^{T^{\circ}\text{C}}$ – умовна межа тривалої міцності досліджуваного матеріалу при заданій температурі ($T^{\circ}\text{C}$) і часу τ в $\text{кг}/\text{мм}^2$.

Для вимірювання термо-ЕРС застосовували компенсаційну схему з високоомним потенціометром постійного струму типу ППТВ-1, як нуль-прилад використовувався дзеркальний гальванометр типу М17.

Для градуювання термопар застосовувалася трубчаста піч. Температура в робочому об'ємі печі вимірювалася за допомогою еталонної платиноводій-платинові термопари в діапазоні температур 273...873 К.

Дифрактограми знімали з використанням дифрактометра ДРОН-2М, методом крокового сканування в інтервалі кутів 2θ від 18° – 98° . Крок сканування складав $0,05^{\circ}$ час експозиції в точці 3-7с. Обробку даних дифрактометричного експерименту здійснювали з використанням програми для повнопрофільного аналізу рентгенівських спектрів від суміші полікристалічних фазових складових PowderCell 2.3. Аналіз дифракційних профілів і виділення дійсного фізичного розширення піків проводили методом апроксимацій. Розділення ефектів розширення дифракційних максимумів пов'язаних з розмірами областей когерентного розсіяння (ОКР) і напруженнями II-го роду здійснювали в наближенні Холла-Вільямса

Обговорення результатів. Аналіз результатів вимірювань термоелектричної стабільності показує, що статичний розтяг хромелю зумовлює зменшення термо-ЕРС. тим інтенсивніше, чим більший ступінь і час деформації (рис. 2). Максимальне відхилення термо-ЕРС. хромелю відповідає ступеню деформації $\varepsilon \approx 10\%$ і часу витримки 1000 год., яке за температури градуювання 800°C рівне 160 мкВ. Вплив тривалої пластичної деформації на константовий електрод менш помітний порівняно з хромелевим і є більш монотонним залежно від температури градуювання. Причому, максимальне відхилення термо-ЕРС. константану в додатну сторону становить ~ 96 мкВ за температури градуювання 450°C , $\varepsilon \approx 11\%$ протягом 1000 год.

Порівняння показує, що у константового електрода, як і у хромелевого, зі збільшенням деформації спостерігається збільшення відхилень термо-ЕРС., але лише в додатну сторону.

Аналізуючи отримані результати, варто враховувати той факт, що при градуванні в термоелектродах відбувається ряд процесів, які зумовлюють зміну початкового структурного

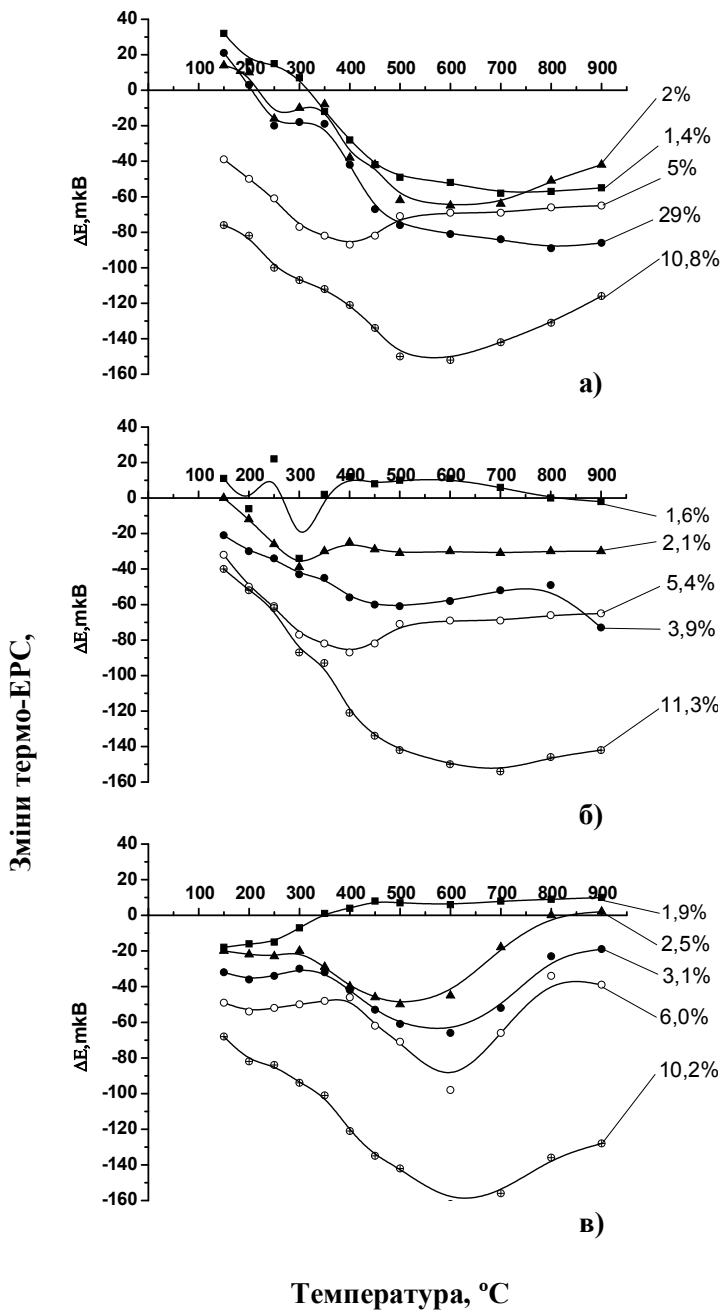


Рис. 2. Зміна термо-ЕРС хромелю за різних ступенів деформації протягом часу: а) 400 год.; б) 800 год.; в) 1000 год

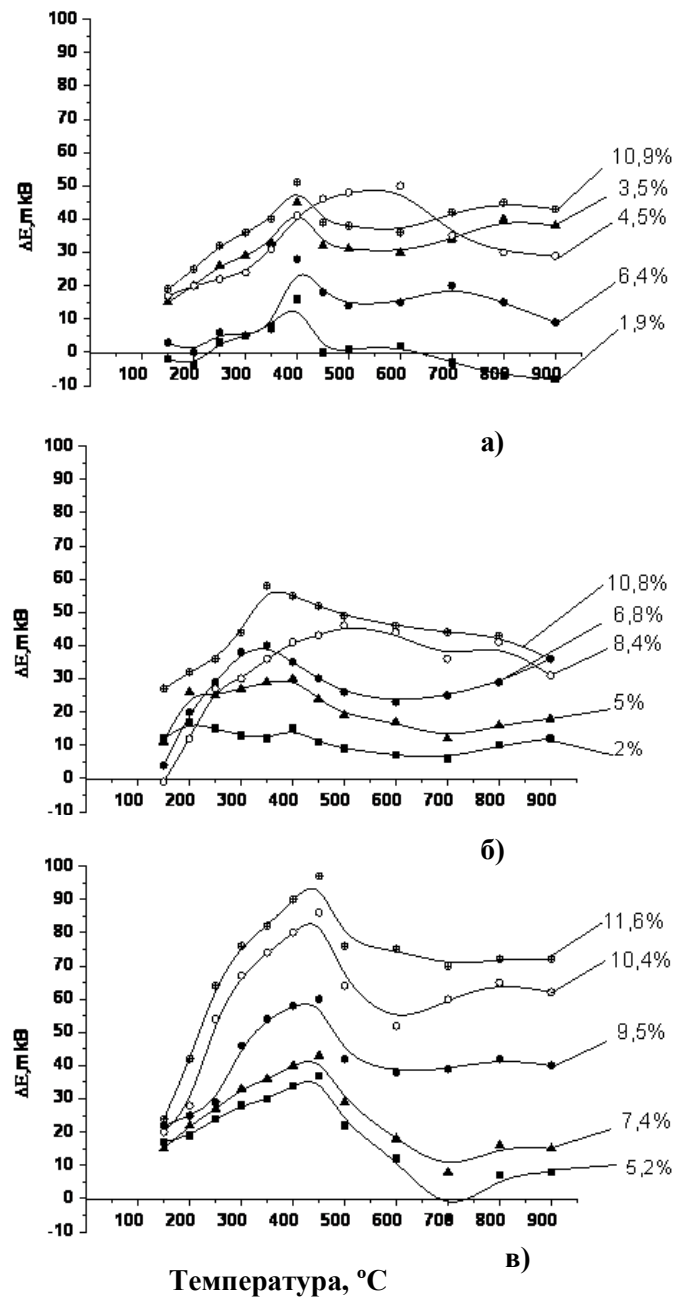


Рис. 3. Зміна термо-ЕРС константану за різних ступенів деформації протягом часу: а) 400 год.; б) 800 год.; в) 1000 год

стану після статичного деформування. Останнє в першу чергу пов'язане з відпалом, рекристалізаційними процесами і зняттям внутрішніх напружень. Причому як показано на рис.2,3 частковий відпал в процесі градування в більшій мірі здійснює вплив на константановий електрод за температури градування вище 400 °С.

Для з'ясування причин, які викликають відхилення термо-ЕРС. статично деформованих сплавів хромель, константан, був проведений рентгенографічний аналіз досліджуваних зразків до

деформації та після неї. Зйомку проводили в залізному випромінюванні із застосуванням марганцевого фільтра.

В таблиці 1 приведені результати вимірювань параметрів ґратки і залишкових мікронапружень в хромелі і константані після різних режимів тривалого статичного розтягу. Як бачимо, параметр ґратки хромелю і константану для всіх вибраних режимів відрізняється несуттєво, а, відповідно, і не може бути причиною відхилень термо-ЕРС. від початкового градування досліджуваних сплавів, які спостерігаються.

Таблиця 1

τ, час	Хромель			Константан		
	ε (%)	а (А)	σ (кг/мм ²)	ε (%)	а (А)	σ (кг/мм ²)
1000	2,5	3,540	2,47	2,0	3,570	2,47
	3,1	3,540	2,63	7,4	3,570	7,41
	10,2	3,540	8,23	11,6	3,570	8,96
800	2,1	3,540	2,41	2,0	3,570	2,47
	5,4	3,540	4,11	6,8	3,570	6,12
	11,3	3,540	9,06	10,8	3,570	8,96
400	1,4	3,540	2,02	1,9	3,570	2,02
	2,0	3,540	2,47	6,4	3,570	5,76
	10,8	3,540	7,59	10,9	3,570	7,75

Розрахунок залишкових мікронапружень II роду показав, що вони збільшуються як з ростом ступеня деформації, так і з ростом часу статичного навантаження. Максимальні залишкові мікронапруження відповідають: 8,23 кг/мм² при τ = 1000 год. і ε = 10,2 % для хромелю і 8,96 кг/мм² при τ = 1000 год. і ε = 11,6 % для константану.

Виходячи із залежності залишкових мікронапружень від вибраних режимів деформування, можна вважати, що основною причиною, яка зумовлює відхилення термо-ЕРС. статично деформованих сплавів, є залишкові напруження II роду.

Висновки. Таким чином, на основі проведених досліджень можна зробити висновок, що для усунення термоелектричної нестабільності сплавів хромель-константан, викликаної тривалим статичним навантаженням, необхідно проводити відпал, який забезпечить зняття залишкових мікронапружень. Причому, час і температура відпалу для кожного конкретного матеріалу термоелектроду, а також ступеня деформації повинні забезпечити превалююче зняття внутрішніх напружень порівняно з дифузійними процесами і процесами рекристалізації.

1. Прохоренко С. Моніторинг робочого стану термоелектродного матеріалу / С. Прохоренко, Т. Домінюк // Вимірювальна техніка та метрологія. – 2009. – № 70. – С. 117–123.
2. Прохоренко В.Я, Прохоренко С.В. Вивчення впливу домішок, термічної обробки та пластичної деформації на електричний опір металів і сплавів // Метод.вказівки лаб. роб. курсу 3. Прохоренко С., Стадник Б.,Ковальчик А., Филоненко С. Акустическое излучение как информативный метод катастрофических изменений структуры // Materiały VII Intern. Sem. Metrologow< Metody i technika przetwarzania sygnałów w pomiarach fizycznych. – Rzeszow. – 1999. – P. 200–205.
3. Перваков В.А. Об отклонении от правила Маттисена в случае пластически деформированного никеля / В.А. Перваков, В.И. Хаткевич // Украинский физический журнал. – 1972. – т. 17. – № 8. – С. 1377–1378.
4. Рогельберг И.Л. Сплавы для термодар / И.Л. Рогельберг, В.М. Бейлин. – М.: Металлургия, 1983. – 360 с.
5. Партенский М.Б. Изменение энергии Ферми металлического кристалла, обусловленное дислокациями / М.Б. Партенский // Физика металлов и металловедение. – 1971. – т. 32. – вып. 3. – С. 510–513.
6. Вимірювання температурні: теорія та практика / [О.П. Гук, О.І. Лах, Б.І. Стадник та ін.]. – Л.: Бескид Біт, 2006. – 560 с.

УДК 539.3

К.П. Музичук

Рівненський державний гуманітарний університет

НАПРУЖЕНИЙ СТАН КУСКОВО-ОДНОРІДНОЇ ПЛАСТИНКИ З ДВОМА КРИВОЛІНІЙНИМИ РОЗРІЗАМИ, БЕРЕГИ ЯКИХ КОНТАКТУЮТЬ ПРИ ЗГІНІ

Розглянуто мішану контактну задачу для нескінченної ізотропної пластинки з криволінійним отвором і абсолютно жорсткого диска, при наявності на лінії спаю двох розрізів, береги яких контактують за дії згинального навантаження на пластинку чи диск. Математичну модель задачі побудовано у вигляді системи сингулярних інтегрально-диференціальних рівнянь з логарифмічними ядрами для визначення функцій, через які виражаються контактні зусилля і моменти між пластинкою і диском.

Методом механічних квадратур і колокації досліджується вплив на величину зон контакту та розподіл компонентів напруженого стану по контуру отвору пластинки величини зон спаю, форми отвору, зовнішнього навантаження.

Ключові слова: ізотропна пластинка, жорсткий диск, береги розрізу, напружений стан, ділянка контакту, інтегрально-диференціальні рівняння.

Міцність і довговічність пластинчастих елементів інженерних конструкцій у вигляді нескінченної ізотропної пластинки з впаєм в неї жорстким чи пружним диском, суттєво залежить від наявності на межі поділу матеріалів різних дефектів, наприклад, розрізів або тріщин. Відомо, що вони є потужними концентраторами напружень і можуть призвести до передчасного руйнування конструкцій.

При згині таких пластин рівномірно розподіленими моментами на нескінченності чи зосередженим моментом в центрі диска, береги розрізів можуть змикатися частково або по всій довжині. При дослідженні конструкцій з подібними дефектами важливо з'ясувати, за яких умов забезпечується їх герметичність і непроникність.

Модельовання контакту берегів тріщин при згині пластин у науковій літературі подається в різних постановках. В роботах [1, 2] запропоновано модель, відповідно до якої контакт берегів тріщини відбувається по лінії на одній з основ пластинки. Такий підхід використано в [3] при розв'язанні задачі про двосторонній циліндричний згин однорідної ізотропної пластинки з двома тріщинами по дузі кола.

Згин кусково-однорідної конструкції з одним криволінійним розрізом між ізотропною пластинкою і абсолютно жорстким (пружним) диском досліджується в [4]. Аналогічна задача за наявності на межі поділу матеріалів двох криволінійних розрізів з контактуючими берегами в науковій літературі не розглядалася.

Постановка задачі. Граничні умови. Розглянемо нескінченну ізотропну пластинку товщиною $2h$ з симетричним криволінійним отвором, обмеженим гладким контуром Γ .

Систему прямокутних $Oxuz$ і полярних (r, δ) координат оберемо так, щоб початок відліку співпадав з центром отвору, а полярна вісь – з віссю абсцис. Вісь Oz спрямована вниз. Вважаємо, що осі Ox , Oy розміщені в середній площині пластинки.

Нехай на ділянках $[\alpha_1^*; \beta_1^*] \cup [-\alpha_1^*; -\beta_1^*]$ пластинку спаяно з диском. На решті контуру отвору Γ наявні два наскрізні розрізи, симетричні відносно осі Ox . Допустимо, що береги розрізів на ділянках $[-\alpha_0^*; \alpha_0^*]$ та $[\pi - \beta_0^*; \pi + \beta_0^*]$ гладко контактують по лінії на одній з основ пластинки за дії на нескінченності рівномірно розподілених моментів M_1 , M_2 в напрямках координатних осей або прикладеної в центрі диска пари сил з моментом M_y , (рис. 1). Тут $-\alpha_0^*$, α_0^* , $\pi - \beta_0^*$, $\pi + \beta_0^*$, α_1^* , β_1^* , $-\alpha_1^*$, $-\beta_1^*$ - полярні кути кінців ділянок контакту та спаю.

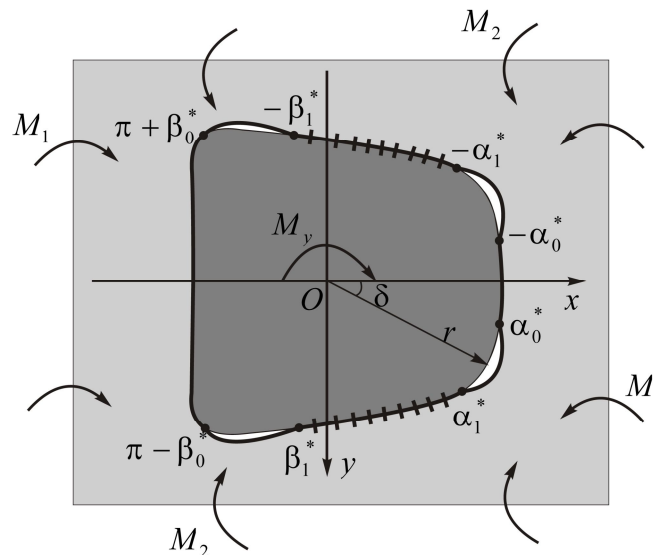


Рис. 1. Розрахункова схема пластинки

Розв'язок поставленої задачі передбачає визначення величини розрізів, для яких при заданому навантаженні: забезпечується повний контакт їх берегів; в межах розрізів або на їх кінцях виникатимуть точки, в яких контактні зусилля і моменти дорівнюють нулю; в межах кожного із розрізів виникають ізольована зона контакту і дві ділянки відставання. Для кожного з цих випадків необхідно визначити напружений стан на контурі Γ .

Будемо вважати, що форма отвору в пластинці визначається функцією [5]

$$\omega(\xi) = R_0 \left(\xi + \frac{\varepsilon_1}{\xi} + \frac{\varepsilon_2}{\xi^2} + \frac{\varepsilon_3}{\xi^3} \right), \quad (1)$$

яка здійснює конформне відображення зовнішності S^- одиничного кола γ в площині $\xi = \rho e^{i\lambda}$ на область, яку займає середня площина пластинки в площині xOy . Тут R_0 – характерний розмір отвору (для спрощення викладу вважаємо, що $R_0 = 1$); $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ – параметри, які характеризують відхилення контуру Γ від кола ($|\varepsilon_1 + 2\varepsilon_2 + 3\varepsilon_3| < 1$); (ρ, λ) – полярна система координат в площині ξ ; $i = \sqrt{-1}$.

Враховуючи, що контакт берегів розрізів між пластинкою та диском гладкий і відбувається по лінії на одній з основ пластинки, а на ділянках спаю має місце ідеальний механічний контакт, граничні умови задачі на підставі [4, 6] можна обрати у такому вигляді

$$a(\lambda) \left(U + h \frac{\partial w}{\partial x} \right) + b(\lambda) \left(V + h \frac{\partial w}{\partial y} \right) = a(\lambda) \left(U^0 + h \frac{\partial w^0}{\partial x} \right);$$

$$S_{\rho\lambda} = P = 0; M_\rho = -hT_\rho, \lambda \in [-\alpha_0; \alpha_0]; \quad (2)$$

$$U + iV = U^0; \frac{\partial w}{\partial x} + i \frac{\partial w}{\partial y} = \frac{\partial w^0}{\partial x}, \lambda \in [\alpha_1; \beta_1] \cup [-\alpha_1; -\beta_1]; \quad (3)$$

$$a(\lambda) \left(U \pm h \frac{\partial w}{\partial x} \right) + b(\lambda) \left(V \pm h \frac{\partial w}{\partial y} \right) = a(\lambda) \left(U^0 \pm h \frac{\partial w^0}{\partial x} \right);$$

$$S_{\rho\lambda} = P = 0; M_\rho = \mp hT_\rho, \lambda \in [\pi - \beta_0; \pi + \beta_0], \quad (4)$$

де

$a(\lambda) = \cos \lambda - \varepsilon_1 \cos \lambda - 2\varepsilon_2 \cos 2\lambda - 3\varepsilon_3 \cos 3\lambda$; $b(\lambda) = \sin \lambda + \varepsilon_1 \sin \lambda + 2\varepsilon_2 \sin 2\lambda + 3\varepsilon_3 \sin 3\lambda$;
 U, V – компоненти вектора зміщення контурних точок пластинки; $\frac{\partial w}{\partial x}, \frac{\partial w}{\partial y}$ – кути повороту нормалі до середньої площини пластинки в напрямках координатних осей; w – прогин пластинки; $T_\rho, S_{\rho\lambda}$ – нормальні та дотичні зусилля; M_ρ, P – нормальні та узагальнені дотичні

згинальні моменти; U^0 , $\frac{\partial w^0}{\partial x}$ – зміщення і кут повороту диска як жорсткого цілого в напрямку осі Ox ; $[-\alpha_0; \alpha_0]$, $[\alpha_1; \beta_1] \cup [-\alpha_1; -\beta_1]$, $[\pi - \beta_0; \pi + \beta_0]$ – образи ділянок $[-\alpha_0^*; \alpha_0^*]$, $[\alpha_1^*; \beta_1^*] \cup [-\alpha_1^*; -\beta_1^*]$, $[\pi - \beta_0^*; \pi + \beta_0^*]$ при відображенні (1).

У співвідношеннях (4) верхній знак відповідає навантаженню на нескінченності, а нижній – навантаженню в центрі диска.

Інтегральні рівняння задачі. Компоненти вектора зміщення та кута повороту нормалі в напрямках координатних осей в контурних точок пластинки [4, 7] при заданому навантаженні з урахуванням симетрії задачі відносно осі Ox можна записати у вигляді

$$\begin{aligned}
 U_\Gamma &= \frac{1}{2Eh} \left\{ (1-\nu) \int_0^\lambda f_1'(t) dt + \frac{2}{\pi} \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} f_2'(t) \ln \sin \frac{\lambda-t}{2} dt + \right. \\
 &+ \left. \frac{2}{\pi} \int_{\alpha_1}^{\beta_1} f_4'(t) \left(\ln \sin \frac{\lambda-t}{2} + \ln \sin \frac{\lambda+t}{2} \right) dt + \frac{2}{\pi} \int_{-\beta_0}^{\beta_0} f_6'(t) \ln \cos \frac{\lambda-t}{2} dt + T_1(\lambda) + C_1 \right\}; \\
 V_\Gamma &= \frac{1}{2Eh} \left\{ (1-\nu) \int_0^\lambda f_2'(t) dt - \frac{2}{\pi} \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} f_1'(t) \ln \sin \frac{\lambda-t}{2} dt - \right. \\
 &- \left. \frac{2}{\pi} \int_{\alpha_1}^{\beta_1} f_3'(t) \left(\ln \sin \frac{\lambda-t}{2} - \ln \sin \frac{\lambda+t}{2} \right) dt - \frac{2}{\pi} \int_{-\beta_0}^{\beta_0} f_5'(t) \ln \cos \frac{\lambda-t}{2} dt - T_2(\lambda) \right\}; \\
 \frac{\partial w}{\partial x} &= \frac{k}{3+\nu} \left\{ (1+\nu) \int_0^\lambda g_1'(t) dt - \frac{2}{\pi} \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} g_2'(t) \ln \sin \frac{\lambda-t}{2} dt - \right. \\
 &- \left. \frac{2}{\pi} \int_{\alpha_1}^{\beta_1} g_4'(t) \left(\ln \sin \frac{\lambda-t}{2} + \ln \sin \frac{\lambda+t}{2} \right) dt - \frac{2}{\pi} \int_{-\beta_0}^{\beta_0} g_6'(t) \ln \cos \frac{\lambda-t}{2} dt + F_0(\lambda) + C_3 \right\}; \\
 \frac{\partial w}{\partial y} &= \frac{k}{3+\nu} \left\{ (1+\nu) \int_0^\lambda g_2'(t) dt + \frac{2}{\pi} \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} g_1'(t) \ln \sin \frac{\lambda-t}{2} dt + \right. \\
 &+ \left. \frac{2}{\pi} \int_{\alpha_1}^{\beta_1} g_4'(t) \left(\ln \sin \frac{\lambda-t}{2} - \ln \sin \frac{\lambda+t}{2} \right) dt + \frac{2}{\pi} \int_{-\beta_0}^{\beta_0} g_6'(t) \ln \cos \frac{\lambda-t}{2} dt + F_1(\lambda) \right\}, \quad \lambda \in \gamma. \quad (5)
 \end{aligned}$$

Тут C_1, C_3, \tilde{C}_1 – довільні сталі; E, ν – модуль Юнга і коефіцієнт Пуассона матеріалу пластинки;

$$k = \frac{1}{D(1-\nu)}; \quad D = \frac{2Eh^3}{3(1-\nu^2)} - \text{циліндрична жорсткість пластинки}; \quad \chi = \frac{3+\nu}{1-\nu};$$

$$f_1' + if_2' = ih(T_\rho^* + iS_{\rho\lambda}^*)e^{i\lambda}; \quad g_1' + ig_2' = i(M_\rho^* + iP^*)e^{i\lambda}, \quad \lambda \in [-\alpha_0; \alpha_0];$$

$$f_3' + if_4' = ih(T_\rho^* + iS_{\rho\lambda}^*)e^{i\lambda}; \quad g_3' + ig_4' = i(M_\rho^* + iP^*)e^{i\lambda}, \quad \lambda \in [\alpha_1; \beta_1];$$

$$f_5' + if_6' = ih(T_\rho^* + iS_{\rho\lambda}^*)e^{i\lambda}; \quad g_5' + ig_6' = i(M_\rho^* + iP^*)e^{i\lambda}, \quad \lambda \in [\pi - \beta_0; \pi + \beta_0];$$

$$T_\rho^* + iS_{\rho\lambda}^* = (T_\rho + iS_{\rho\lambda})\omega'(\sigma); \quad M_\rho^* + iP^* = (M_\rho + iP)\omega'(\sigma); \quad \sigma = e^{i\lambda}; \quad (6)$$

$$T_1(\lambda) = 4\varepsilon_3(\tilde{\mu}_1 \cos \lambda - \tilde{\eta}_1 \sin \lambda); \quad T_2(\lambda) = 4\varepsilon_3(\tilde{\mu}_1 \sin \lambda + \tilde{\eta}_1 \cos \lambda);$$

$$F_0(\lambda) = -\frac{3+\nu}{1+\nu}(M_1 + M_2) \cos \lambda + 2(M_2 - M_1) \cos \lambda -$$

$$\begin{aligned}
& -\frac{1-\nu}{1+\nu}(M_1+M_2)[(\varepsilon_1+\varepsilon_1\varepsilon_3)\cos\lambda+\varepsilon_2\cos 2\lambda+\varepsilon_3\cos 3\lambda]+ \\
& +\frac{1-\nu}{2\pi}M_y(\varepsilon_2\cos\lambda+\varepsilon_3\cos 2\lambda)-\frac{4\varepsilon_3}{k}(\mu_1\cos\lambda-\eta_1\sin\lambda)- \\
& -\tilde{C}_1[(3+\nu)\sin\lambda+(1-\nu)(\varepsilon_1\sin\lambda+\varepsilon_2\sin 2\lambda+\varepsilon_3\sin 3\lambda)]; \\
F_1(\lambda) & =-\frac{3+\nu}{1+\nu}(M_1+M_2)\sin\lambda-2(M_2-M_1)\sin\lambda+ \\
& +\frac{1-\nu}{1+\nu}(M_1+M_2)[(\varepsilon_1+\varepsilon_1\varepsilon_3)\sin\lambda+\varepsilon_2\sin 2\lambda+\varepsilon_3\sin 3\lambda]+\frac{M_y}{2\pi}(1+\nu)\lambda- \\
& -\frac{1-\nu}{2\pi}M_y(\varepsilon_2\sin\lambda+\varepsilon_3\sin 2\lambda)+\frac{4\varepsilon_3}{k}(\mu_1\sin\lambda+\eta_1\cos\lambda)+ \\
& +\tilde{C}_1[(3+\nu)\cos\lambda-(1-\nu)(\varepsilon_1\cos\lambda+\varepsilon_2\cos 2\lambda+\varepsilon_3\cos 3\lambda)]; \\
\tilde{\mu}_1 & =\frac{1}{1-\varepsilon_3}\left(-\frac{1}{2\pi}\int_{-\alpha_0}^{\alpha_0}f_1'(t)\sin tdt-\frac{1}{\pi}\int_{\alpha_1}^{\beta_1}f_3'(t)\sin tdt+\frac{1}{2\pi}\int_{-\beta_0}^{\beta_0}f_5'(t)\sin tdt- \right. \\
& \left. -\frac{1}{2\pi}\int_{-\alpha_0}^{\alpha_0}f_2'(t)\cos tdt-\frac{1}{\pi}\int_{\alpha_1}^{\beta_1}f_4'(t)\cos tdt+\frac{1}{2\pi}\int_{-\beta_0}^{\beta_0}f_6'(t)\cos tdt\right); \\
\tilde{\eta}_1 & =\frac{1}{1+\varepsilon_3}\left(\frac{1}{2\pi}\int_{-\alpha_0}^{\alpha_0}f_1'(t)\cos tdt-\frac{1}{2\pi}\int_{-\beta_0}^{\beta_0}f_5'(t)\cos tdt- \right. \\
& \left. -\frac{1}{2\pi}\int_{-\alpha_0}^{\alpha_0}f_2'(t)\sin tdt+\frac{1}{2\pi}\int_{-\beta_0}^{\beta_0}f_6'(t)\sin tdt\right); \\
\mu_1 & =\frac{k}{\chi+\varepsilon_3}\left(\frac{1}{2\pi}\int_{-\alpha_0}^{\alpha_0}g_1'(t)\sin tdt+\frac{1}{\pi}\int_{\alpha_1}^{\beta_1}g_3'(t)\sin tdt-\frac{1}{2\pi}\int_{-\beta_0}^{\beta_0}g_5'(t)\sin tdt+ \right. \\
& +\frac{1}{2\pi}\int_{-\alpha_0}^{\alpha_0}g_2'(t)\cos tdt+\frac{1}{\pi}\int_{\alpha_1}^{\beta_1}g_4'(t)\cos tdt-\frac{1}{2\pi}\int_{-\beta_0}^{\beta_0}g_6'(t)\cos tdt+ \\
& \left. +\frac{M_2-M_1}{2}-(1-\nu)(\varepsilon_1+\varepsilon_1\varepsilon_2)\frac{M_1+M_2}{4(1+\nu)}+(1-\nu)\varepsilon_2\frac{M_y}{8\pi}\right); \\
\eta_1 & =\frac{k}{\chi+\varepsilon_3}\left(-\frac{1}{2\pi}\int_{-\alpha_0}^{\alpha_0}g_1'(t)\cos tdt+\frac{1}{2\pi}\int_{-\beta_0}^{\beta_0}g_5'(t)\cos tdt- \right. \\
& \left. -\frac{1}{2\pi}\int_{-\alpha_0}^{\alpha_0}g_2'(t)\sin tdt+\frac{1}{2\pi}\int_{-\beta_0}^{\beta_0}g_6'(t)\sin tdt+\varepsilon_1\tilde{C}_1\right). \tag{7}
\end{aligned}$$

Підстановка (5) – (7) у граничні умови (2) – (4) приводить до системи дванадцяти сингулярних інтегральних рівнянь з логарифмічними ядрами для визначення функцій f'_j , g'_j ($j = \overline{1,6}$). Цю систему необхідно доповнити силовою і моментною умовами рівноваги диска та умовою однозначності прогину пластинки [4, 7]

$$\int_{-\alpha_0}^{\alpha_0}f_2'(t)dt+2\int_{\alpha_1}^{\beta_1}f_4'(t)dt+\int_{-\beta_0}^{\beta_0}f_6'(t)dt=0; \tag{8}$$

$$\begin{aligned}
 & \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} g_2'(t) dt + 2 \int_{\alpha_1}^{\beta_1} g_4'(t) dt + \int_{-\beta_0}^{\beta_0} g_6'(t) dt = M_y; \tag{9} \\
 & - \frac{1}{2\pi} \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} g_1'(t) [(\varepsilon_1 - \chi) \cos t + \varepsilon_2 \cos 2t + \varepsilon_3 \cos 3t] dt - \\
 & - \frac{1}{2\pi} \int_{-\beta_0}^{\beta_0} g_5'(t) [-(\varepsilon_1 - \chi) \cos t + \varepsilon_2 \cos 2t - \varepsilon_3 \cos 3t] dt + \\
 & + \frac{1}{2\pi} \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} g_2'(t) [(\varepsilon_1 + \chi) \sin t + \varepsilon_2 \sin 2t + \varepsilon_3 \sin 3t] dt + \\
 & + \frac{1}{2\pi} \int_{-\beta_0}^{\beta_0} g_6'(t) [-(\varepsilon_1 + \chi) \sin t + \varepsilon_2 \sin 2t - \varepsilon_3 \sin 3t] dt + \\
 & + \varepsilon_1 \varepsilon_3 \frac{\eta_1}{k} - \tilde{C}_1 (\chi + \varepsilon_1^2 + 2\varepsilon_2^2 + 3\varepsilon_3^2) = 0. \tag{10}
 \end{aligned}$$

Силова умова (8) служить для визначення сталої $C_1 - 2EhU^0$, моментна умова (9) – сталої $C_3 - \frac{3+\nu}{k} \frac{\partial w^0}{\partial x}$, а стала \tilde{C}_1 визначається з умови (10).

Якщо розв'язок системи стане відомим, то контактні зусилля і моменти на ділянках контакту і спаю знаходяться із співвідношень (6).

Кільцеві зусилля T_λ , моменти M_λ та крутні моменти $H_{\rho\lambda}$ на контурі Γ можна визначити за формулами [4, 7].

Числова реалізація задачі. Точний розв'язок побудованої системи знайти не вдасться. Оскільки вона має таку ж структуру як і відповідна система для кусково-однорідної пластинки з одним криволінійним розрізом на межі поділу матеріалів [4], тому метод механічних квадратур і колокації її наближеного розв'язання переноситься без змін. Цим методом для пластинки ($\nu = 0.3$) з отвором у вигляді криволінійної трапеції ($\varepsilon_1 = 0$; $\varepsilon_2 = 0.1$; $\varepsilon_3 = -0.1$) досліджено вплив на величину зон контакту і напружений стан на контурі отвору величини розрізів і зовнішнього навантаження.

Результати розрахунку контактних зусиль і моментів при повному контактуванні берегів розрізів за умови одностороннього циліндричного згину пластинки моментами $M_1 \neq 0$, $M_2 = 0$ наведені на рис. 2. У нижній частині рисунка побудовано графіки розподілу контактних зусиль і моментів для випадку, коли забезпечується гарантований контакт берегів розрізів по всій довжині ($\alpha_0 = \alpha_1 = 45^\circ$, $hT_\rho(0) = -M_\rho(0) = -1.363M_1$; $\pi - \beta_0 = \beta_1 = 120^\circ$, $hT_\rho(\pi) = -M_\rho(\pi) = -0.932M_1$). Верхня частина рисунка відповідає випадку, коли контакт берегів розрізу порушується в двох симетричних точках. При цьому точки розмикання можуть бути внутрішніми або кінцевими для розрізу. Якщо позначити через $\tilde{\alpha}_0^1$, $\pi - \tilde{\beta}_0^1$ кути, які визначають точки розмикання, то в наведеному прикладі маємо: $\alpha_0 = \alpha_1 = 80.501^\circ$, $\tilde{\alpha}_0^1 = 59.577^\circ$, $hT_\rho(0) = -M_\rho(0) = -1.41M_1$; $\pi - \beta_0 = \beta_1 = 109.491^\circ$, $\pi - \tilde{\beta}_0^1 = 119.475^\circ$, $hT_\rho(\pi) = -M_\rho(\pi) = -0.851M_1$.

На рис. 3 наведені результати розрахунку компонентів напруженого стану на контурі для випадку часткового контактування берегів розрізів при $\alpha_1 = 83^\circ$, $\beta_1 = 88^\circ$. Для таких ділянок спаю визначено: $\alpha_0 = 47.708^\circ$, $hT_\rho(0) = -M_\rho(0) = -1.388M_1$; $\beta_0 = 50.27^\circ$, $hT_\rho(\pi) = -M_\rho(\pi) = -0.849M_1$.

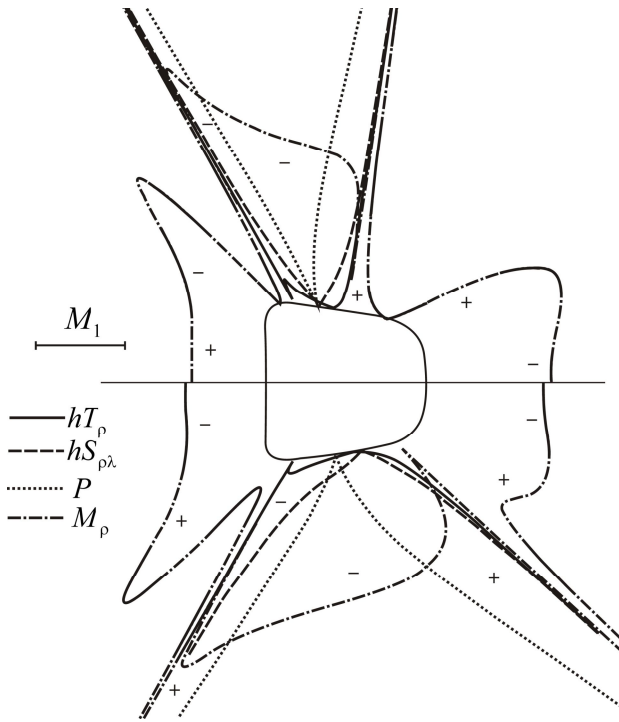


Рис. 2. Розподіл контактних зусиль і моментів

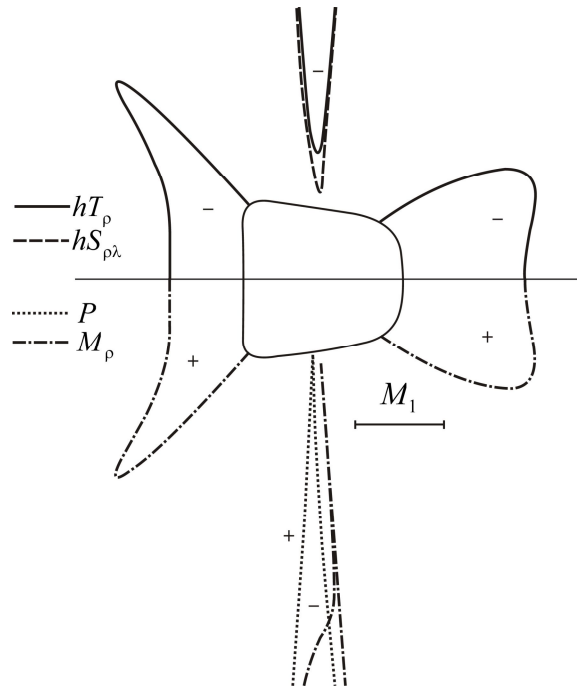


Рис. 3. Розподіл контактних зусиль і моментів

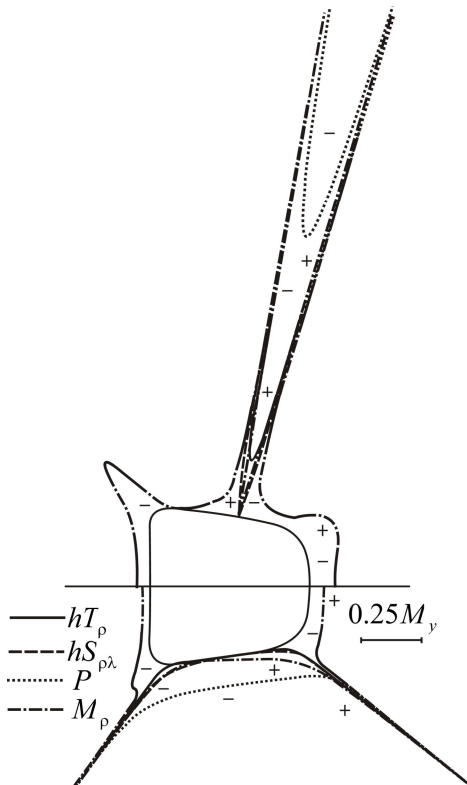


Рис. 4. Розподіл контактних зусиль і моментів

Якщо пластинчаста конструкція перебуває під дією зосередженої пари сил з моментом $M_y \neq 0$, прикладеної в центрі диска, то контакт берегів розрізів відбувається по лініях на протилежних основах пластинки. При цьому встановлено, що одночасного розмикання контакту на обох розрізах для заданого навантаження досягти не вдається. Випадок розмикання повного контакту в двох симетричних точках на одному з розрізів розглянуто для таких параметрів: $\alpha_0 = \alpha_1 = 75.44^\circ$, $hT_\rho(0) = M_\rho(0) = -0.145M_y$; $\pi - \beta_0 = \beta_1 = 79.51^\circ$, $\pi - \tilde{\beta}_0^1 = 110.09^\circ$, $hT_\rho(\pi) = M_\rho(\pi) = -0.083M_y$. Графіки розподілу контактних зусиль і моментів наведені на рис. 4 (верхня частина).

Приклад повного контактування берегів розрізів при $\alpha_0 = \alpha_1 = 45^\circ$, $hT_\rho(0) = M_\rho(0) = -0.075M_y$; $\pi - \beta_0 = \beta_1 = 120^\circ$, $hT_\rho(\pi) = M_\rho(\pi) = -0.049M_y$ наведено на рис. 4 (нижня частина).

Висновки. Для нескінченної кусково-однорідної ізотропної пластинки знайдено допустимі величини розрізів, для яких герметичність конструкції не порушується. Встановлено, що повний контакт берегів розрізів порушується в їх межах і при циліндричному згині виникатиме в двох симетричних точках на кожному з розрізів, а при зосередженому згинальному

навантаженні в центрі диска лише в межах одного з розрізів. У таких випадках всі компоненти напруженого стану на кінцях розрізів набувають необмежених значень.

Величина зони контакту залежить від її кривини. У центрі ділянки з більшою кривиною контактні зусилля та моменти набувають більших значень ніж на ділянці з меншою кривиною.

Запропонований метод може бути використаний при розв'язуванні аналогічної задачі для ортотропної пластинки з еліптичним отвором.

1. Шацький І.П. Згин пластини, ослабленої розрізом з контактуючими берегами / І.П. Шацький // Доп. АН УРСР. Сер. А. – 1988. - №7. – С. 49-51.
2. Шацький І.П. контактна взаємодія берегів тріщини під час згину пластини на пружній основі / І.П. Шацький, М.В. Маковійчук // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – Львів:, 2003. - №3. – С. 59-62.
3. Сулим Г.Т. Двосторонній згин пластини з круговим отвором і шайбою з урахуванням контакту берегів шайби / Г.Т. Сулим, В.К. Опанасович, П.В. Герасимчук // Наукові нотатки: Міжвузівський збірник (за напрямом «Інженерна механіка»). – Луцьк: Луцький державний технічний університет, 2007, Вип. 20 (2). – С. 200-204.
4. Сяський А.О. Згин кусково-однорідної пластинки з криволінійним розрізом за умови контактування його берегів / А.О. Сяський, К.П. Музичук // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – 2012. – №2 (66). – С.7-15.
5. Савин Г.Н. Распределение напряжений около отверстий / Г.Н. Савин. – К.: Наукова думка, 1968. – 888 с.
6. Божидарнік В.В. Згин пластини з двома рівними симетричними тріщинами по дузі кола з урахуванням контакту їх берегів / В.В. Божидарнік, В.К. Опанасович, П.В. Герасимчук // Механічна втома матеріалів. Праці 13-го міжнародного колоквиуму (МВМ-2006), 25-28 вересня 2006 р. Тернопіль (Україна): Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя, 2006. – С. 450-455. – 536 с.
7. Сяський А.О. Мішана контактна задача для пластинки з криволінійним отвором і жорсткого диска / А.О. Сяський, Н.В. Шинкарчук // Волинський математичний вісник. Серія прикладна математика. Випуск 7 (16) – Рівне: РДГУ, 2010. – С. 199-209.

УДК 539.3

Р.В. Пасічник

Луцький національний технічний університет

ВРАХУВАННЯ КОРОЗІЇ МАТЕРІАЛУ ПРИ РОЗРАХУНКУ НА СТІЙКІСТЬ КОНСТРУКЦІЙ У ФОРМІ ПОВЕРХОНЬ З ВІД'ЄМНОЮ ГАУСОВОЮ КРИВИНОЮ МЕТОДОМ СІТОК

В статті проведено дослідження стійкості збірної залізобетонної ротонди у формі однопорожнинного гіперboloїда в залежності від зміни в наслідок корозії жорсткості з'єднувальних елементів за методом скінченних елементів та методом криволінійних сіток. Побудовані порівняльні графіки залежності критичного навантаження отримані обома методами. Визначено умови втрати стійкості конструкції.

У парках відпочинку багатьох міст України використовуються споруди громадського призначення зведені в середині минулого століття. Через тривалу експлуатацію з'являється корозія матеріалів, що може призвести до руйнування конструкцій. У статті проводиться дослідження стійкості літнього театру у формі ротонди, що розміщений в парку культури та відпочинку ім. Лесі Українки у м. Луцьку (див. рис. 1). Дану конструкцію можна розглядати як оболонку обертання від'ємної Гаусової кривини у формі однопорожнинного гіперboloїда. Такі оболонки знайшли практичне застосування у будівництві пізніше оболонок інших видів, тому їх статичні та жорсткісні характеристики виявились менш вивченими і розробленими.

Простота визначення напруженого стану за безмоментною теорією на першому етапі проектування відповідала практичним вимогам, але з початком широкого будівництва експериментально було показано, що реалізувати для оболонки обертання з від'ємною Гаусовою кривиною безмоментний напружений стан практично неможливо, оскільки це пов'язано з влаштуванням абсолютно жорсткої затяжки або неподатливих контрфорсів.

Дослідженню оболонок на основі безмоментної теорії розрахунку присвячені роботи: В. Власова, В. Новожилова, В. Соколовського, Ю. Работнова, Н. Канчелі, А. Гольденвейзера, П. Гергелі, В. Гіонці, К. Хрубана Ф. Кандели, І. Мілейковського, С. Шетті, Т. Ліна, А. Парме.

За моментною теорією дослідження розглядуваних оболонок виконується, як правило, на основі таких чисельних методів як метод скінченних різниць, варіаційно-різницевої метод і метод скінченних елементів. Використання таких методів в задачах теорії тонких оболонок показало, що всім їм властива незадовільна збіжність чисельних рішень за наявності жорстких зсувів, тобто зсувів елементів оболонки як жорсткого цілого при великих згинальних деформаціях, що виникають через малу згинальну жорсткість, або недостатні граничні закріплення. Незадовільна збіжність чисельних рішень призводить до великих витрат машинного часу. Ця обставина змусила створити метод криволінійних сіток – модифікацію чисельних методів, на збіжність рішень якого не впливали б жорсткі зсуви.

Методу криволінійних сіток присвячені роботи А. Гоцуляка, А. Аронсона, В. Баженова, В. Гуляева, А. Оглоблі. [1-5] Проте дослідження однопорожнинних гіперboloїдів на стійкість в цих роботах не проводились.

Конструкція ротонди літнього театру складається з двох частин (див. рис. 2). Нижня частина – монолітна залізобетонна колона конусної форми. Верхня частина – збірний залізобетонний дах театру у формі однопорожнинного гіперboloїда. Збірними елементами даху являються ребристі плити з двома поздовжніми зовнішніми ребрами трапецієвидної форми висотою 30см та шириною 11см і 17см, внутрішнім поздовжнім ребром трапецієвидної форми висотою 30 см та шириною 5.5см і 11.5см. В поперечному напрямі розміщені два внутрішніх ребра трапецієвидної форми висотою 20 см та шириною 5.5см і 11.5см. На зовнішньому контурі плити розміщене поперечне ребро трапецієвидної форми висотою 30 см та шириною 11см і 17см. Товщина плити 3 см. 26 ребристих плит з'єднуються між собою поздовжніми ребрами утворюючи конструкцію однопорожнинного гіперboloїда. З'єднання плит між собою виконано в місцях розміщення поперечних ребер за допомогою металевих пластин товщиною $h=1\text{см}$ та шириною 20см.

Під час обстеження споруди було виявлено місця корозії металевих з'єднувальних пластин.

В якості розрахункової схеми прийнято оболонку у формі однопорожнинного гіперboloїда з радіальними та кільцевими ребрами жорсткості. Опирання на колону – шарнірне.

Навантаження на оболонку приймається від власної ваги конструкції та від снігового навантаження взятого згідно ДБН В.1.2-2:2006.

Як показали дослідження, міцність з'єднувальних елементів має значний вплив на втрату стійкості конструкції. Оскільки внаслідок тривалої експлуатації саме такі елементи зазнають значного впливу корозії, тому доцільно встановити залежність величини критичного навантаження втрати стійкості ротонди від товщини пластин. При розрахунку товщину усіх пластин одночасно зменшували від 1см до 0.1см моделюючи таким чином зменшення несучої здатності пластин внаслідок корозії. Розрахунок проведено двома методами: методом скінченних елементів (МСЕ) та методом криволінійних сіток (МКС).

Використовуючи методику та програмний комплекс, розроблені для дослідження тонкостінних оболонкових конструкцій типу гіперболічного параболоїда та однопорожнинного гіперboloїда за допомогою методу криволінійних сіток отримуємо дані, які показані на графіку (див. рис. 3) кривою МКС.



Рис. 1. Загальний вигляд даху літнього театру в парку культури та відпочинку ім. Лесі Українки у м. Луцьку

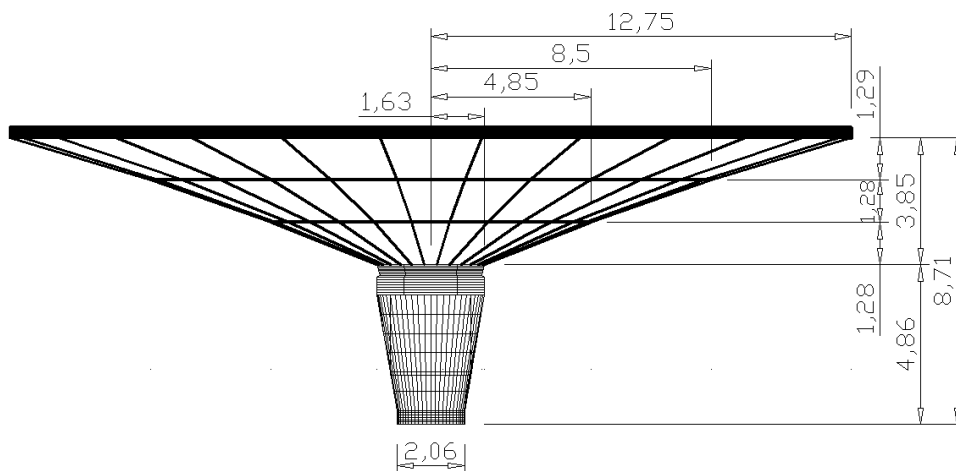


Рис. 2. Основні розміри ротонди . Вигляд збоку

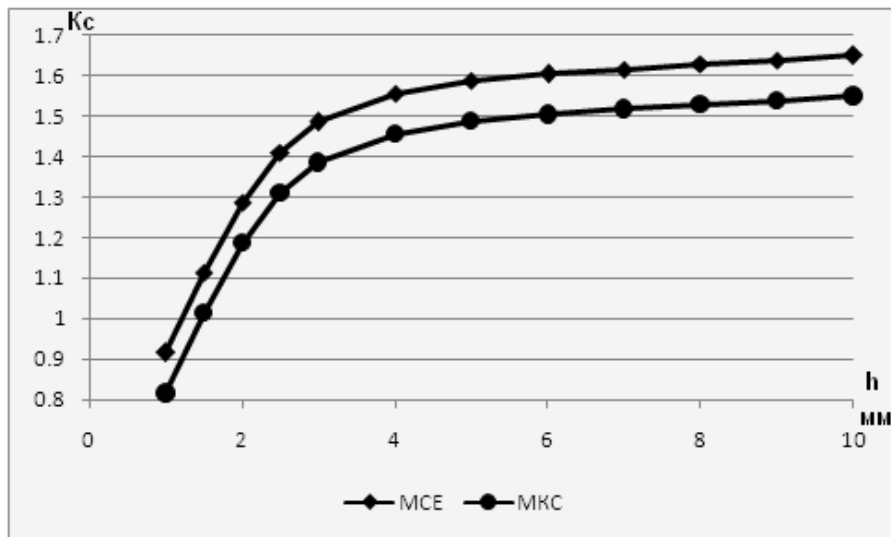


Рис. 3. Графік залежності критичного навантаження втрати стійкості від товщини з'єднувальної пластини.

За допомогою програмного комплексу NASTRAN-4 таке дослідження проведене методом скінченних елементів. Отримані дані показані на графіку (див. рис. 3) кривою MCE. Де K_c це коефіцієнт, що показує у скільки разів потрібно збільшити задане навантаження, щоб конструкція втратила стійкість, а h - товщина пластини.

З графіка видно, що конструкція може втратити стійкість лише у випадку зменшення товщини усіх з'єднувальних пластин до 0.1 см. Форма втрати стійкості показана на рис. 4.

Частіше руйнування конструкцій відбувається через руйнування одного або декількох елементів. Розрахунок показав, що конструкція втрачає стійкість ($K_c=0,8826$) при руйнуванні хоча б одного з'єднувального елемента розміщеного на рівні верхнього поперечного ребра (див. рис. 5). В той час всі інші пластини мали товщину 1 см. При руйнуванні двох з'єднувальних елементів розмішених на рівні верхнього та другого поперечного ребра конструкція втрачає стійкість ($K_c=0,618$) при товщині інших пластин 1 см (див. рис. 6). Втрата стійкості ($K_c=0,991$) при руйнуванні двох пластин на рівні другого та третього поперечних ребер можлива при товщині інших пластин 0.3 см (див. рис. 7).

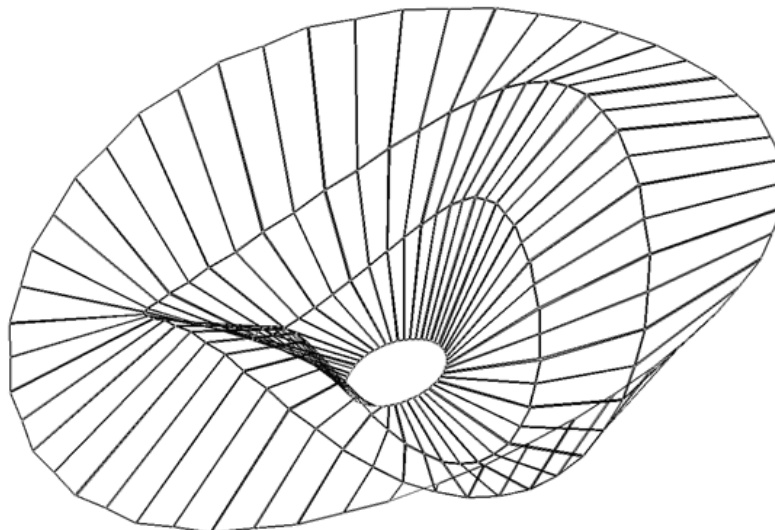


Рис.4. Форма втрати стійкості ротонди при одночасному зменшенні товщини усіх пластин

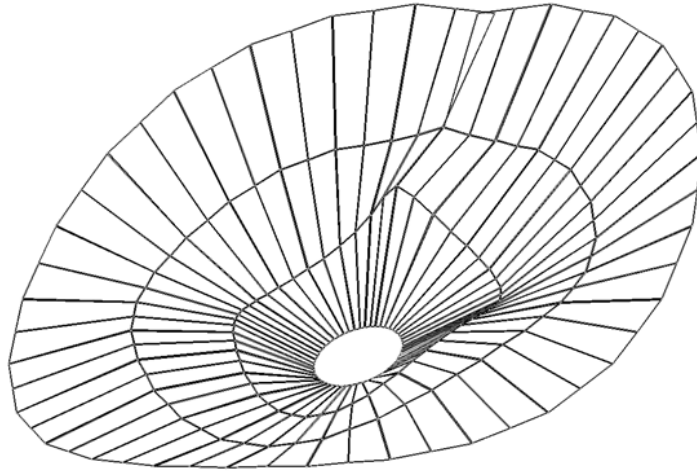


Рис. 5. Форма втрати стійкості ротонди при руйнуванні з'єднувального елемента розміщеного на рівні верхнього поперечного ребра

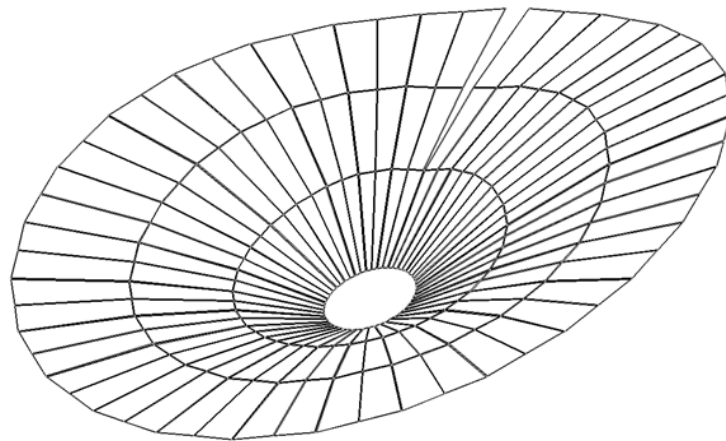


Рис. 6. Форма втрати стійкості ротонди при руйнуванні двох з'єднувальних елементів розміщених на рівні верхнього та другого поперечного ребра

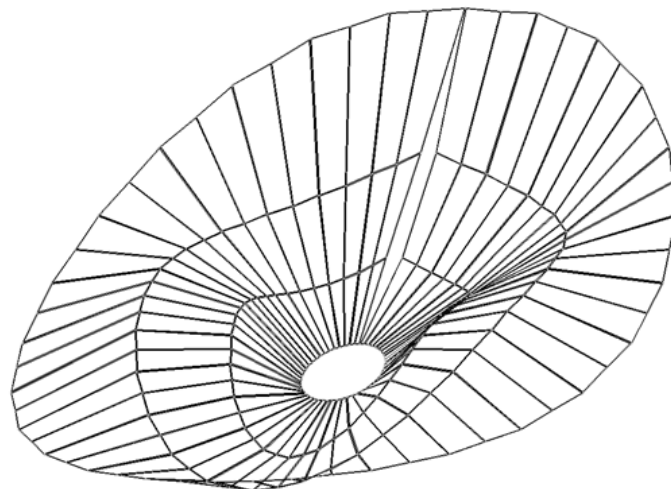


Рис. 7. Форма втрати стійкості ротонди при руйнуванні двох пластин на рівні другого та третього поперечного ребра.

Розрахунок обома методами дав близькі значення, що підтверджує вірність використаної методики МКС. Згідно МКС критичне навантаження втрати стійкості менше на 6,25% від відповідного значення отриманого МСЕ. Це можна пояснити наявністю жорстких зсувів, які краще враховуються МКС. Отже, для конструкцій такого класу доцільніше застосування МКС як більш точного.

1. Гоцуляк Е.А. Ермишев В.Н. Нелинейный анализ устойчивости оболочек на основе трансформации собственных векторов и значений линеаризованного оператора. – Сб. Сопротивление материалов и теория сооружений. Вып.54,-Киев: Будівельник, 1989. – С. 34.
2. Гоцуляк Е.А. О сеточной дискретизации векторных соотношений теории оболочек в криволинейной системе координат. – Прикладная механика: Междунар. научн. журнал. – 2001. – Т.37. - №6. – С. 89-94.
3. Гуляев В.И., Баженов В.А., Гоцуляк Е.А., Гайдачук В.В.: Расчет оболочек сложной формы. – К.: Будівельник, 1990. – 192с.
4. Муштари Х.М., Галимов К.З.: Нелинейная теория оболочек. – Казань: Таткнигоиздат., 1957 – 432 с.
5. Самольянов И.И. Прочность, устойчивость и колебание гиперболического параболоида. Луцк. ЛИИ. 1992 – 318с.

УДК 621

Р.М. Полінкевич

Луцький національний технічний університет

АВТОМАТИЗОВАНА СИСТЕМА ПРОЕКТУВАННЯ ВЕРСТАТІВ

Розглянуті аспекти модульної побудови шпиндельних вузлів з гідростатичними підшипниками. Визначені математичні моделі рівнів структури програмного математичного забезпечення та їх функціональні параметри. Розроблене програмне забезпечення для автоматизованого проектування верстатів.

Ключові слова: *автоматизоване проектування, гідростатичні підшипники, шпиндельний вузол, математична модель.*

Продуктивність і точність обробки на верстатах значною мірою визначається характеристиками шпиндельного вузла (ШВ). Досвід сучасного проектування показує, що можливе істотне підвищення якісних показників ШВ в порівняно з відповідними прототипами за рахунок оптимізації його параметрів при проектуванні, а також в процесі експлуатації верстата. Проектування ШВ з гідростатичними підшипниками (ГСП) носить здебільшого неформальний характер внаслідок того, що вони на даний час не уніфіковані, а рекомендації з їх проектування є достатньо загальними.

Під час проектування верстатів з ГСП досить часто виникає проблема з вибором раціональної методики, більшість з яких методик орієнтовано на спеціалізовані розрахунки і потребують корегування. Слід також відзначити, що для більшості із них не наводяться достатньо обґрунтовані відомості щодо достовірності розрахункових результатів, тому збіг теоретичних і експериментальних даних за основними робочими характеристиками ГСП не можна вважати достатнім. Скорочення трудомісткості та термінів проектування шпиндельних вузлів при одночасному підвищенні якості проектних робіт з врахуванням динамічних процесів представляється можливим при автоматизованому проектуванні. Для використання наявних методик в автоматизованому проектуванні необхідно провести комплекс робіт з їх систематизації, доповнення і корегування. Рішення цієї проблеми неможливе без визначення співвідношення точності завдання початкових даних для розрахунку і ступеня деталізації функціональних взаємодій параметрів математичної моделі (ММ). Це питання по суті є відкритим.

Проаналізувавши літературні першоджерела з питань проектування та роботи ГСП, розглянуто сучасний рівень автоматизації розрахунку та проектування верстатних шпиндельних вузлів. Проведений огляд показав наступне:

1) розроблено математичні моделі практично для всіх відомих конструктивних варіантів ГСП, але у більшості випадків вони не пристосовані для автоматизованих розрахунків;

2) у переважній більшості для наявних ММ не приводиться оцінка достовірності моделей; існують моделі оцінки похибок від введення ряду допущень при розрахунках, а не врахування похибок, проте не існує моделей, що враховують усі чинники в комплексі;

3) існуючі моделі шпиндельних ГСП не структуровані, тобто вони включають моделі окремих елементів (дроселюючих, перемичок, кишень), але структурно не виділяються.

Проведений аналіз існуючих методик й засобів розрахунку шпиндельних ГСП показав, що:

1) при оцінці точнісної надійності ГСП передбачається, що необхідні характеристики опор і допуски на них забезпечуються на стадії проектування і підтримуються у процесі експлуатації;

2) відсутній системний підхід до структурування математичних моделей шпиндельних опор, які розробляються спеціально для цих цілей.

До того ж значну кількість розрахункових параметрів ГСП в існуючих моделях не можна вважати:

1) сталими, оскільки в процесі роботи ШВ трапляються температурні деформації, деформації від сил різання і дисбалансу, зміна фізико-механічних характеристик оливи тощо;

2) точно визначеними, оскільки після складання вузла їх практично не можна точно визначити (реальні величини зазорів, значення гідравлічних опор дроселюючих приладів тощо).

Необхідною умовою створення автоматизованої підсистеми (АП) розрахунків є аналіз існуючих методик розрахунку відповідно до критеріїв оцінки якості шпиндельних ГСП,

проведення їх корекції за необхідності, відбір найвдаліших моделей, розробка і включення в АП нових ММ.

Системний опис предметної області автоматизованих розрахунків шпindelних ГСП і її декомпозиція виконано на чотирьох рівнях:

- 1) загальної задачі проектування;
- 2) об'єкту залежно від стадії його проектування;
- 3) об'єкту залежно від рівня його абстрагування;
- 4) об'єкту в залежності від його конструктивних особливостей.

При цьому відокремлено 4 рівня структури прикладного математичного забезпечення (ПМЗ) із власними функціональними параметрами (табл. 1). Функції ММ виділених рівнів наступні:

1) ММЛ (моделі логіки) задають режим обробки обчислювальних критеріїв, містять моделі, що реалізують алгоритми оптимізації, побудови таблиць певної послідовності критеріїв, статистичного аналізу тощо;

2) ММК (моделі критеріїв) обчислюють критерії проектування по характеристиками об'єкту;

3) ММВ (моделі взаємодії) по суті є моніторами моделей за методикою розрахунків, вони здійснюють підключення визначеної ММ залежно від обчислювального критерію і заданої міри достовірності;

4) МММ (моделі методик) слугують для визначення характеристик елементів об'єкту проектування і оперують їх параметрами.

Таблиця 1

ММ рівнів структури ПМЗ та їх функціональні параметри

№	Рівень структури	Функціональні параметри		
		X	R	Z
1	ММЛ	X_L – параметри методу	R_L – обчислювальні критерії	Z_L – спотворення методу
2	ММК	X_K – параметри методу	R_K – узагальнені взаємодії	Z_K – обмеження за критеріями
3	ММВ	X_B – точність і достовірність критерію	R_B – конкретні взаємодії	Z_B – спотворення методики
4	МММ	X_M – параметри елементів ШВ	R_M – режими роботи моделі	Z_M – технологічні та робочі збурення

Взаємодія модулів рівнів ієрархічної структури ПМЗ у процесі розрахунків згідно табл. 1 описано структурною формулою:

$$P = \text{ММЛ} \| X_L, Z_L, R_L, \text{ММК} \{ X_K, Z_K, R_K, \text{ММВ} [X_B, Z_B, R_B, \text{МММ} (X_M, Z_M, R_M)] \| \| \quad (1)$$

Існуючі конструкції шпindelних ГСП представлено за допомогою однієї узагальненої структури, а саме: дільники потоку-кишені-засори-злив.

При цьому дільники потоку відокремлюються в окрему групу пристроїв. Усі характеристики ГСП визначаються параметрами потоку оливи в його зазорах, а зазори ГСП утворені обмеженою кількістю видів поверхонь. З них можна виділити: циліндричні, плоскі, сферичні та конічні. За розташуванням перемичок, які створюють зазори, вони поділяються на: розташовані уздовж утворюючої і розташовані у напрямку обертової швидкості відносного ковзання. Кишені ГСП обмежені одним або декількома видами перемичок. Процес створення ММ ГСП можна структурувати, маючи ММ на перемичках. В цьому випадку використовуються структуровані моделі ГСП, а точність розрахунків визначатиметься точністю моделей перемичок та інших елементів ГСП.

Отримано критерії оцінки якості і вибору оптимальної структури математичних моделей об'єкту проектування за: 1) K_L – включенням у ММ параметрів об'єкту; 2) K_T – врахуванням технологічних (похибки виготовлення) і робочих (навантаження) збурень; 3) K_P – точністю і достовірністю розрахунків.

Розроблено спосіб об'єднання ММ елементів у єдину модель відповідно до заданої структури об'єкту, яка є жорсткою за порядком включення елементів, тому "складання" виконується на жорстких структурах, а альтернативними є лише елементи структури.

Структура ГСП формується з множини окремих модулів поелементної структури. На підставі отриманих синтезованих допустимих структур програма-монітор об'єкту компонує з

окремих, включених у структуру модулів, загальну програму розрахунку статичних і динамічних характеристик ШВ з ГСП обраної структури (рис. 1).

Формування розрахункової моделі ШВ з ГСП у вигляді комп'ютерної програми починається з генерації альтернативної допустимої структури ("Монітор генерації припустимих структур") з використанням інформації з "Бази структур ШВ з ГСП", яка містить "Таблиці відповідності" (використання) і "Таблиці зв'язків". Таблиці "бази структур ШВ з ГСП" при цьому можуть оновлюватися при введенні нової припустимої структури. За генерованою структурою з "Бази елементної структури" обираються програмні модулі відповідно до обраних елементів структури. Ввід даних для розрахунків здійснюється на основі інформації з "Бази структур ШВ з ГСП", а також "Бази параметричних даних". При цьому задаються: початкові параметри x ШВ з ГСП, дані за підсистемою ПД і основний параметр шпинделя d із супутніми параметрами (фізико-механічні властивості матеріалу, вимоги до якості поверхні обробки і затиску тощо). На рис. 1 показано, як формується розрахунковий модуль ГСП_{*i*} (наприклад, упорного) з загального набору модулів ГСП.

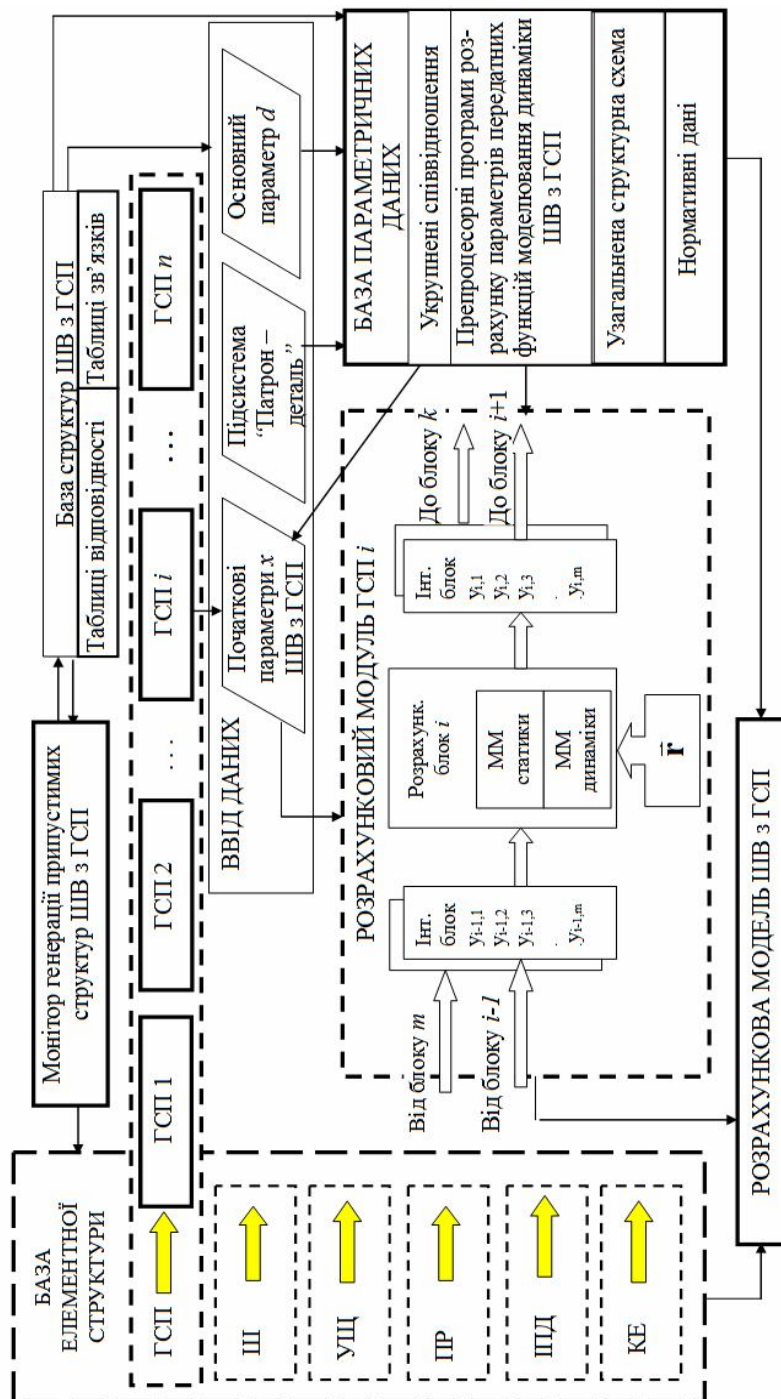


Рис. 1. Формування розрахункової моделі шпиндельних ГСП і параметрів елементів структури:

Ш – шпиндель; УЩ – ущільнення; ПР – привід; ПД – інструмент-патрон-деталь; КЕ – конструктивні елементи структури;

Аналогічна схема має місце для інших модулів поелементної структури. Завершує процес формування розрахункової моделі ШВ з ГСП "стикування" окремих модулів відповідно структурі ШВ з ГСП через їхні інтерфейсні блоки. Для рішення цієї задачі в процесі обчислень розроблено спеціальну програму – монітор ММ об'єкту, що за заданими кодами складових елементів завантажує в оперативну пам'ять ЕОМ ті елементи, які входять в обрану структуру. Стикування моделей елементів здійснюється з використанням типових інтерфейсних блоків.

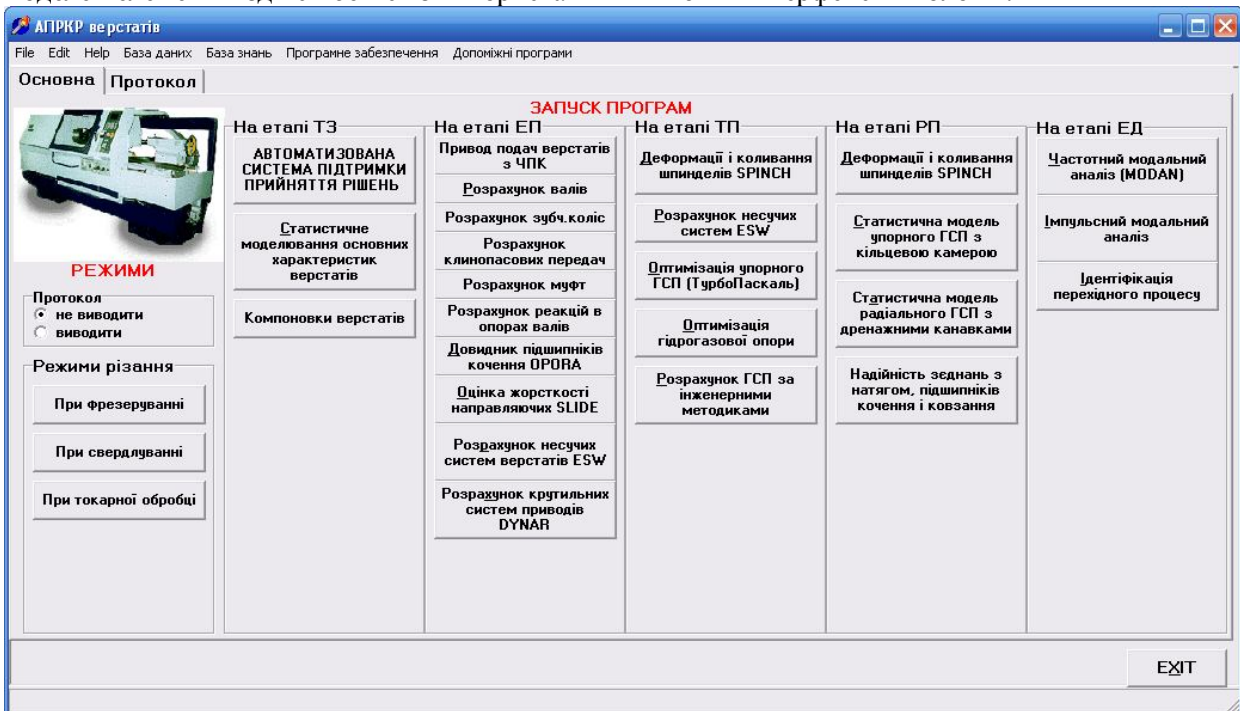


Рис.2. Загальне вікно розробленої програми автоматизованого проектування верстатів

Таким чином блочна структура побудови ММ спрощує створення ефективних ММ ШВ з ГСП. Програмний комплекс, створений по модульному принципу, має відкриту структуру, що дозволяє його розвиток, як по ММЕ ШВ з ГСП, так і по методах їхнього синтезу та аналізу. Пакет прикладних програм (ППП) повинен містити певним чином структуровані програми (модулі), розроблені на основі ММ розрахунку елементів ШВ з ГСП. Ефективність функціонування автоматизованої системи проектування багато в чому визначає якість ММ, що описують предмет проектування.

Дане програмне забезпечення дозволяє проектування вузлів верстатів на всіх його етапах: від технічного завдання до етапу дослідження роботи верстата.

1. Гордєєв О.Ф., Полінкевич Р.М. Автоматизоване прогнозування надійності з'єднань та вузлів металорізальних верстатів методом статистичних випробувань. Наукові нотатки. Випуск 28. – Луцьк, 2010. с.131-139.
2. Гордєєв О.Ф., Полінкевич Р.М. Структура математичного забезпечення автоматизованого проектування гідростатичних підшипників шпинделів верстатів // Наукові нотатки ЛДТУ. – Вип. 17. – Луцьк 2005. – с. 81-86.
3. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем / Под ред. Проникова А.С. - М.: Машиностроение, 1994. - Т. 1. - 445с.
4. Соколов Ю.Н., Гордєєв А.Ф. Шпиндельные гидростатические подшипники. Расчет и проектирование: Руковод. материалы. - М.: ЭНИМС, 1969. - 74 с.

УДК 621.825.5/.7

В.О. Проценко

Херсонська державна морська академія

ЖОРСТКІСНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ МУФТ З ТОРЦЕВОЮ УСТАНОВКОЮ ПРЯМИХ КАНАТІВ ПРИВОДІВ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

Виконано оцінку крутильної, осьової, кутової та радіальної жорсткості муфт з торцевою установкою прямих канатів приводів суднових енергетичних установок. Оцінено жорсткість канатів при стиску. Обґрунтовано алгоритм монтажу муфт з торцевою установкою прямих канатів.

Ключові слова: муфта, канат, жорсткість, неспіввісність.

Вступ. При сполученні двох валів приводів суднових енергетичних установок (СЕУ) виникають їх осьова Δ_a , кутова γ , та радіальна Δ_r неспіввісності, які мають компенсувати з'єднувальні муфти. Найчастіше компенсуючі функції виконують пружні муфти, які в цьому випадку додатково навантажують з'єднані вали пружними силами та моментами. Величина додаткових навантажень залежить від радіальної, кутової та осьової жорсткостей муфти.

Актуальність роботи. Вказані сили та моменти можуть стати причиною появи вібрацій, виходу з ладу підшипників та втомного руйнування з'єднаних валів. В той же час, поширені у приводах СЕУ муфти, наприклад МПВП чи муфту з пружною зірочкою застосовують при радіальних зміщеннях валів до $\Delta_r = 0,4...0,6$ мм, які досягаються центровкою поєднаних агрегатів при складанні. При експлуатації неспіввісність може збільшуватись в декілька разів, адекватно збільшуючи додаткові навантаження, які для вказаних поширених типів муфт можуть сягати значних величин через їх високі радіальну осьову та кутову жорсткості [1]. Тому актуальним завданням є створення та дослідження муфт, які мають високу компенсуючу здатність і прийнятні жорсткісні характеристики для реальних умов експлуатації.

Постановка задачі. В зв'язку з перспективністю муфт з канатними пружними елементами мету даної роботи становить теоретичне визначення жорсткісних характеристик і додаткових навантажень на вали від муфт з торцевою установкою прямих канатів на прикладі натурального зразка за рис. 1.

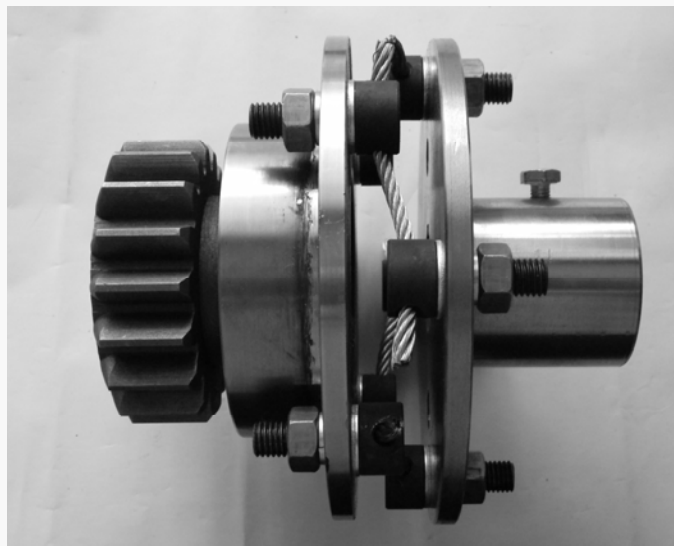


Рис. 1. Виготовлена муфта з торцевою установкою прямих канатів

Результати досліджень. Для виконання досліджень за методикою [3] була спроектована та виготовлена муфта з чотирма канатами діаметром $d_k = 6$ мм конструкції (6×19 + о.с.) за ISO 2408 діаметр однієї дротини $\delta = 0,38$ мм, довжина каната $L_k = 33$ мм, діаметр розташування канатів $D = 145$ мм.

Спочатку розглянемо вплив на додаткові навантаження тільки осьової неспіввідповідності Δ_a ($\gamma=0, \Delta_r=0$) (рис. 2). В результаті наявності радіальної неспіввідповідності виникатиме осьова сила $F_a^{\Delta_a}$ від деформації згину канатів:

$$F_a^{\Delta_a} = \frac{12zG\Delta_a}{L_\kappa^3}, \quad (1)$$

де G – зведена згинальна жорсткість каната.

Підставляючи в (1) формулу для визначення згинальної жорсткості каната, та сили його натягіння, отримуємо формулу для осьового навантаження на напівмуфти від осьової неспіввідповідності Δ_a :

$$F_a^{\Delta_a} = \frac{24kd_\kappa^2\Delta_a T}{L_\kappa^3 D \cos\left(\frac{\pi}{2z}\right) \cos \varepsilon}, \quad (2)$$

де T – обертальний момент, що передає муфта;

D – діаметр розташування канатів.

$\cos \varepsilon$ враховує зміну натягіння каната в результаті осьового зміщення ($\sin \varepsilon = \frac{\Delta_a}{L_\kappa}$).

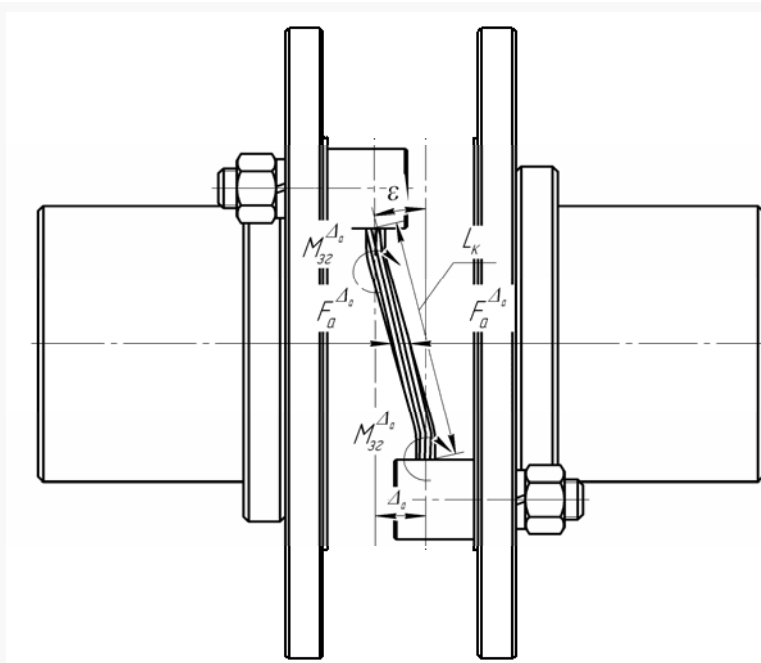


Рис. 2. Схема до визначення додаткових навантажень від осьової неспіввідповідності валів

Відповідно, осьова жорсткість навантаженої муфти:

$$C_a = \frac{24kd_\kappa^2 T}{L_\kappa^3 D \cos\left(\frac{\pi}{2z}\right) \cos \varepsilon}. \quad (3)$$

Крім цього, від згину кожного каната виникатимуть згинальні моменти $M_{32}^{\Delta_a}$. Ці моменти при парній кількості канатів і відсутності інших зміщень крім осьового взаємно врівноважатимуться.

$$M_{32}^{\Delta_a} = \frac{F_a^{\Delta_a} L_\kappa}{2z}, \quad (4)$$

Тепер розглянемо вплив на додаткові навантаження тільки кутової неспіввісності γ ($\Delta_a = 0$, $\Delta_r = 0$) (рис. 3).

Звідки
$$F_a^\gamma = \frac{2zG\Delta_a}{L_\kappa^2}. \quad (5)$$

Підставляючи в (8) формули для визначення жорсткості каната та сили натягіння, після перетворень отримаємо остаточну формулу для визначення осьового навантаження від кутової неспіввісності γ , Н:

$$F_a^\gamma = \frac{4zkd_\kappa^2 T \gamma}{L_\kappa^2 D \cos\left(\frac{\pi}{2z}\right) \cos \gamma}. \quad (6)$$

$\cos \gamma$ враховує зміну натягіння каната в результаті кутового зміщення.

Крім цього, від згину канатів виникатиме згинальний момент M_{32}^γ , Нм:

$$M_{32}^\gamma = F_a^\gamma L_\kappa = \frac{4zkd_\kappa^2 T \gamma}{L_\kappa D \cos\left(\frac{\pi}{2z}\right) \cos \gamma}. \quad (7)$$

Відповідно, кутова жорсткість навантаженої муфти, Нм/рад:

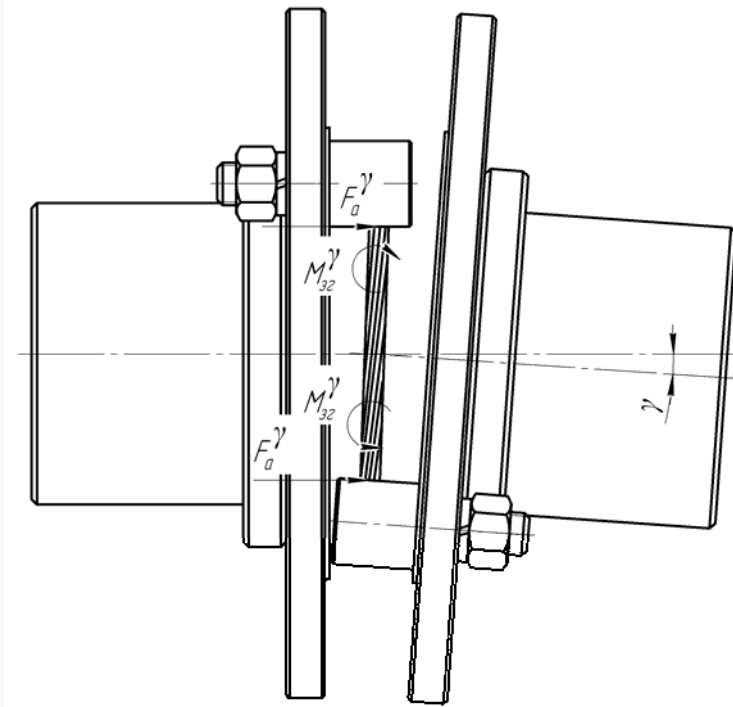


Рис. 3. Схема до визначення додаткових навантажень від кутової неспіввісності валів

$$C_\gamma = \frac{4zkd_k^2 T}{L_k D \cos\left(\frac{\pi}{2z}\right) \cos \gamma} \quad (8)$$

При наявності радіальної неспіввідності Δ_r матиме місце циклічне навантаження валів (рис. 4) радіальними пружними силами F_r (розтягу та стиску). Крім сил виникатимуть моменти $M_{32}^{\Delta_r}$ від згину канатів.

Вказані моменти складатимуть величину:

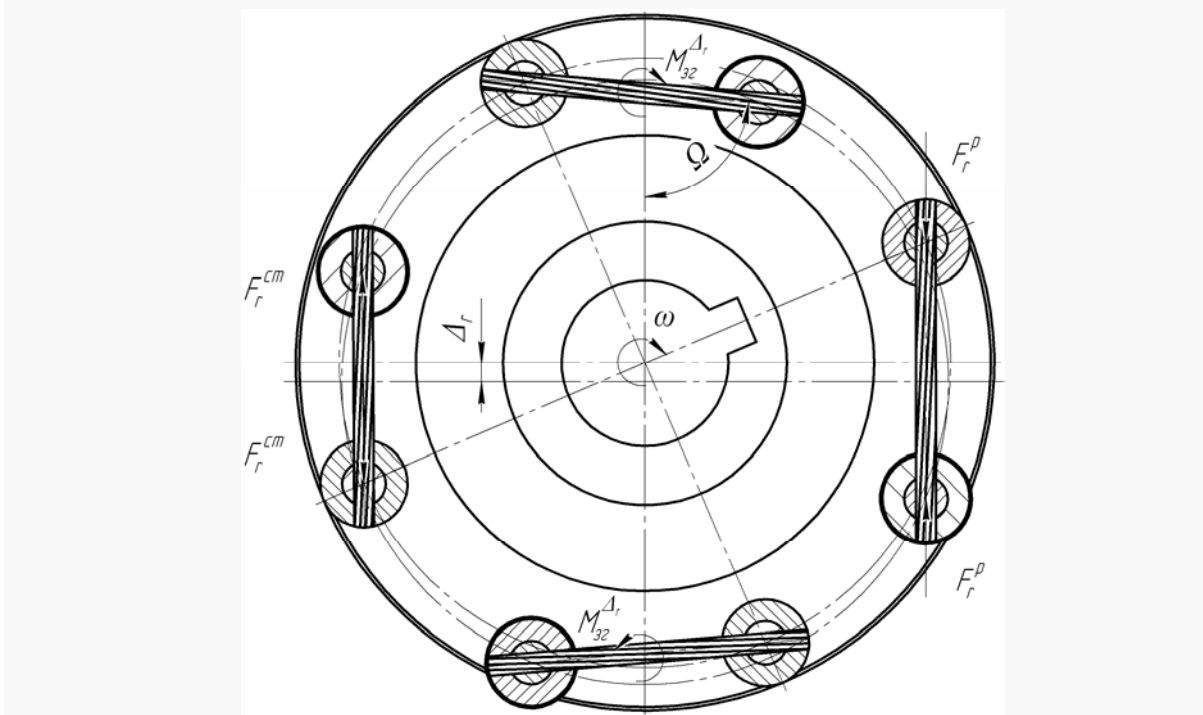


Рис. 4. Схема до визначення додаткових навантажень від радіальної неспіввідності валів

$$M_{32}^{\Delta_r} = \frac{3G\Delta_r}{L_k^2} \sin \Omega, \quad (9)$$

де Ω – кут між віссю каната та напрямком зміщення.

Моменти $M_{32}^{\Delta_r}$ мають різні напрямки, і тому, у випадку парної кількості канатів, взаємно врівноважуються – через це надалі їх не враховуємо.

Пружна радіальна сила від розтягнутого каната становитиме:

$$F_r^p = \frac{E_k^p S_\Sigma \Delta_r}{L_k} \cos \Omega, \quad (10)$$

де E_k^p – модуль пружності каната при стиску.

Пружна сила від стисненого каната становитиме:

$$F_r^{cm} = \frac{E_k^{cm} S_\Sigma \Delta_r}{L_k} \cos \Omega, \quad (11)$$

де E_k^{cm} – модуль пружності каната при стиску.

Очевидно, ці сили сягатимуть максимуму у випадку максимальної деформації – тобто при розташуванні канатів паралельно напрямку зміщення Δ_r ($\Omega = 0^\circ$).

У випадку чотирьох канатів в муфті результуюча радіальна сила становитиме:

$$F_r = F_r^p - F_r^{cm} = \frac{\Delta_r S_\Sigma}{L_k} \cos \Omega (E_k^p - E_k^{cm}). \quad (12)$$

Модуль пружності канатів з органічним осердям при розтягу становить приблизно $E_k^p = 1,0 \dots 1,2 \times 10^{11}$ Па ($1,0 \dots 1,2 \times 10^5$ МПа).

Модуль пружності при стиску E_k^{cm} до сьогодні не досліджувався взагалі, але очевидно, що він є меншим ніж E_k^{cm} , оскільки при стиску дротини та сталки канатів мають простір для радіальних зміщень.

У випадку збільшення при монтажі довжини каната L_k на величину радіального зміщення Δ_r складова F_r^p стане рівною нулю, а складова F_r^{cm} набуде величини:

$$F_r^{cm} = \frac{2E_k^{cm} S_\Sigma \Delta_r}{L_k} \cos \Omega. \quad (13)$$

А радіальна жорсткість муфти становитиме:

$$C_r = \frac{2E_k^{cm} S_\Sigma}{L_k} \cos \Omega. \quad (14)$$

До цього варіанту слід прагнути при монтажі муфти. Для його досягнення недопустимо виконувати затяжку канатів при фіксованому положенні напівмуфт. Потрібно затягнути спочатку всі канати в одній напівмуфті та виконати початкову затяжку канатів в іншій напівмуфті виконуючи проворот муфти від руки. Потім слід надати муфті обертання вхолосту для видовження канатів і після цього виконати завершальну затяжку канатів, це дозволить при експлуатації знизити навантаження на вали та підшипники.

Для підтвердження наведеного алгоритму монтажу були виконані експериментальні дослідження стискальної жорсткості каната, що був застосований в муфті та дослідження самої муфти. В результаті цих досліджень встановлено, що жорсткість каната при стиску залежить від навантаження нелінійно, і при абсолютній деформації каната $\Delta = 1,5$ мм складає $c_k = 446$ Н/мм, що відповідає модулю пружності каната при стиску $E_k^{cm} = 1173$ МПа. Тобто, застосування запропонованого алгоритму монтажу в нашому випадку дозволить зменшити радіальну жорсткість муфти і радіальне навантаження на вали в десятки разів.

Контрольні випробування натурального зразка муфти (рис. 1) виконували в умовах дослідного центру «НДІ Редуктор» (м. Київ) на стенді (рис. 5), що складається з базової плити (1), на якій закріплені мотор-редуктор 6МП-40-35,5-110 (2) та навантажуюче електромагнітне порошкове гальмо ПТ-40М (3), які сполучені досліджуваною муфтою 4. Електричні параметри фіксувалися приладом К-50.

При першому випробуванні виконували установку напівмуфт на вали мотор-редуктора і затяжку канатів «як є» без провороту напівмуфт. Після вмикання мотор-редуктора і навантаження муфти гальмом починалися вібрації корпусів мотор-редуктора і гальма помітні при дотику руки. При повторному складанні муфти з виконанням початкової затяжки канатів із проворотом напівмуфт від руки, роботі муфти на холостому ходу та завершальній затяжки канатів вібрації зникали, що свідчить про правильність запропонованого алгоритму монтажу. Муфта навантажена моментом $T = 200 \dots 220$ Нм працювала 7 годин – пошкоджень її деталей при цьому не виявлено.

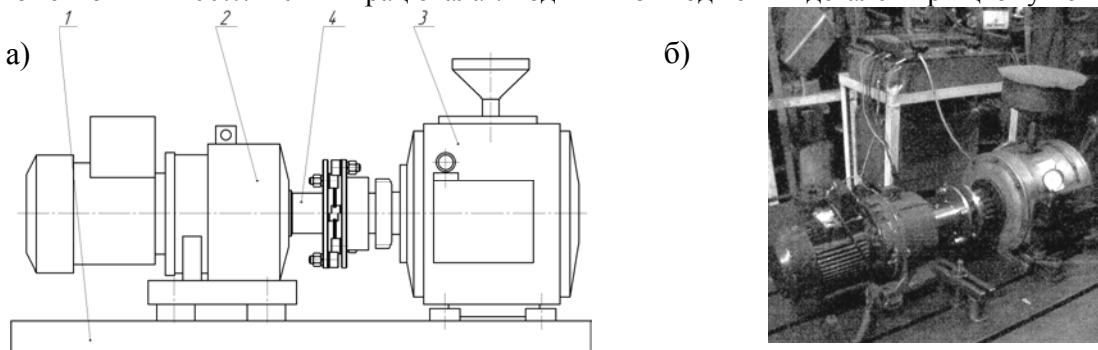


Рис. 5. Експериментальний стенд: а) принципова схема; б) фотографія в процесі складання

Для дослідного зразка муфти за формулами (3), (8) і (14) визначені значення жорсткостей і внесені в таблицю 1 разом з жорсткостями основних типів муфт аналогічної навантажувальної здатності. Коефіцієнт k був прийнятий рівним 1,2, що відповідає відносному прольоту $L_k/d_k = 5,6$.

У результаті розрахунків за формулами для зразка муфти (рис. 1) ($T = 200 \text{ Н}\cdot\text{м}$) встановлено, що його радіальна жорсткість (920 Н/мм) на 15% більше радіальної жорсткості муфти з радіальним стрижнями типу «Форст» (800 Н/мм), є в 1,4 рази більшою жорсткості муфти типу «Вальдрон» (660 Н/мм), але є майже в 3 рази меншою, ніж жорсткість муфти МПВП (3300 Н/мм). Кутова жорсткість муфти з торцевими канатами (0,55 Н•м/град) в десятки разів нижча від муфти зі сталевими дисками (25 Н•м/град), муфти з пружною зірочкою (50 Н•м/град) та муфти МПВП (575 Н•м/рад). Крутильна жорсткість муфти є високою і складає 9470 Н•м/град, а при робочому навантаженні в 200 Н•м кут її закручування складає близько 1'. При цьому дослідна муфта має менші габарити, ніж вказані муфти адекватної навантажувальної здатності.

Таблиця 1

Жорсткісні властивості деяких конструкцій муфт

№	Конструкція муфти	Момент $T, \text{ Нм}$	$D \times l, \text{ мм}$	Жорсткість				Джерело
				Крутильна $C, \text{ Нм/град}$	Радіальна $C_r, \text{ Н/мм}$	Осьова $C_a, \text{ Н/мм}$	Кутова $C_\gamma, \text{ Нм/град}$	
1	Муфта тороподібною оболонкою вигнутого профілю	250	220×280	25	80	120	72	[4]
2	Муфта тороподібною оболонкою увігнутого профілю	250	220×200	16	306	175	84	[4]
3	Муфта з гумовим конічним кільцем-шайбою	250	170×180	40	297	-	33	[4]
4	Муфта з гумовою зірочкою	250	135×190	59	1900	-	50	[5, 6]
5	МПВП	250	140×165	128	3300	-	-	[4]
6	Муфта з торцевою установкою гвинтових пружин «Карделіс»	260	180×160	39	550	-	-	[4, 7]
7	Муфта з осьовою паралельною установкою стрижнів «Форст»	286	126×80	-	800	-	-	[4, 7]
8	Муфта з осьовою паралельною установкою пакетів пружин «Вальдрон»	180	127×108	-	660	-	-	[4, 7]
9	Напівжорстка дискова муфта	250	135×172	28272	6125000	3900	25	[3, 8, 12]
10	Муфта з торцевою установкою прямих канатів	200	170×180	9469	920	45	0,55	

В результаті виконаних досліджень можна зробити наступні висновки:

1. За рахунок теоретичних досліджень отримані залежності для визначення додаткових навантажень на вали СЕУ поєднані муфтою з торцевою установкою прямих канатів за наявності неспіввісностей.

2. За рахунок виконання експериментальних досліджень визначена жорсткість каната при стиску та розроблений алгоритм монтажу муфти з торцевою установкою прямих канатів.

3. В порівнянні з поширеними конструкціями муфт, муфта з торцевою установкою прямих канатів характеризується низькою осовою та кутовою жорсткістю.

Напрямки подальших досліджень:

1. Вплив неспіввісності на довговічність канатних елементів муфт.

2. Напружено-деформований стан фланців напівмуфт.

3. Розподіл навантажень між канатами муфти.

1. Ривин Е.И. Сравнительная оценка конструкций соединительных муфт / Е.И. Ривин // Вестник машиностроения. – 1972. - №7. – С. 9-13.
2. Колесник К.К. Зниження віброактивності привідних систем з пружними муфтами: автореферат дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.09 – динаміка та міцність машин / К.К. Колесник. – Львів, 2003. – С. 22.
3. Проценко В.О. Проектування муфти з торцевою установкою прямих канатів / В.О. Проценко // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – К.: КНУБА. – 2011. – Вип. 77 – С. 44-50.
4. Справочник по муфтам / О.А. Ряховский, С.С. Иванов / Под ред. О.А. Ряховского. – Л.: Политехника, 1991. – С. 384.
5. Михайлов Ю.К. Муфты с неметаллическими упругими элементами: Теория и расчет / Ю.К. Михайлов, Б.С. Иванов. - Л.: Машиностроение, 1987. – С. 144.
6. Гонюков В.И. Экспериментальное определение радиальных нагрузок и изгибающих моментов, возникающих в механических муфтах / В.И. Гонюков, В.Ф. Клименко, А.Г. Лымарь, Ю.В. Чудутов // Вестник машиностроения. – 1979. – №6. – С. 34-35.
7. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов - М.: Высшая школа, 1998. – С. 447.
8. Поляков В.С. Определение компенсирующей способности муфты с промежуточными дисками / В.С. Поляков, Ю.К. Михайлов // Расчет и конструирование машин. Труды ленинградского ордена Ленина политехнического института имени М.И. Калинина. – 1967. – №285, С. 13-19.

УДК 621.81

Р.М. Рогатинський, І.Б.Гевко, А.Є. Дячун, Р.О. Любачівський, Р.С. Грудовий
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя**ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У ГВИНТОВИХ ЗМІШУВАЧАХ**

Представлено математичну модель змішувача сипких матеріалів, запропоновано і розв'язано диференціальні рівняння руху мас. Виведено аналітичні залежності динамічних моментів опору, моменту двигуна та жорсткості елементів. Представлено практичні рекомендації щодо навантажень на систему в перехідному і усталеному режимах.

Ключові слова: гвинтовий змішувач, динамічна модель.

Постановка проблеми. Робота більшості транспортуючих та змішуючих пристроїв зазвичай супроводжується певними динамічними навантаженнями, які частково спричиняються неточністю монтажу ланок кінематичного ланцюга певного механізму. В практиці транспортування сипких вантажів за допомогою шнекових транспортерів часто спостерігаються випадки його пуску в завантаженому стані, після попередньої зупинки без вивантаження вмісту, наприклад у дозаторах чи навантажувачах зерна, піску, інших матеріалів. Явища, які виникають у цьому випадку, суттєво відрізняються від пуску порожнього шнекового транспортера. Крім цього зовнішні навантаження на робочі елементи змішувачів носять не постійний характер, що призводить до зростання динамічних навантажень на елементи змішувача, які можуть привести до виходу з ладу конструктивних частин змішувачів.

Аналіз останніх досліджень. У роботах [1], [2] та [3] представлено двохмасові та трьохмасові динамічні моделі гвинтових конвеєрів і змішувачів, проведено аналіз складових елементів диференціальних рівнянь. Проте не враховано змінні навантаження, що виникають у гвинтових змішувачах, та не розглянуто детально моменти інерції елементів системи.

Мета роботи. Дослідити динамічні навантаження, що виникають в конструктивних елементах гвинтового змішувача в перехідному і усталеному режимах.

Реалізація результатів досліджень. Розглянемо процес пуску завантаженого змішувача [4]. Для цього запишемо спрощену дискретну математичну модель змішувача, що складається із двох зведених мас, які моделюють масові характеристики привідного вузла і транспортера. Зведення мас здійснили за допомогою енергетичного методу, тобто рівності енергії коливань розподіленої та дискретної моделі. Врахуємо вплив сил тертя, ввівши у модель в'язкість та момент опору, прикладений до другої маси, який містить суму всіх сил опору рухові, які виникають під час транспортування вантажу. Розрахункова модель зображена на рис. 1.

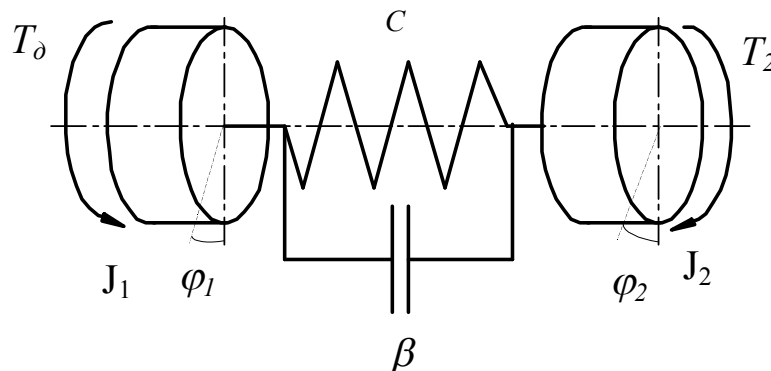


Рис. 1. Розрахункова модель гвинтового змішувача

Диференціальні рівняння руху кожної з мас можна записати у формі закону Ньютона [1]:

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 &= T_d - c(\varphi_1 - \varphi_2) - \beta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2); \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 &= -T_2 + c(\varphi_1 - \varphi_2) + \beta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2). \end{aligned} \quad (1)$$

В системі (1) позначено:

J_1, J_2 - моменти інерції відповідно привідної та шнекової частини з вантажем;

φ_1, φ_2 - кути повороту відповідних мас;

c - крутна жорсткість системи;

β - в'язкість системи;

T_∂ - момент двигуна;

T_2 - момент опору, прикладений до другої маси.

Крутну жорсткість системи c та в'язкість системи β визначено експериментально.

Момент інерції шнекової частини з вантажем записується в наступному вигляді:

$$J_2 = m_g \left(\frac{v_g}{\omega} \right)^2 + J_g \left(\frac{\omega_g}{\omega} \right)^2 + J_{ш}, \quad (2)$$

де m_g - маса вантажу, що піддається змішуванню;

v_g - осьова швидкість вантажу;

ω - кутова швидкість обертання шнека;

J_g - момент інерції вантажу, що піддається змішуванню;

ω_g - кутова швидкість обертання вантажу, що піддається змішуванню;

$J_{ш}$ - момент інерції шнека.

Маса вантажу, що піддається змішуванню, визначається із залежності:

$$m_g = \frac{\pi D^2 L \varphi \rho_{np}}{4}, \quad (3)$$

де D - зовнішній діаметр шнека;

L - довжина шнека;

φ - коефіцієнт заповнення;

ρ_{np} - приведена густина матеріалів, які піддаються змішуванню.

Оскільки під час змішування відбувається перехідний процес переміщення вантажу між швидкісним процесом, що відбувається по гвинтовій траєкторії і тихохідним, що здійснюється по лінійній траєкторії, вантаж здійснює переміщення по складній траєкторії із частковим пересипанням в зворотному напрямку. Тоді знаходимо осьову швидкість вантажу:

$$v_g = \frac{k_g \omega T}{2\pi}, \quad (4)$$

де k_g - коефіцієнт відставання, що враховує пересипання вантажу в зворотному напрямку;

T - крок витків шнека.

При усталеному змішуванні і переміщенні вантажів годограф вектора швидкості вантажу описується залежності, що відповідає прямій лінії:

$$\frac{2\pi v_g}{\omega T} + \frac{2v_k}{\omega D} = 1, \quad (5)$$

де v_k - колова швидкість вантажу.

Колову швидкість вантажу знаходили за відомою залежністю:

$$v_k = \frac{\omega_g D}{2}. \quad (6)$$

Підставляючи значення формул (4) та (6) у рівняння (5) після перетворень одержимо:

$$\frac{\omega_6}{\omega} = 1 - k_6, \quad (7)$$

Момент інерції вантажу, що піддається змішуванню:

$$J_6 = \frac{m_6 r_i^2}{2}, \quad (8)$$

де r_i - радіус інерції вантажу.

Радіус інерції вантажу визначають аналогічно [5]

$$r_i = \frac{k_m D}{4} (1 + \sqrt{1 - \varphi}), \quad (9)$$

де k_m - коефіцієнт зміни траєкторії руху вантажу в радіальному напрямку.

Підставляючи значення формули (9), (3) у (8), знаходимо:

$$J_6 = \frac{\pi D^4 L \varphi \rho_{np} k_m^2 (1 + \sqrt{1 - \varphi})^2}{128}. \quad (10)$$

Момент інерції шнека:

$$J_{ш} = \frac{m_{ш} (R^2 - r^2)}{2}, \quad (11)$$

де $m_{ш}$ - маса шнека;

R - зовнішній радіус шнека;

r - внутрішній радіус шнека.

Визначаємо масу шнека:

$$m_{ш} = n \rho h (R - r) \sqrt{\pi^2 (R + r)^2 + T^2}, \quad (12)$$

де ρ - густина матеріалу шнека;

n - кількість витків шнека;

h - товщина поперечного січення витка шнека.

Підставляючи значення формули (12) у (11), знаходимо

$$J_{ш} = \frac{n \rho h (R - r) \sqrt{\pi^2 (R + r)^2 + T^2} (R^2 - r^2)}{2}. \quad (13)$$

Підставляючи значення формул (3), (4), (7), (10), (13) у (2) після перетворень знаходимо момент інерції шнекової частини з вантажем:

$$J_2 = \pi D^2 L \varphi \rho_{np} \left(\frac{1}{4} \left(\frac{k_6 T}{2\pi} \right)^2 + \frac{D^2 k_m^2 (1 + \sqrt{1 - \varphi})^2}{128} (1 - k_6)^2 \right) + \frac{n \rho h (R - r) \sqrt{\pi^2 (R + r)^2 + T^2} (R^2 - r^2)}{2}. \quad (14)$$

Динамічні навантаження, що виникають у пружній ланці, описуються залежністю (закон Гука):

$$T = c(\varphi_1 - \varphi_2), \quad (15)$$

При цьому необхідно визначити різниці кутів із системи (1) значення. Покладемо, що $\phi = \varphi_1 - \varphi_2$ і зведемо систему рівнянь (1) шляхом віднімання другого рівняння від першого, попередньо поділивши кожне з них на свою масу, до одного диференціального рівняння відносно змінної ϕ :

$$\ddot{\phi} + \beta\left(\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}\right)\dot{\phi} + c\left(\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}\right)\phi = \frac{T_\partial}{J_1} + \frac{T_2}{J_2}. \quad (16)$$

Розв'язок диференціального рівняння (16) знаходимо через корені відповідного характеристичного рівняння

$$k^2 + \beta\left(\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}\right)k + c\left(\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}\right) = 0. \quad (17)$$

Корені рівняння (17), як правило, матимуть комплексний характер при від'ємному значенні дискримінанту:

$$k_{1,2} = r \pm i\gamma, \quad (18)$$

але при великих значеннях в'язкості можуть стати дійсними (при додатньому дискримінанті):

$$k_{1,2} = r \pm \gamma, \quad (19)$$

де $r = \frac{-\beta(J_1 + J_2)}{2J_1 J_2}$ - коефіцієнт згасання;

$\gamma = \sqrt{\left(\frac{\beta(J_1 + J_2)}{2J_1 J_2}\right)^2 - \frac{c(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}}$ - частота власних коливань.

У першому випадку рівняння (5) динамічні навантаження матимуть коливний характер, у другому рівнянні (6) – неколивний.

Розв'язок диференціального рівняння (16) складається із загального розв'язку однорідного диференціального рівняння та часткового розв'язку неоднорідного рівняння. Для випадку комплексних коренів

$$\phi = (A_1 \sin \gamma t + B_1 \cos \gamma t)e^{rt} + D. \quad (20)$$

Сталі коефіцієнти A_1, B_1 визначаються із початкових умов,

$$D = \frac{J_1 J_2 \left(\frac{T_\partial}{J_1} + \frac{T_2}{J_2}\right)}{c(J_1 + J_2)} - \text{частковий розв'язок неоднорідного рівняння.}$$

У випадку дійсних коренів розв'язок набере дещо іншого вигляду:

$$\phi = A_2 e^{k_1 t} + B_2 e^{k_2 t} + D, \quad (21)$$

причому корені $k_{1,2}$ матимуть від'ємне значення, що вказує на затухання динамічних складників зусилля.

Сталі коефіцієнти A_2, B_2 , аналогічно попередньому випадку, визначаються із початкових умов.

Для практики більш цікавим є коливний процес, коли затухання мале і навантаження відносно більші, ніж у другому випадку. Тому надалі розглядатимемо лише розв'язок рівняння (20).

Початкові умови у випадку пуску навантаженого транспортера матимуть вигляд:

$$\varphi_1(0) = 0; \quad \varphi_2(0) = -\frac{T_2}{c}; \quad \dot{\varphi}_1(0) = 0; \quad \dot{\varphi}_2(0) = 0. \quad (22)$$

Ненульове значення кута φ_2 пояснюється попереднім закручуванням шнека вантажем та іншими зусиллями, що діють у навантаженому транспортері.

Приведемо ці умови до змінної функції ϕ :

$$\phi(0) = \frac{T_2}{c}; \quad \dot{\phi}(0) = 0. \quad (23)$$

Підставимо початкові умови у рівняння (7) та його похідну по часу і отримаємо, після перетворень, значення постійних інтегрування:

$$A_1 = \frac{\beta(T_2 - T_\delta)}{2c\gamma J_1} \quad (24)$$

$$B_1 = \frac{J_2(T_2 - T_\delta)}{c(J_1 + J_2)}$$

Максимальне зусилля виникне у момент часу, коли похідна динамічного моменту стане рівною нулю, тобто

$$\frac{dT}{dt} = ((rA_1 - \gamma B_1) \sin \gamma t + (\gamma A_1 + rB_1) \cos \gamma t) e^{\gamma t} = 0$$

Звідси визначають час максимуму за формулою

$$t_m = \frac{\arctan\left(\frac{\gamma A_1 + rB_1}{-rA_1 + \gamma B_1}\right) + \pi}{\gamma} = \frac{\pi}{\gamma} \quad (25)$$

так як $\gamma A_1 + rB_1 = 0$, що слідує з (24).

Як видно, максимум настає через половину періоду власних коливань системи. Підставивши значення з формули (25) у формулу (20), визначають амплітудне значення максимального динамічного моменту, який виникає у пружній ланці шнекового транспортера:

$$T_{max} = -B_1 e^{\frac{\pi r}{\gamma}} + D. \quad (26)$$

Для аналізу залежності максимального динамічного моменту від параметрів системи проведено чисельні дослідження у діапазоні їх реальних значень. Прийнято такі середні значення параметрів [4] і [5]:

$$c = 1000 \text{ Н}\cdot\text{м/рад}, \quad \beta = 10 \text{ Нс/рад}, \quad J_1 = 3 \text{ кг}\cdot\text{м}^2, \quad J_2 = 5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2, \quad T_\delta = 200 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad T_2 = 100 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Розв'язок проведений аналітичним методом перевірено чисельним методом з використанням ПК і програмного забезпечення MathCad 2001

Графічне зображення одержаних результатів представлено на рисунках 2, 3, 4.

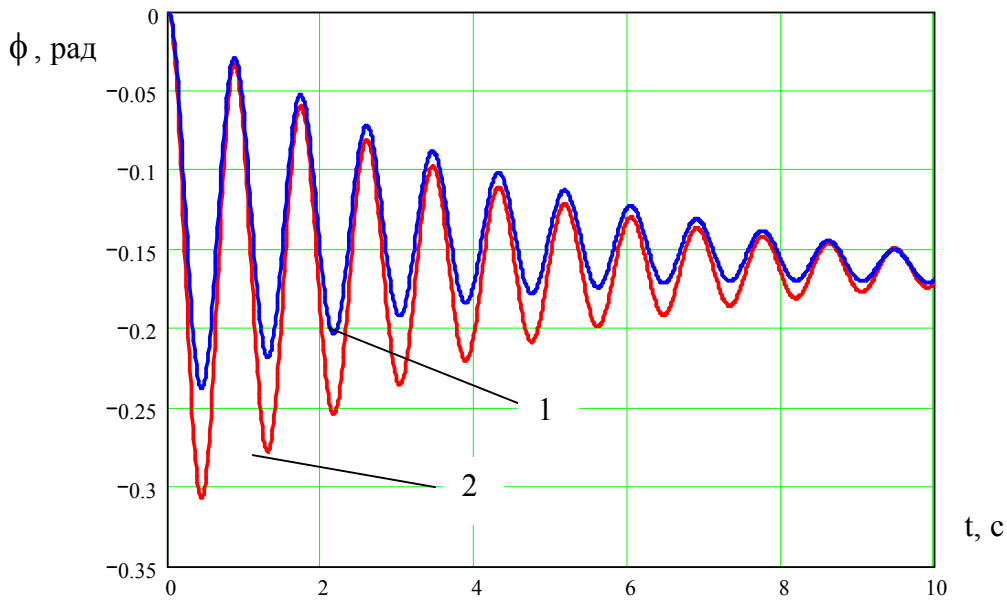


Рис. 2. Величина зміни деформації $\phi = \phi_1 - \phi_2$ елементів системи в часі: 1) при поступовому навантаженні шнека протягом 10 секунд; 2) при різкому навантаженні шнека

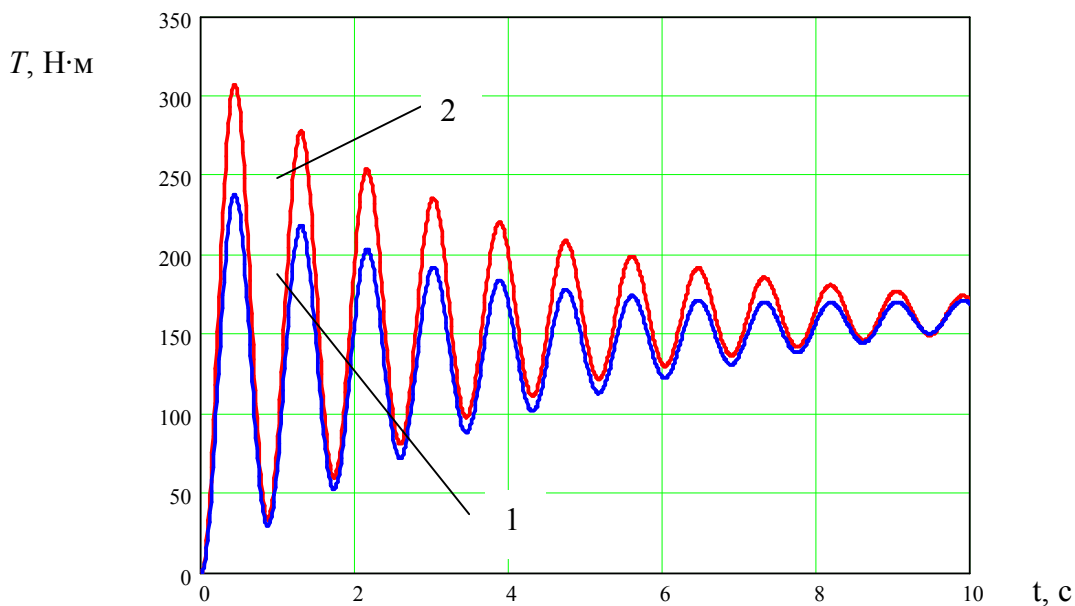


Рис. 3. Величина зміни динамічного крутильного моменту системи в часі: 1) при поступовому навантаженні шнека протягом 10 секунд; 2) при різкому навантаженні шнека

Із результатів, представлених на графіках рис. 2 і 3 робимо висновок, що максимальні динамічні крутильні моменти і деформації елементів системи виникають в перші 2 секунди часу роботи шнека, при чому різке навантаження шнека призводить до зростання амплітуди динамічних крутильних моментів і величини деформації елементів на 26%.

Аналіз показує, що сумарна амплітуда динамічного моменту більш ніж в два рази перевищує статичний момент опору. Для визначення навантаження у пружній ланці при пусковій порожнього транспортера можна скористатися вказаними формулами, поклавши $T_2 = 0$ і відповідно змінивши (зменшивши) масу J_2 . У цьому випадку, як видно із графіків, навантаження будуть суттєво нижчими, а частота коливань значно вищою, причому коефіцієнт демпфування також зміниться в сторону зменшення.

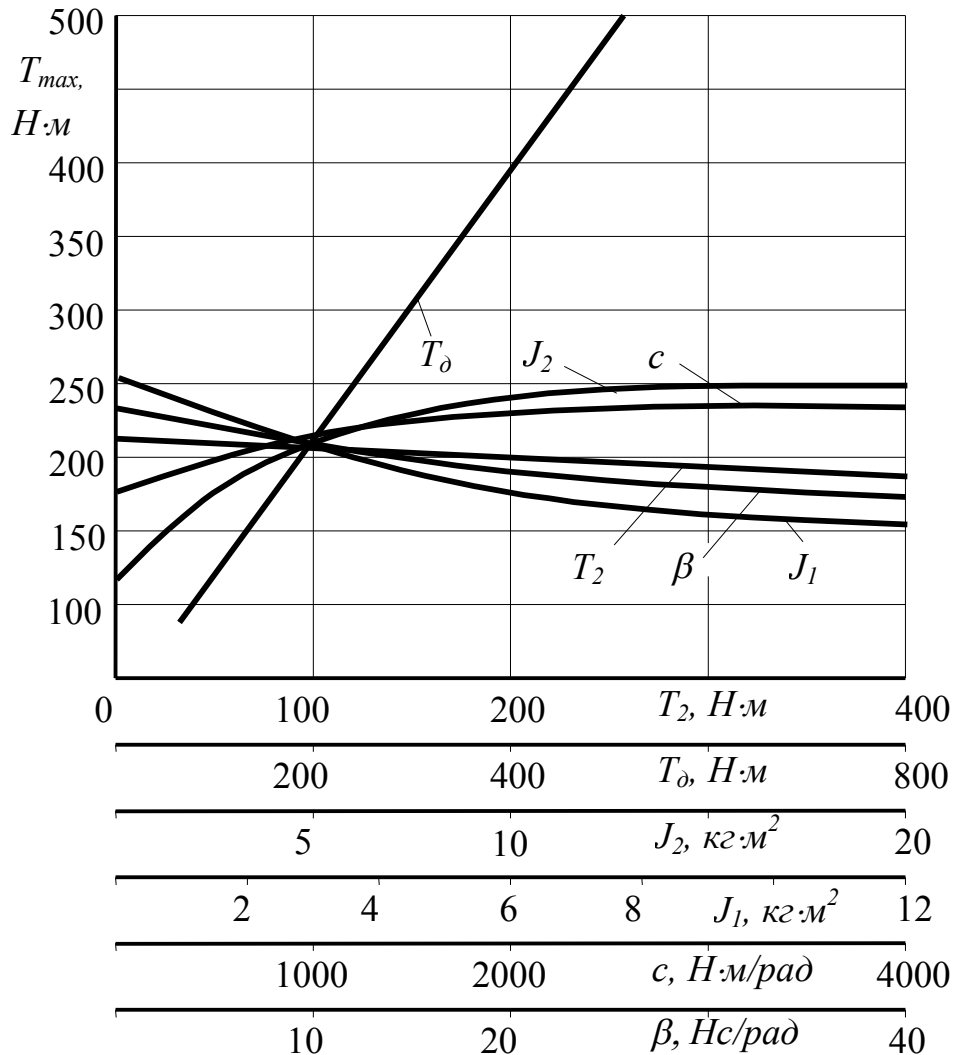


Рис.4. Графічні залежності амплітуди динамічного моменту від параметрів системи

Висновки. Для підвищення надійності роботи гвинтового змішувача слід, по можливості, уникати пуску навантаженого змішувача, але розрахунок міцності його елементів та запобіжної муфти необхідно проводити з врахуванням цього більш навантаженого режиму. Для зменшення динамічних навантажень необхідно зменшити жорсткість системи та пусковий момент двигуна. Збільшення ведучої маси та зменшення веденої також позитивно впливають на зменшення динамічних навантажень. Наявність в'язкого тертя в системі зменшує амплітуду динамічного навантаження за рахунок втрат енергії.

1. Кожевников С. Н. Динамика машин с упругими звеньями / С. Н. Кожевников. - К., 1961. - 160 с.
2. Комаров М. С. Динамика механизмов и машин / М. С. Комаров. - М. : Машиностроение, 1969. - 341 с.
3. Гащук П. М. Динамічний аналіз лінійних моделей пружно-жорстких механічних систем / П. М. Гащук, Л. М. Зорій. - Львів : Вид-во "Українські технології", 2005. - 320 с.
4. Пат. 62633 Україна, МПК В 01 F 7/00. Змішувач гвинтовий вібраційний / Любачівський Р. О., Дячун А. Є., Гевко І. Б., Комар Р. В., Диня І. І., Одендр В. М.; заявники і патентовласники Любачівський Р. О., Дячун А. Є., Гевко І. Б., Комар Р. В., Диня І. І., Одендр В. М. – № u201100256 ; заявл. 10.01.11 ; опубл. 12.09.11, Бюл. №17.
5. Гевко Б. М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Б. М. Гевко, Р. М. Рогатынский. – Львов : Вища школа, 1989. – 176 с.

УДК 621.316.1.027

М.В. Романюк

Луцький національний технічний університет

МЕТОД БЕЗПЕРЕРВНОГО КОНТРОЛЮ ОМІЧНОГО ОПОРУ ІЗОЛЯЦІЇ РОЗПОДІЛЬНИХ МЕРЕЖ ПОСТІЙНОГО СТРУМУ ВІДНОСНО ЗЕМЛІ

Запропоновано метод безперервного контролю ізоляції омичних опорів полюсів мережі відносно землі, який ґрунтується на принципі накладання джерела змінного струму промислової частоти на розподільну мережу постійного струму.

Ключові слова: *контроль ізоляції, двопровідна мережа постійного струму.*

Вступ. В електроенергетиці двопровідні мережі постійного струму використовуються в якості оперативних для живлення засобів релейного захисту, автоматики, апаратури дистанційного керування, аварійної та попереджувальної сигналізації, а також електропостачання особливо відповідальних механізмів власних потреб електричних станцій та підстанцій. В промисловості двопровідні мережі постійного струму широко застосовують для живлення приводу постійного струму високопродуктивних машин і механізмів. В процесі експлуатації промислових електричних мереж постійного струму крім пошкодження ізоляції полюсів відносно землі існує висока імовірність дотику людини до струмоведучої частини яка знаходиться під напругою.

Пошкодження ізоляції в двопровідних мережах постійного струму призводить до виникнення перенапруг, пожежі, вибуху, простою високопродуктивних машин і механізмів, враження людей електричним струмом, тому для забезпечення надійності, безпеки і ефективного використання споживачів за призначенням Правила влаштування електроустановок та технічної експлуатації [1] передбачають використання засобів безупинного та періодичного контролю технічного стану ізоляції полюсів мережі відносно землі та пристроїв захисного вимикання.

Мета роботи. Підвищити точність визначення омичного опору полюсів відносно землі шляхом спрощення алгоритму визначення омичного опору, зменшення впливу ємності ізоляції мережі на результати вимірювання і дублювання вимірювального експерименту.

Результати дослідження. Метод безперервного контролю ізоляції омичних опорів полюсів мережі відносно землі ґрунтується на відомому принципі накладання джерела змінного струму промислової частоти на РМПС, але з метою зменшення впливу ємності мережі на результати контролю передбачається автоматична компенсація ємнісної складової та вимірювання активної складової струму від стороннього джерела живлення всієї мережі [2] та окремих приєднань.

Функціональна схема пристрою безперервного контролю ізоляції зображена на рис.1. Змінний оперативний струм від обмотки W_1 проміжного трансформатора ТЛ подається в РМПС 1 через фільтр приєднання 2 з ємністю C_ϕ . Вимірювання ємності РМПС здійснюється з використанням LC генератора, який входить до складу пристрою вимірювання і компенсації ПВК. В ПВК є керований дросель, індуктивність якого L_k буде змінюватись залежно від ємності мережі.

Розрахункова схема процесу компенсації ємності мережі зображена на рис. 2.

Якщо знехтувати опором джерела живлення і активним опором компенсуючого пристрою порівняно з ізоляцією мережі, то комплекс струму від джерела живлення може бути визначена як:

$$\begin{aligned} \dot{I} = & \frac{\dot{U}}{R_{i3}} \left(\frac{4\omega^2 R_{i3}^2 C_\phi^2}{1 + 4\omega^2 R_{i3}^2 (C_\phi + C)^2} \right) + \\ & + j \left(\frac{2\omega C_\phi (1 + 2\omega^2 C (C_\phi + C) R_{i3}^2)}{1 + 4\omega^2 R_{i3}^2 (C_\phi + C)^2} - \frac{1}{\omega L_k} \right) \cdot \dot{U} \end{aligned} \quad (1)$$

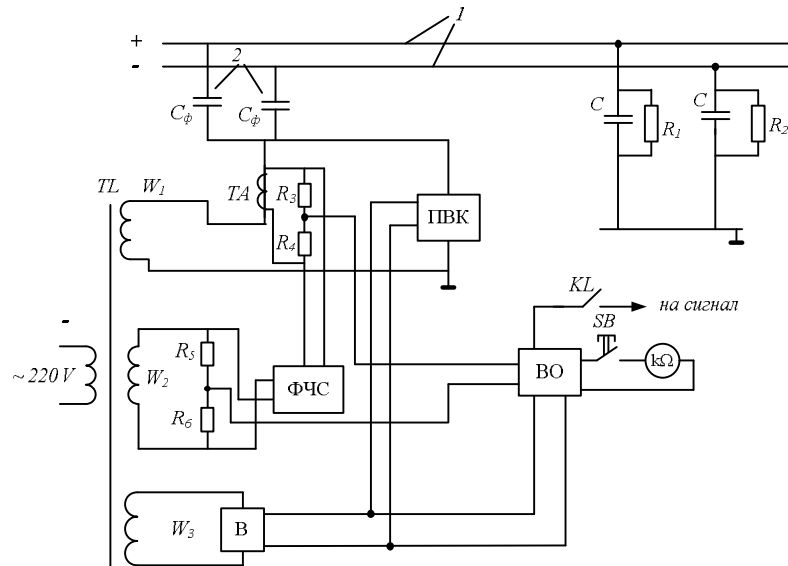


Рис. 1. Функціональна схема пристрою для безперервного контролю ізоляції РМПС

- де $R_{is} = R_1 \cdot R_2 / (R_1 + R_2)$ – опір ізоляції мережі РМПС;
 R_1, R_2 – активний опір ізоляції полюсів відносно землі;
 C, C_ϕ – відповідно ємність полюса відносно землі та фільтра;
 L_k – індуктивність дроселя компенсації ємнісної складової;
 \dot{U} – комплекс (комплексна складова) напруги джерела живлення.

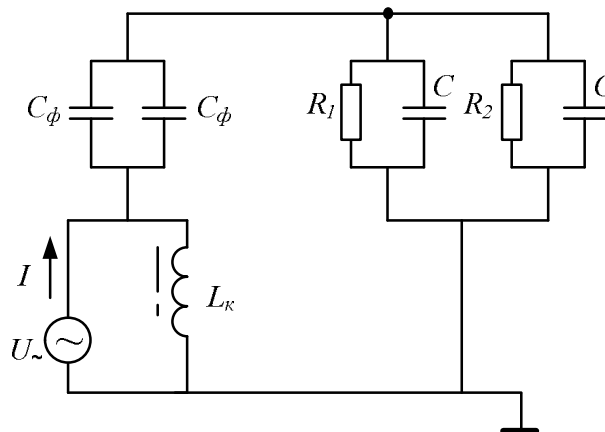


Рис. 2. Розрахункова схема визначення активного опору ізоляції мережі відносно землі з урахуванням компенсації ємнісної складової

Для підвищення точності контролю ізоляції полюсів мережі відносно землі метод передбачає не тільки компенсацію ємнісної складової струму, а й виділення активної складової струму у вимірювальному каналі за допомогою фазочутливої схеми ФЧС (рис. 1). Навантаження фазочутливої схеми підключено до середніх точок дільників напруги R_3 і R_4 та R_5 і R_6 . Дільники напруги R_3 і R_4 підключено до вторинної обмотки трансформатора струму ТА, а R_5, R_6 до проміжного трансформатора TL. Напряга обмотки W_2 є керуючою, тобто вона тільки відкриває або закриває діодну схему ФЧС, а струм в колах навантаження фазочутливої схеми створюється меншою напругою та протягом кожного напівперіоду проходить через відкриті діоди. При такому режимі, як показано в [3], середнє значення напруги на виході фазочутливої схеми

$$U_{вих} \equiv \frac{I}{n_{ТА}} \cos \varphi \equiv k \cdot I_a, \text{ де } k \text{ – коефіцієнт перетворення; } \varphi \text{ – кут між напругою, що є керуючою і}$$

струмом, який визначається опором ізоляції. Так як значення напруги на виході W_1, W_2 проміжного трансформатора TL (рис. 1) однакові, то із (2.1) маємо

$$I_a = \frac{U}{R_{iz}} \left(\frac{4\omega^2 R_{iz}^2 C_\phi^2}{1 + 4\omega^2 R_{iz}^2 (C_\phi + C)^2} \right) \frac{1}{n_{TA}}, \quad (2)$$

де n_{TA} – коефіцієнт трансформації трансформатора струму.

Вимірний опір полюсів відносно землі:

$$R_{вим} = \frac{U}{I_a} = R_{iz} \left(\frac{1 + 4\omega^2 R_{iz}^2 (C_\phi + C)^2}{4\omega^2 R_{iz}^2 C_\phi^2} \right) n_{TA}. \quad (3)$$

Так як $4\omega^2 R_{iz}^2 (C_\phi + C)^2 \gg 1$, то із (2.3) маємо

$$R_{вим} = R_{iz} \frac{(C_\phi + C)^2 n_{TA}}{C_\phi^2} = R_{iz} (1 + 2n + n^2) n_{TA}, \quad (4)$$

де $n = C/C_\phi$, тобто методична похибка виміру ізоляції буде залежати від співвідношення

$$n = C/C_\phi.$$

В схемі рис. 1 обмотка W_3 і випрямляч В виконують функцію джерела живлення ПВК і виконавчого органу ВО схеми контролю. Кілоомметр $k\Omega$ передбачено для періодичного вимірювання опору ізоляції полюсів відносно землі.

Запропонований метод можна використати для неперервного селективного контролю технічного стану ізоляції окремих приєднань, які відходять від системи збірних шин збірки постійного струму [2].

Висновок. Для підвищення точності безперервного контролю ізоляції полюсів відносно землі в двопровідній мережі постійного струму доцільно застосовувати принцип накладання змінного струму промислової частоти з автоматичною компенсацією ємності мережі відносно землі та вимірювання активної складової струму від стороннього джерела живлення. Цей метод дозволяє безперервно контролювати рівень омичного опору ізоляції не тільки всією РМПС, а і окремих приєднань. Точність контролю ізоляції значною мірою залежить від співвідношення між ємністю фільтра приєднання пристрою контролю і ємністю мережі.

1. ГДК 34.20.507 – 2003 Технічна експлуатація електричних станцій і мереж. Правила: Об'єднання енергетичних підприємств "Галузевий резервно-інвестиційний фонд розвитку енергетики", Київ, – 2003, – С. 329.
2. Добровольська Л.Н. Селективний контроль омичного опору ізоляції в двопровідних мережах постійного струму / Л.Н. Добровольська, М.В. Романюк // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – Випуск 3/2010 (62). Частина 2. – Кременчук, 2010. – С. 90–94.
3. Дорогунцев В.А. Элементы автоматических устройств энергосистем / В.А. Дорогунцев, В.Г. Овчаренко. – 2-е изд. — М. : Энергия, 1979. — С. 520.

УДК 664.68:628.1.033:661.94: 621.745.9

В.Д. Рудь, Н.М. Гулієва

Луцький національний технічний університет

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПОРОШКОВИХ ФІЛЬТРУЮЧИХ МАТЕРІАЛІВ

У статті розглянуто методи підвищення властивостей порошкових фільтруючих матеріалів. Розроблено технологію отримання ПФМ на основі титану марки ПТХ-1 з використанням удосконаленого методу квазіізостатичного пресування.

Ключові слова: порошкові фільтруючі матеріали, квазіізостатичне пресування, самопоширюючий високотемпературний синтез, ізотермічний процес, титан марки ПТХ-1.

Постановка проблеми. На сьогоднішній день широкого застосування отримали порошкові фільтруючі матеріали (ПФМ) у різних галузях промисловості, зокрема у водопідготовці [4]. Основні властивості, які характерні для пористих порошкових матеріалів, це – пористість та проникність. Технологію виготовлення порошкових фільтрів вибирають з урахуванням необхідного рівня фільтрації, продуктивності, розмірів фільтрів, а також їх експлуатаційних характеристик [1]. Фільтри невеликих розмірів виготовляють методом спікання вільно насипаного порошку бронзи, нержавіючої сталі, нікелю, титану, заліза. Фільтри з металевих порошкових матеріалів у порівнянні з іншими пористими виробами володіють рядом переваг: висока ступінь очищення; проникність; жаростійкість; міцність; опір абразивного зносу; теплопровідність та ін. Їх виготовляють спіканням вільно насипних або пресованих порошків. При цьому для рівномірного розподілу порошку необхідно застосувати струшування або вібрування. У даному випадку сферична форма часток порошку не змінюється, що сприяє збереженню максимальної проникності матеріалу.

Традиційний спосіб виготовлення спечених фільтрів характеризується ущільненням порошку методом одно- або двобічного пресування у металевих матрицях. З метою отримання високої пористості фільтру (пористість 0-75%) шляхом пресування заготовки в яку вводять спеціальні добавки (наповнювачі). ПФМ використовують для відділення газів і рідин від сторонніх домішок, для очищення газів у хімічній, металургійній, атомній та цементній промисловості. Для очищення питних, технічних та стічних вод, молока, розчинів лугів і кислот використовують корозійностійкі фільтри [2].

Вдосконалення експлуатаційних характеристик фільтрів здійснюється за рахунок використання градієнтно-пористої структури двошарових порошкових фільтруючих матеріалів з використанням методу квазіізостатичного пресування.

Метою даної роботи. Вдосконалення технології отримання ПФМ на основі титану марки ПТХ-1 з використанням удосконаленого методу квазіізостатичного пресування заготовки із послідовним спіканням в режимі СВС-процесу.

Основні результати дослідження. Дослідження проводились із суміші порошку титану марки ПТХ-1 ТУ 48-10-78 з розміром частинок $0,1 \dots +0,063$ та $-0,4 \dots +0,315$ мм. Для виготовлення шару-основи використовували порошок титану фракції $-0,4 \dots +0,315$ мм та другого шару – фракції $0,1 \dots +0,063$ мм. Засипання порошку *Ti* здійснювалось в прес-форму діаметром $D = 40$ висотою, $h = 220$, товщина зразка 3 мм на вібростенді з метою забезпечення рівномірної насипної густини по довжині (об'єму) виробу. Після засипки суміші порошку проводився процес квазіізостатичного пресування зображеного на рисунку 1.

Для зміни розмірів пор шару-основи фільтруючого матеріалу можливий варіант вводили в шихту наповнювач (уротропін). Після пресування при температурі 100 °С наповнювач вигорів з утворенням необхідної структури пор. Оптимальний тиск пресування склав $p = 80-100$ МПа, що забезпечило необхідне формоутворення пор [6].

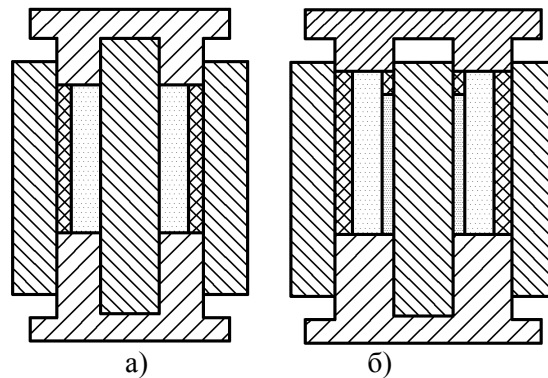


Рис. 1. Схема прес-форми квазіізостатичного методу: а) – пресування шару-основи; б) – пресування другого шару

Перед проведенням СВС-спікання зразки піддавали сушці при 250-300 °С в сушильній шафі для видалення абсорбованих порошків парів. Процес СВС здійснювався в лабораторній установці СВС-спікання (див. рис. 2.), яка являє собою товстостінну металеву ємкість циліндричної форми із сталі X18H9T об'ємом 15л та здатна витримувати високі тиски (до 20 МПа). Вона забезпечена вікнами із кварцового скла, що дозволяє візуально спостерігати за процесом горіння, а також фіксувати за допомогою підключених до комп'ютера через високошвидкісний аналого-цифровий перетворювач (АЦП) RL-16AIF та через бічні вікна цифрової фото відеокамери Canon PowerShot A480, оснащена системою газопостачання аргонем, манометром з точністю 0,001 МПа, а також молібденовими спіралями для підпалу (дріт товщиною 0,1 мм) та мікротермопарою ВР5-ВР20 для заміру температур горіння [7].

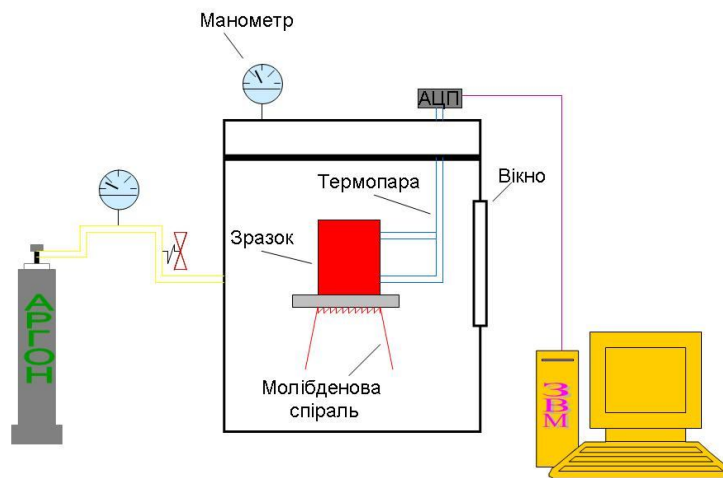


Рис. 2. Пристрій лабораторної установки СВС-спікання

Досліди проводили за наступною схемою. Зразок встановлювали на спеціальну підставку, де до низу та верху пресовки підводили мікро термопару. Спіраль для підпалу встановлювали внизу. Підставку із зразком поміщали в установку, після чого герметизували. Робочий простір лабораторної установки заповнювали інертним газом (аргоном) до тиску 0,1-10 МПа. Ініціювали процес СВ-синтезу шляхом розігріву молібденової спіралі, через яку пропускали струм 10 А. Швидкість поширення хвилі горіння визначали виходячи з показань мікротермопар, закріплених знизу та зверху зразка. Після завершення реакції горіння знижували тиск і охолоджували зразок протягом 0,5 годин, після цього установку розгерметизували. Зразок досліджували на пористість та проникність. Розміри пор визначали згідно ГОСТ 26849-85, коефіцієнт проникності ГОСТ 25283-82. Мікроструктуру продуктів горіння досліджували за допомогою електронного мікроскопа Philips CM30 (рис 3.).

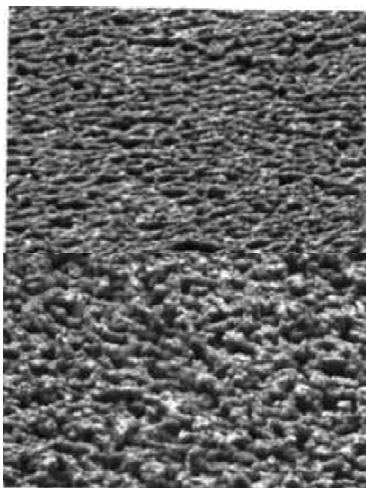


Рис. 2. Структура двошарового ФМ марки ПТХ-1 фракції (0,1...+0,063) та (-0,4...+0,315) мм

Отримані результати порівнювали з результатами, наведеними в [1], де представлені властивості двошарових ПФМ марки титану ПТХ-1 виготовлених квазіізостатичним пресуванням методом СВС-спікання представлені на рисунку 3.



Рис. 3. Зразок двошарового титанового фільтру виготовленого квазіізостатичним пресуванням марки ПТХ-1 методом СВС-спікання

Двошаровий ФМ залежності коефіцієнта проникності від середнього розміру пор ПФМ, отриманих квазіізостатичним і пресуванням в сталій прес-формі. Результати свідчать, що квазіізостатичне пресування дозволяє підвищити проникність при заданому розмірі пор на 40...55 % порівняно з ФМ, що виготовлені пресуванням в сталій прес-формі. На основі отриманих результатів було виготовлено дослідні партії двошарових ФМ простої і складної форми, які випробовувались для очищення питних та технічних вод. Враховуючи підвищену забрудненість дослідні партії ФМ виготовлялись марки ПТХ-1 за розробленою технологією. Дана технологія дозволяє отримувати двошарові ПФМ: пресування першого шару порошку заготовки, потім напрусування другого шару на перший. Більш тонкий шар з дрібного порошку, який займає близько 20 % загальної товщі ПФМ, гарантує високу якість фільтрування. При цьому проникність фільтруючого елементу зменшується приблизно на 20 % у порівнянні з проникністю ПФМ з такою ж товщю стінки, але виготовленого з порошку великої фракції. Результати проведених випробувань показують, що застосування двошарових ФМ на основі ПТХ-1 для очищення води

дало змогу за рахунок їх покращених властивостей (висока хімічна стійкість, необхідна механічна міцність, рівномірний розподіл пор по всій поверхні фільтрації, підвищена проникність та брудомісткість, можливість регенерації) збільшити тривалість експлуатації ФМ в 2,0 - 2,5 рази. Це підтверджує доцільність використання даної технології у виробництві порошкових фільтруючих матеріалів.

Висновок. На основі проведених теоретичних і експериментальних досліджень розроблена технологія отримання двошарових ФМ на основі титану марки ПТХ-1. В результаті випробувань встановлено, що запропонована технологія дозволяє скоротити енергосилові витрати на стадії пресування в 2 рази, на стадії спікання – в 1,3-1,5 рази за рахунок відсутності зовнішніх енерговитрат на спікання (СВС-спікання). Крім того, встановлено, що метод квазіізостатичного пресування в поєднанні із розробленою технологією підвищує рівномірність поророзподілу одношарових ФМ марки ПТХ-1 на 25-40 % і збільшує проникність на 25-30 % порівняно з аналогічними ФМ на марки ПТХ-1, що пов'язано з процесами СВС-горіння, збільшенням середніх розмірів пор, більш рівномірним розподілом густини по об'ємі і відсутністю поверхневого закриття пор. Крім того, кілька таких елементів можуть бути використанні одночасно в одній конструкції фільтра, що підвищують споживчі властивості виробу та збільшують тривалість експлуатації фільтруючого матеріалу в 2,0-2,5 рази, що підтверджує доцільність використання даної технології при виробництві порошкових ФМ.

1. Белов С.В., Витязь П.А., Шелег В.К. и др. Пористе проницаемые материалы. Справочник. – М.: Металургия. 1987. – 332 с.
2. Гатушкин А.А. Исследование фильтрующих свойств пористых материалов из несферических порошков / А.А. Гатушкин // Порошковая металлургия (Киев). – 1988. – №9. – С. 49-54.
3. Гнилиця І.Д., Криль Я.А., Грушецький М.В., Присяжнюк П.М. Формування структури та підвищення механічних властивостей керамічних матеріалів на основі нітриду кремнію при високотемпературному деформуванні // Прогресивні технології і системи машинобудування. – Вип. 1, 2 (43), – Одеса. – 2012. – С. 92-99.
4. Гулієва Н.М., Рудь В.Д., Устименко В.Д. Стан якості питної води Волинського регіону. // Наукові нотатки.: Міжвузівський збірник. Випуск 25, частина – Луцьк, 2009. – с. 126-129.
5. Мержанов А.Г., Карюк Г.Г. и др. Карбид титана, полученный методом самораспространяющегося высокотемпературного синтеза - высокоэффективный абразивный материал. // Порошковая металлургия, 1981. – № 10. – С. 50-59.
6. Повстяной О.Ю., Рудь В.Д., Заболотний О.В., Сичук В.А. Технологія отримання багатошарових порошкових фільтруючих матеріалів з відходів промислового виробництва. // Технологічні комплекси, № 2 (4), – 2011 – С. 385-392.
7. Сорокина А.Н., Савич В.В., Галкин А.Е., Капцевич В.М., Пилиневич Л.П. Разработка пористых порошковых материалов и изделий из них экологического назначения // Достижения науки и техники в области ресурсосбережения и экологии: Тез. докл. межд. конф. – Гомель, 1989. – С. 50-51.

УДК 621.87

В.Д. Рудь, І.В. Савюк

Луцький національний технічний університет

ВДОСКОНАЛЕННЯ ВИМІРЮВАННЯ СИЛ РІЗАННЯ ПРИ ТОЧІННІ

У статті наведено схему та конструкційні особливості нового трьохкомпонентного токарного динамометра на основі тензодатчиків. Особливість його полягає у здатності одночасно вимірювати та фіксувати сили різання при точінні одразу у трьох напрямках: осьовому, радіальному та тангенціальному.

Ключові слова: динамометр, аналогово цифровий перетворювач, тензодатчик, тарування, шарнір, розривна машина.

Постановка проблеми. Обробка різанням є основним технологічним прийомом при виготовленні деталей машин і механізмів. Її трудомісткість в більшості галузей машинобудування значно перевищує трудомісткість ливарних, кувальних і штампувальних процесів, взятих разом.

Обробка різанням має досить високу продуктивність, відрізняється винятковою точністю, універсальністю і гнучкістю. У цьому полягає її перевага перед іншими методами формоутворення особливо в індивідуальному і дрібносерійному виробництві.

Сучасне машинобудування потребує досить високої продуктивності праці при мінімальній затраті ресурсів. Оптимізувати процес обробки можливо по результатах вимірювання сил різання.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Силу різання P , прийнято розділяти на складові сили, направлені по осях координат верстату, (тангенціальну P_z , радіальну P_y та осьову P_x).

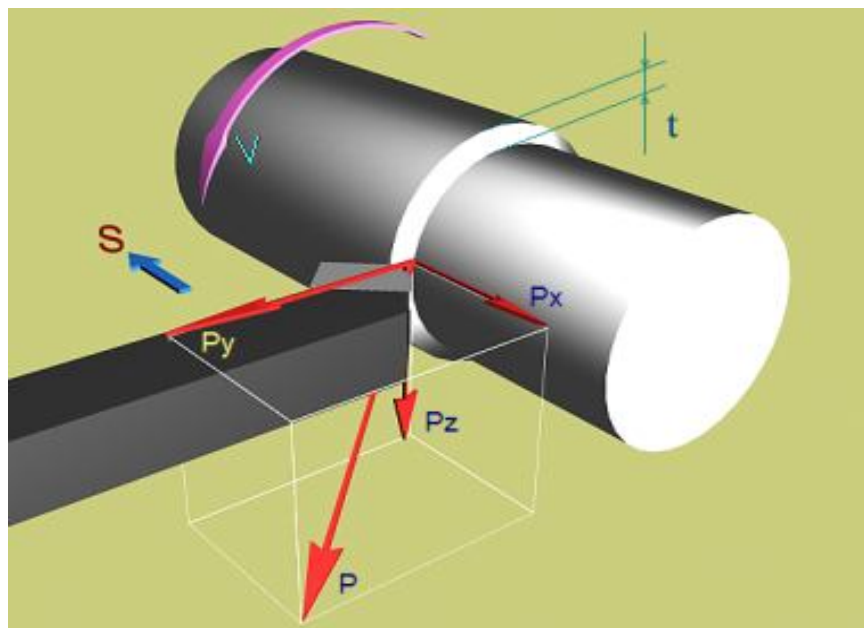


Рис. 1. Сили що діють на різець при обробці

Для розрахунку сил різання користуються загально прийнятою формулою: [1,2]

$$P_{z,y,x} = 10C_p t^x \cdot s^y \cdot v^n \cdot K_p \quad (1)$$

де C_p коефіцієнт, що залежить від властивостей оброблюваного матеріалу; t - глибина різання, мм; s - подача, мм /об; v - швидкість різання, м/хв. Значення C_p та показників степеню для конкретних умов приведені в різноманітних нормативних матеріалах. K_p - поправочний

коефіцієнт відповідно до оброблюваного матеріалу. Співвідношення сил P_z , P_y і P_x залежить від елементів ріжучої частини різця та режимів різання.

Окрім числового розрахунку сил різання, для вимірювання сил P_z , P_y і P_x при точінні використовують трьохкомпонентні динамометри. Експериментальні динамометри розділяють на три типи: гідравлічні, механічні та електричні. Однак незалежно від конструкції вони складаються з наступних основних частин: датчика сприймаючого навантаження, пружна деформація якого безпосередньо або з використанням зв'язаних з нею явищ служить основою для виміру сил різання; приймача виконуючого реєстрацію навантажень; допоміжних ланок зв'язуючих датчик з приймачем. Гідравлічні динамометри мають обмежене застосування по причині великої інертності важільно-поршневої системи. В наслідок чого покази відстають від швидко протікаючих процесів, і не показують дійсну картину вимірів сил різання по часу. А також по причині малої чутливості. Механічні динамометри мають ті ж недоліки що і гідравлічні. Електричні динамометри на відмінно від двох попередніх мають досить високу чутливість та точність показів. Поділяються на три види: ємнісні, індуктивні та тензометричні. В ємнісних динамометрах сила різання через державку різця передає переміщення пружної пластини конденсатора, змінюючи його повітряний зазор, і відповідно і ємність конденсатора. Зміна ємності конденсатора приводить до зміни сили струму, яка реєструється гальванометром. Однак такий вид динамометра не дозволяє чітко зафіксувати момент сили. [3]

Індуктивні динамометри основані на зміні індуктивності струмонесучого контуру, а відповідно і сили струму в обмотці в залежності від повітряного зазору між феромагнітними тілами. Таким чином зміна сили різання впливає на величину реєстрованого струму. Недолік такого динамометра як і в попереднього.

Тензометричні динамометри ґрунтуються на здатності провідників діаметром від 0,015 до 0,06 мм із сплаву ніхром-константан вимірювати опір при деформації.

Невирішені частини проблеми. Основним і найбільшим недоліком розглянутих токарних трьохкомпонентних динамометрів є неможливість чіткої фіксації показів приймача в режимі реального часу.

Метою дослідження було вдосконалення динамометра здатного одночасно знімати покази з трьох напрямків прикладання сили, та фіксувати їх через певні проміжки часу для виведення середнього значення сили по кожному з напрямків.

Основні результати дослідження. На кафедрі комп'ютерного проектування верстатів та технологій машинобудування Луцького НТУ вдосконалено токарний динамометр з використанням тензорезисторів, який здатний фіксувати зусилля прикладені до різця в трьох напрямках одночасно та передавати до комп'ютера через аналогово-цифровий перетворювач (АЦП) дані вимірів в режимі реального часу.



Рис. 2. Трьохкомпонентний динамометр на основі тензодатчиків в зборі

Тензодатчики наклеєні на пластини з високоякісної інструментальної сталі У8А товщиною 0,9 мм. матеріал пластини володіє досить високою міцністю та пружно деформується при прикладенні до нього сили. Тензодатчики вибирались базою 20 мм та опором 200 Ом. Послідовність наклеювання: Наждачним папером (№1) зачищаються поверхні місця наклейки тензодатчиків, протераються спиртом тензодатчики з двох сторін, наноситься тонкий шар клею на місце спайки проводів із сторони робочої поверхні тензодатчиків, сушіння-30 хв. при кімнатній температурі. Потім наноситься тонкий шар клею на всю робочу поверхню тензодатчиків та деталі, захвативши конденсаторний папір. Повторне сушіння 30 хв. Накладаються датчики на пружні пластини і щільно їх притискають. Термообробка: сушіння в печі 24 години при температурі 40-50 °С; 2 години - 70 °С; 5 годин - 140°С. Охолодження - разом з піччю. Нижче місця спайки проводів на 1,5-2 мм приклеюються колодочки з склотекстоліту для приєднання проводів. Для наклейки використовують клей БФ-2.

Схема підключення тензодатчиків. Для підвищення достовірності показів підключення відбувається за напів мостовою схемою. При такій схемі підключення датчики наклеюються з обох сторін пластини. При роботі вони працюють одночасно.

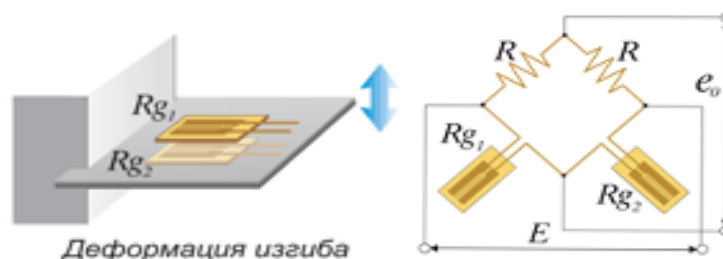


Рис. 3 Схема підключення тензодатчиків

Тарування. При таруванні пластин використовували механічний динамометр ДОСМ-3-0,05 (ГОСТ 13168-69). Через який за допомогою розривної машини ИП 5047-50 навантажували пластину з відповідним значенням сили. З метою зменшення похибок, тарування проводилось при зібраному динамометрі, в умовах близьких до умов експерименту.

Таблиця 1

Тарувальна залежність при навантаженні та розвантаженні пластини для осі P_y .

Навантаження кг.	Покази індикатора	Навантаження мВ.	Розвантаження мВ
3	1,36	1168	1872
5	1,60	1376	2174
10	2,21	1982	2877
15	2,81	2545	3479
20	3,41	3188	4076
25	4,01	3748	4607
30	4,61	4257	5100
35	5,22	4805	5583
40	5,81	5260	5881
45	6,41	5697	6041
50	7,00	6201	6201

Для фіксації показів тензодатчиків використовувалась спеціально розроблена програма *dupamo*. Вікно якої представлено на рисунку 4.

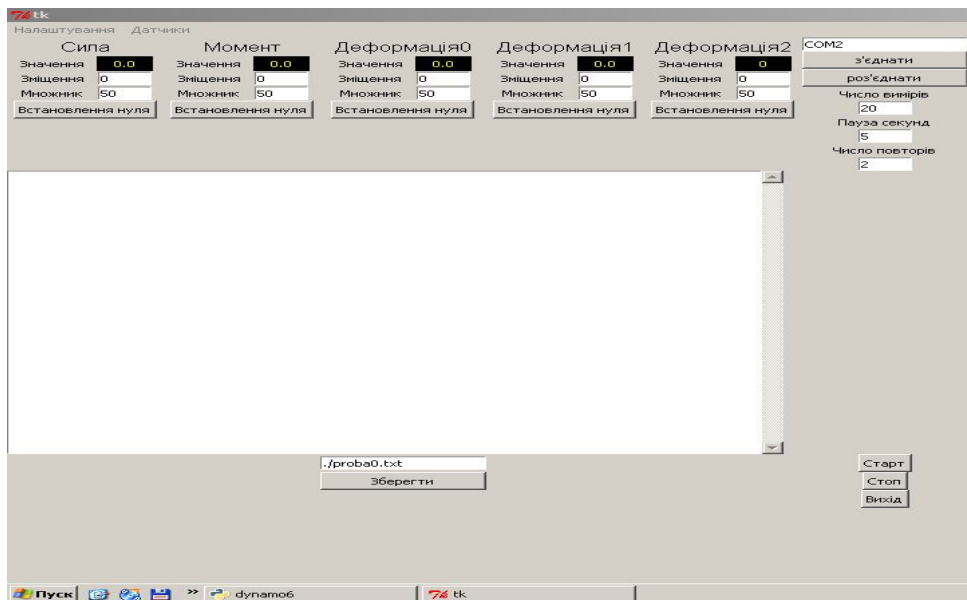
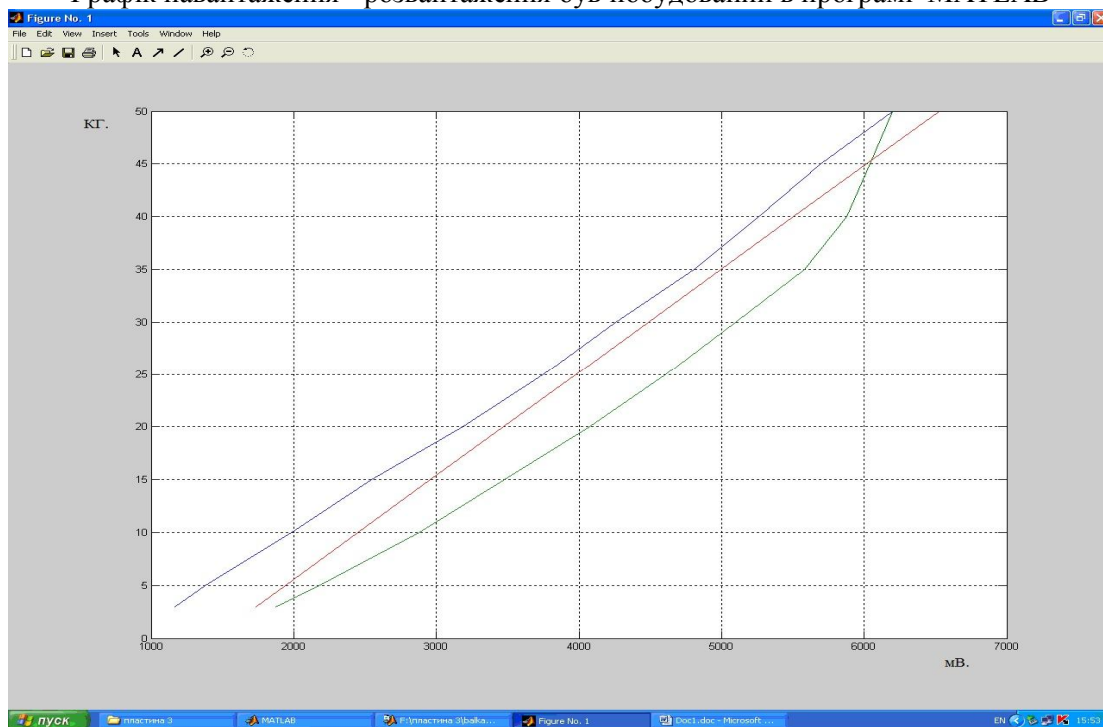


Рис. 4. вікно програми dynamo

Графік навантаження - розвантаження був побудований в програмі MATLAB

Рис. 5. Тарувальний графік для осі P_y

Принцип роботи динамометра. Динамометр встановлюється на верстат замість різцетримача. Різець закріплюється на балку, яка в свою чергу через кульки передає зусилля на пластинки з датчиками. З метою зменшення тертя між балкою та корпусом, балка зверху і знизу з'єднана з корпусом через кульку, яка відіграє роль шарніра. При роботі тиск який створюється на пластинках, тензодатчики передають через АЦП на комп'ютер. Оскільки при точінні відбуваються динамічні навантаження, то з метою встановлення середнього значення сили по кожній з осей, програма фіксує значення сили з інтервалом 1 секунда та висвітлює на моніторі або записує у пам'ять комп'ютера середнє значення сили за визначений проміжок часу.

Висновки. Дослідивши працездатність тензометричного динамометра і порівнявши отримані результати з іншими методами вимірювання сил різання прийшли до висновку:: даний

© В.Д. Рудь, І.В. Савюк

динамометр придатний для використання в наукових цілях, та з метою експериментальних досліджень сил різання при точінні. Експериментально підтверджено малу інерційність реєстрації та високу точність показів.

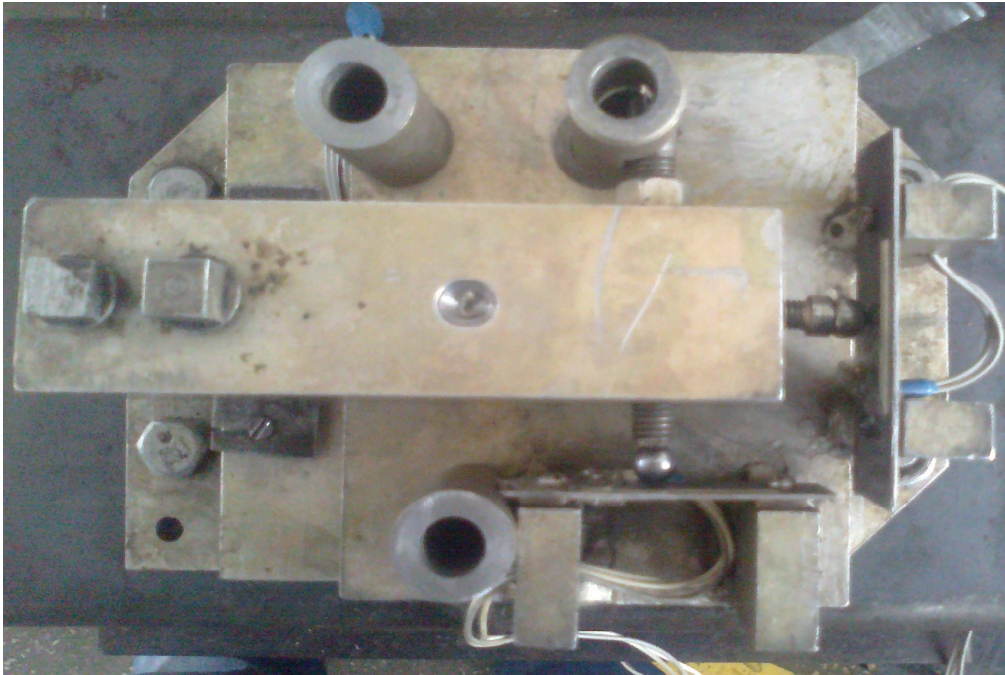


Рис. 6. Динамометр в розібраному вигляді.

1. Справочник технолога – машиностроителя: В 2 т./ Под ред. А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.:Машиностроение, 1985.; Т.2 – 496 с.
2. Обработка металлов резанием: Справочник технолога. / А.А. Панов, В.В. Аникин, Н.Г. Бойм и др.; Под общ.ред. А.А. Панова. – М.: Машиностроение, 1988 – 736 с.
3. Станочные приспособления. Справочник. В 2-х т. / Под ред. В.Н. Вардашкина. – М.: Машиностроение, 1984 – Т1 – 592 с.; Т2 – 656 с.

В.П. Савчук

Херсонская государственная морская академия

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАРАБОТКИ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК, СООТВЕТСТВУЮЩЕЙ ЗАДАННОЙ ВЕРОЯТНОСТИ БЕЗОТКАЗНОЙ РАБОТЫ

В работе предложена усовершенствованная методика определения долговечности подшипниковых узлов судовых энергетических установок, которая позволяет рассчитывать вероятность безотказной работы подшипников скольжения, работающих в условиях качения с проскальзыванием. Предложено ввести параметр коэффициента вариации нагрузки, который основывается на расчете максимальных напряжений в материале подшипника σ_{max} (протяженности угла контакта φ_0) при известных условиях нагружения (сила F , крутящий момент $M_{кр}$ и частота вращения ν).

Ключевые слова: подшипник скольжения, вероятность безотказной работы, квантиль, интенсивность изнашивания, коэффициент вариации.

Введение. Подшипники скольжения, работающие в составе зубчатых передач агрегатов судовых энергетических установок (СЭУ), характеризуются особыми режимами эксплуатации. В режиме свободного вращения зубчатые колеса не передают крутящий момент и свободно вращаются на валу. Подшипники при этом не нагружены радиальным усилием. Так, при передаче крутящего момента зубчатое колесо, посредством муфт различной конструкции, приобретает жесткую кинематическую связь с валом, на котором оно установлено. В результате подшипник принимает радиальную нагрузку, создаваемую условиями зубчатого зацепления, но без режима скольжения. Однако при этом существует проскальзывание между рабочими поверхностями подшипника, вследствие контакта тел с разными радиусами кривизны.

При качении со скольжением тел, не установлено влияние скорости скольжения на толщину смазочного слоя, поскольку трудно построить теоретическую модель, учитывающую одновременно влияние скорости качения и скольжения на формирование и разрушение смазочного слоя. Практика и лабораторные исследования реальных механизмов и физических моделей показывают существенное влияние скорости скольжения на износ трущихся тел в смазочной среде, а, следовательно, и на толщину смазочного слоя. Таким образом, общеизвестные расчетные зависимости имеют ограниченное применение для реальных процессов (малые скорости, кинематически чистое качение).

Подшипники скольжения, работающие в условиях качения с проскальзыванием, мало изучены и описаны в технической литературе. Поэтому при проектировании таких узлов конструкторы пользуются расчетными зависимостями, которые не учитывают реальные условия напряжено-деформированного состояния контактирующих материалов. Принятие решений о геометрических параметрах узла, выбора материалов трибосопряжения, способа подвода и типа применяемой смазки, а так же других параметров, влияющих на долговечность подшипников, в основном положено на опыт и интуицию конструкторов.

Анализ публикаций. В работах основоположника теории термоупругогидродинамической смазки машин (ТУГДС) проф. Ф. П. Снеговского [1, 2] указывается необходимость создания теории и методики инженерного расчета, учитывающих взаимосвязь основных рабочих параметров: зазора, дуги контакта, распределения температур и давлений, конструкцию и материал. При решении контактных задач в трибосопряжении «шип-подшипник» необходимо «найти при известных радиусах кривизны шипа (r) и подшипника (R), имеющих относительный зазор (ψ) и показатели физико-механических характеристик материалов (μ и E) взаимосвязь между приложенным к трибосистеме усилию и углом контакта в пределах упругой деформации». Приближенное решение задачи о распределении контактных напряжений в упругих телах, ограниченных цилиндрическими поверхностями, «радиусы которых почти равны», впервые было получено И.Я. Штаерманом [3], для случая одинаковых упругих свойств контактирующих материалов при отсутствии трения в области контакта. В более поздних исследованиях получены

приближенные решения этой задачи при различных упругих свойствах материалов вала и втулки [4]. Частные решения основного интегродифференциального уравнения в точной постановке было получено в элементарных функциях в работе [5]. Для предварительной оценки максимальных давлений в подшипниках скольжения используют решение плоской статической задачи нагружения узла без учета смазки. Величина деформации в подшипниках скольжения характеризуется шириной контакта b или углом контакта $2\varphi_0$. Определение этих величин затруднено, так как контактируют тела, ограниченные цилиндрическими поверхностями, радиусы которых почти равны.

На сегодняшний день одной из самых перспективных методик инженерного расчета параметров надежности подшипниковых узлов есть методика, предложенная проф. Д.Н. Решетова [6]. Но в представленный метод не может быть полностью применим для расчета подшипников скольжения, работающих в условиях качения с проскальзыванием.

Цель исследования. Разработка метода инженерного расчета долговечности подшипников скольжения СЭУ, работающих в условиях качения с проскальзыванием.

Результаты исследования. В качестве примера приведен расчет параметров вероятности безотказной работы подшипникового узла шестерни главного судового редуктора.

Значение наработки узла определяется с помощью квантилей нормированного нормального распределения u_p :

$$t = m_i + u_p \cdot S_i \quad (1)$$

В нашем случае вероятность безотказной работы будет зависеть от определённых при помощи экспериментальных и статистических исследований параметров:

- температуры подаваемой смазки и средней температуры узла;
- монтажного (относительного) зазора;
- средней интенсивности изнашивания (с учётом значения средневзвешенной радиальной нагрузки);
- режимов работы узла (частоты вращения узла и передаваемого им крутящего момента).

При исследовании долговечности подшипникового сопряжения, работающего в условиях качения с малым проскальзыванием, принимаем допущение о том, что процесс изнашивания происходит только во время передачи крутящего момента шестерней, в которую установлен подшипник. В качестве параметра, оказывающего влияние на долговечность узла, используем максимальные давления p_{\max} , развивающиеся в материале подшипника с учётом изменяющегося зазора в процессе изнашивания. В качестве исходных данных принимаем:

- твёрдость металлокерамики марки Па-ЖГрДМс (подшипник) согласно ГОСТ 26802-86 составляет НВ 195...335 ед.;
- твёрдость стали 18ХГТ (шип) ГОСТ 4543-71 после нитроцементации рабочей поверхности составляет НВ 555...640 ед.;
- коэффициент трения применяемой металлокерамики по термообработанной стали в условиях граничной смазки варьируется в диапазоне $f=0,08...0,12$;
- нормируемый интервал наработки узла $t=8$ тыс. час.

Для определения вероятности безотказной работы подшипникового сопряжения при известном среднем значении интенсивности изнашивания \bar{I} и её коэффициент вариации v_I , необходимо определить квантиль нормального распределения u_p . В соответствии с [6] квантиль нормального распределения для трущихся поверхностей, и в частности исследуемых подшипников, определяется как:

$$u_p = -\frac{\bar{n}-1}{\sqrt{\bar{n}^2 v_{\Delta}^2 + v_I^2}}, \quad (2)$$

где $v_{\Delta} = S_{\Delta} / 2\bar{\Delta}$ – коэффициент вариации зазора в подшипнике;

$2\bar{\Delta} = 2\Delta_{\text{пред}} - 2\bar{\Delta}_{\text{нач}}$ – среднее значение допустимого износа сопряжения, мм. На основании установленного предельно допустимого значения диаметрального зазора $2\Delta_{\text{пред}}=0,5$ мм при среднем значении начального зазора $2\Delta_{\text{нач}}=0,135$ мм значение $2\bar{\Delta}$ составит $2\bar{\Delta}=0,5-0,135=0,365$ мм;

S_{Δ} – среднее квадратическое отклонение начального зазора, мм. Если рассматривать изнашивание подшипника скольжения без существенного искажения формы, то $S_{\Delta} = \sqrt{S_n^2 + S_e^2}$, где S_n и S_e – средние квадратическое отклонения диаметров подшипника и вала, принимаемые равными шестой части соответствующих допусков, мм; \bar{n} – условный коэффициент запаса по износу определяется как отношение среднего значения допустимого износа Δ к действительному:

$$\bar{n} = \frac{2\bar{\Delta}}{(\bar{I}_1 + \bar{I}_2) \cdot t} = \frac{365}{(25 + 6,9) \cdot 8} = 1,43,$$

где \bar{I}_1 и \bar{I}_2 – среднее значение износа за наработку $t=8$ тыс. час.

Тогда,

$$S_{\Delta} = \sqrt{\left(\frac{0,05}{6}\right)^2 + \left(\frac{0,03}{6}\right)^2} = \sqrt{6,944 \cdot 10^{-5} + 2,5 \cdot 10^{-5}} = 9,72 \cdot 10^{-3} \text{ мм},$$

и $v_{\Delta} = 9,72 \cdot 10^{-3} / 0,365 = 0,0266 \text{ мм}$.

Интенсивность изнашивания определяется по выражению:

$$I = k \frac{p^m \cdot f^n}{H^l}, \quad (3)$$

где k – коэффициент пропорциональности;

p – давление на материал подшипника, Па;

f – коэффициент трения;

H – твёрдость материала, выраженная в единицах НВ;

m , n и l – показатели степени, зависящие от влияния смазки, термообработки деталей и др.

Это позволяет выразить коэффициент вариации интенсивности изнашивания v_I через коэффициенты вариации давления v_p , коэффициента трения v_f и твёрдости v_H :

$$v_I = \sqrt{(m \cdot v_p)^2 + (n \cdot v_f)^2 + (l \cdot v_H)^2}. \quad (4)$$

Считая, что среднее квадратическое отклонение равно шестой части допуска, получаем:

– коэффициент вариации твёрдости металлокерамической втулки (подшипника) $v_{H2}=0,088$;

– коэффициент вариации твёрдости стальной втулки (шейки вала) $v_{H1}=0,024$;

– коэффициент вариации коэффициента трения $v_f=0,067$.

Коэффициент вариации твёрдости деталей определяется по выражению:

$$v_H = \sqrt{\left[\left(\frac{\bar{H}}{\bar{H}_1}\right) v_{H1}\right]^2 + \left[\left(\frac{\bar{H}}{\bar{H}_2}\right) v_{H2}\right]^2}, \quad (5)$$

где \bar{H} – среднее значение параметра твёрдости, определяемое как

$$\bar{H} = \frac{2 \cdot \bar{H}_1' \cdot \bar{H}_2'}{\bar{H}_1' + \bar{H}_2'} = \frac{2 \cdot 265 \cdot 600}{265 + 600} = 367,6 \text{ ед.}$$

Подставляя полученные значения в (5) производим расчёт коэффициента вариации твёрдости деталей:

$$v_H = \sqrt{\left[\left(\frac{367,6}{265}\right)0,088\right]^2 + \left[\left(\frac{367,6}{600}\right)0,024\right]^2} = \sqrt{0,0149 + 0,00022} = 0,123.$$

Коэффициент вариации эквивалентной нагрузки v_P определяется как произведение двух случайных независимых величин:

$$v_P = \sqrt{v_{P\Delta}^2 + v_{M_{кр}}^2}, \quad (6)$$

где $v_{P\Delta}$ – коэффициент вариации максимального давления p_{max} на подшипник с учётом изменения зазора в сопряжении (в процессе изнашивания);

$v_{M_{кр}}$ – коэффициент вариации крутящего момента, передаваемого узлом, с учётом изменения режимов нагружения.

Используя выражение для определения среднеквадратического отклонения дискретной случайной величины определим значение $S_{M_{кр}}$ используя значения номинальных крутящих моментов, передаваемых первичным валом РК с учётом времени работы каждого диапазона или передачи[7]:

$$S_{M_{кр}} = \sqrt{\sum (M_i - \bar{M})^2 \cdot p_i} = 145,2 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (7)$$

где p_i – вероятность работы агрегата на каждом исследуемом режиме.

Следовательно, коэффициент вариации нагрузки составит:

$$v_{P_{реж}} = S_{M_{кр}} / \bar{M}_{кр} = 145,2 / 906,4 = 0,16.$$

Для определения параметра коэффициента вариации $v_{P\Delta}$ значение среднеквадратического отклонения определим из выражения:

$$S_{P\Delta} = \frac{1}{6} \cdot (p_{max})'_{\Delta} \cdot \bar{\Delta} \quad (8)$$

где $(\sigma_{max})'_{\Delta}$ – частная производная функции σ_{max} по зазору Δ .

Для облегчения расчётов при нахождении частной производной, в качестве параметра, заменяющий зазор Δ используем значение $R_2 - R_1$, причём значение производной определим относительно R_1 , используя предложенную нами зависимость, устанавливающую взаимосвязь между максимальной деформацией материала подшипника (через угол контакта φ_0) и развиваемом в нем максимальном напряжении σ_{max} [8]:

$$\sigma_{max} = \frac{E_2}{1 - \mu_2^2} \frac{\left(\left(\sqrt{R_2^2 - R_1^2 \sin^2 \varphi_0} - R_1 \cos \varphi_0\right) - \Delta\right)}{h(A+1)}, \quad (9)$$

где R_1, R_2 – радиусы вала и подшипника соответственно; E_2, μ_2 – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала подшипника; h – толщина материала подшипника; A – коэффициент, определяемый из выражения:

$$A = \frac{E_1(1 - \mu_2^2) \cdot R_1}{E_2(1 - \mu_1^2) \cdot h}. \quad (10)$$

После преобразований уравнение (9) примет вид:

$$(p_{\max})'_{R_1} = \frac{E_2}{1 - \mu_2^2} \frac{\left(\frac{\bar{R}_1 \sin^2 \varphi'_0}{\sqrt{\bar{R}_2^2 - (\bar{R}_1)^2 \cdot \sin^2 \varphi'_0}} + \cos \varphi'_0 - 1 \right)}{h(A+1)}, \quad (11)$$

где \bar{R}_2 – среднее значение радиуса втулки по чертежу завода-изготовителя, $\bar{R}_2 = 35,045$ мм;

\bar{R}_1 – условно-расчётное значение диаметра вала, отображающее среднее значение износа в сопряжении при условии отсутствия износа втулки. Следовательно, $\bar{R}_1 = \bar{R}_2 - \Delta_{\text{пред}} = 35,045 - 0,25 = 34,795$ мм;

φ'_0 – значение половины угла контакта, определённое при значениях \bar{R}_1 и \bar{R}_2 по выражению:

$$F = \frac{L \cdot E_2}{(A+1) \cdot h} \left(\begin{array}{l} (R_2^2 - R_1^2) \varphi_0 \frac{e^2}{2} \sin 2\varphi_0 - e \sin \varphi_0 \sqrt{R_1^2 - e^2 \cdot \sin^2 \varphi_0} - \\ - R_1^2 \arcsin \left(\frac{e}{R_1} \sin \varphi_0 \right) \end{array} \right). \quad (12)$$

В нашем случае $\varphi'_0 = 0,27$ рад. После нахождения значений \bar{R}_1 , \bar{R}_2 и φ'_0 значение $(p_{\max})'_{R_1}$ составит: $(p_{\max})'_{R_1} = 3,7 \cdot 10^{10}$ Па при $\bar{\Delta} = 0,183$ мм.

Определим значение среднеквадратического отклонения:

$$S_{p_{\Delta}} = \frac{1}{6} \cdot 3,7 \cdot 10^{10} \cdot 0,183 \cdot 10^{-3} = 1,13 \cdot 10^6 \text{ Па}. \quad ($$

Средневзвешенный крутящий момент $\bar{M}_{кр} = 861,9$ Н·м. Этому значению соответствует значение радиальной силы, действующей на подшипник $F = 5,5$ кН.

Поскольку среднему значению приложенной радиальной нагрузки $\bar{F} = 5,5$ кН и среднему значению зазора $2\bar{\Delta} = 0,365$ мм соответствуют среднее значение относительного зазора $\bar{\psi} = 0,0052$, среднее значение максимального давления на материал подшипника, рассчитанное по зависимости (12), составляет $\bar{p}_{\max} = 11,0$ МПа.

Следовательно, коэффициент вариации максимального давления p_{\max} на подшипник с учётом изменения зазора в сопряжении $v_{p_{\Delta}}$:

$$v_{p_{\Delta}} = \frac{1,13 \cdot 10^6}{11,0 \cdot 10^6} = 0,1$$

Подставляя известное значение $v_{p_{\Delta}}$ в (6) значение v_p составит: $v_p = \sqrt{0,16^2 + 0,1^2} = 0,188$.
Подставляя полученные значения в (4), получим:

$$v_l = \sqrt{(2 \cdot 0,188)^2 + (1 \cdot 0,123)^2 + (1 \cdot 0,067)^2} = 0,4.$$

Определим квантиль нормального распределения, подставляя расчётные значения в (2):

$$u_p = -\frac{1,43 - 1}{\sqrt{1,43^2 \cdot 0,0266^2 + 0,4^2}} = -\frac{0,43}{0,4} = -1,075.$$

Используя табличные данные для определения вероятности безотказной работы, по значению имеющегося квантиля нормированного нормального распределения установили, что ВБР исследуемого узла при наработке 8 тыс. часов составляет $P(8)=0,86$. Это значение вероятности безотказной работы хорошо согласуется со значением, полученным на основании статистического исследования ($P(8)=0,84$). Разница в полученных результатах составляет не более 3%.

Для оценки влияния на параметр ВБР изменения сборочных зазоров подшипника произведём расчёт значения квантиля нормированного нормального распределения u_p . Все полученные расчётные значения базового (по технической документации) и изменённых вариантов заносим в табл. 1.

Таблица 1

Расчёт показателей для определения значений квантиля нормированного нормального распределения u_p подшипникового узла при различных значениях сборочных и предельных зазоров

Вариант	Зазор в подшипнике S, мм			v_{Δ}	n	v_H	v_f	v_P	v_I
	S_{max}	S_{min}	$S_{пред}$						
1	0,175	0,095	0,5	0,026	1,43	0,123	0,067	0,188	0,40
2	0,130	0,090	0,3	0,051	1,10	0,123	0,067	0,190	0,40
3	0,130	0,090	0,5	0,012	2,23	0,123	0,067	0,230	0,48

Подставляя полученные значения в выражения (4) а затем в (2) получаем значения квантилей нормированного нормального распределения u_p . Воспользовавшись табличными значениями функции Лапласа $\Phi(u_p)$ определяем значения вероятности безотказной работы при различной наработке t подшипника скольжения, соответствующей определённому значению износа I_i . Расчётные значения заносим в табл. 2

Таблица 2

Данные расчёта вероятности безотказной работы подшипника скольжения при различных значениях наработки t

Износ I_i мм	1 вариант			2 вариант			3 вариант		
	Наработка t , тыс. час.	Квантиль u_p	ВБР $P(t)$	Наработка t , тыс. час.	Квантиль u_p	ВБР $P(t)$	Наработка t , тыс. час.	Квантиль u_p	ВБР $P(t)$
0	0	—	1,00	0	—	1,00	0	—	1,00
0,05	2,5	-15,75	1,00	3,0	7,00	1,00	3,0	14,17	1,00
0,10	4,3	-6,63	1,00	5,2	2,25	0,98	5,2	6,04	1,00
0,15	5,9	-3,58	1,00	7,0	0,66	0,74	7,0	3,33	0,99
0,20	7,1	-2,06	0,98	8,5	-0,13	0,45	8,5	1,98	0,97
0,25	8,2	-1,15	0,87	9,8	-0,60	0,28	9,8	1,17	0,87
0,30	9,0	-0,54	0,71	10,8	-0,92	0,18	10,8	0,63	0,73
0,35	9,8	-0,11	0,56	11,6	-1,14	0,12	11,6	0,24	0,58
0,40	10,4	0,22	0,46	12,3	-1,31	0,08	12,3	-0,05	0,48

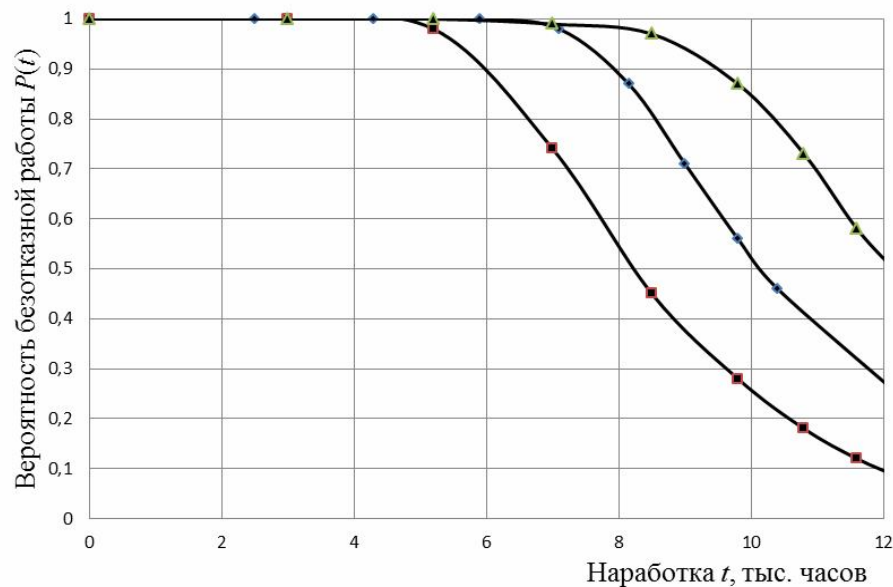


Рис. 1. – Зависимость ВБР подшипника скользяння от времени работы узла t при различных сборочных и предельных зазорах: ◆ – $2\Delta_{\text{пред}}=0,5$ мм, $2\Delta_{\text{нач}}=0,135$ мм; ■ – $2\Delta_{\text{пред}}=0,3$ мм, $2\Delta_{\text{нач}}=0,11$ мм; ▲ – $2\Delta_{\text{пред}}=0,5$ мм, $2\Delta_{\text{нач}}=0,11$ мм.

Выводы.

1. Усовершенствована методика расчета долговечности подшипников скользяння, предложенная проф. Д.Н. Решетовым. Предложено ввести параметр коэффициента вариации нагрузки v_p , который основывается на расчете максимальных напряжений в материале подшипника σ_{max} (протяженности угла контакта φ_0) при известных условиях нагружения (сила F , крутящий момент $M_{\text{кр}}$ и частоты вращения ν).

2. На примере расчетного узла показана возможность увеличения ресурса подшипника скользяння шестерни главного судового редуктора за счет изменения монтажных зазоров. Полученные результаты демонстрируют увеличение ресурса на 1,5 тыс. часов при значении ВБР=90% и при изменении начального радиального зазора $\Delta_{\text{нач}}$ на 0,025 мм.

3. Разница, между полученными результатами ВБР и результатами статистической обработки составляет не более 3%.

1. Снеговский Ф.П. Теория и практика смазки машин, развитие, перспективы / Ф.П. Снеговский // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: междунар. сб. науч. трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2000. – Вып. 13. – С. 180-186.
2. Снеговский Ф.П. Машиностроению новейший мониторинг / Ф.П. Снеговский // Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века: VIII междунар. науч.-техн. конф., 10-16 сентября 2001 г.: сборник трудов. – Донецк, 2001. – С. 167-171.
3. Штаерман И.Я. Контактная задача теории упругости / Илья Яковлевич Штаерман. – М.-Л.: Гостехиздат, 1949. – 147 с.
4. Гірлицький Д.В. Тиск жорсткого циліндра на внутрішню поверхню кругової циліндричної порожнини в анізотропному тілі / Д.В. Гірлицький // ДАН УРСР. – 1954. – №3. – С. 216-218
5. Панасюк В.В. Определение контактных напряжений при внутреннем соприкосновении цилиндрических тел / В.В. Панасюк, М.И. Теплый // Прикладная механика. – 1971. – Т. 8, Вып. 7. – С. 8-14.
6. Решетов Д.Н. Надежность машин / [Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев]; под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Высшая школа, 1988. – 238 с.
7. Кухтов В.Г. Долговечность деталей шасси колесных тракторов / Валерий Георгиевич Кухтов. – Харьков: ХНАДУ, 2004. – 292 с.
8. Кухтов В.Г. Исследование рабочих параметров опор скользяння автотракторных трансмиссий / В.Г. Кухтов, В.П. Савчук // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – 2005. – №29. – С. 270-274.

УДК 621.457

Л.М. Самчук

Луцький національний технічний університет

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СВС – ПРОЦЕСУ СИСТЕМИ Тi-C-ШХ15

На підставі експериментальних досліджень доведена правомірність використання математичної моделі СВС - процесу для опису процесу синтезу системи Тi-C-ШХ15. Показано, що процес горіння триває менший часовий інтервал, ніж процес нагрівання. Спочатку спостерігається накопичення температури від ініціювання СВС - процесу у заготовці, що дає поштовх швидкому проходженню процесу горіння.

Ключові слова: температура, СВС – процес, циліндричний зразок. СВС – реакція.

Постановка проблеми. Процес спікання виробів в режимі СВС супроводжується нестационарними тепловими явищами. Для отримання виробів з необхідними та якісними показниками необхідно використовувати обладнання з прогнозованими параметрами та правильно організованим теплообміном в ньому [1]. У зв'язку з цим, проблема дослідження закономірностей розвитку нестационарних просторових теплових процесів в обладнанні та виробках пов'язані з розв'язком диференціальних рівнянь з відповідними крайовими умовами [2]. Задача розв'язку процесів нестационарного теплообміну з урахуванням кінцевої швидкості поширення теплоти значно ускладнюється [3].

Виходячи із складності задачі доцільним є розділення її на декілька окремих задач, а саме:

- ✓ Підбір обладнання, яке здатне забезпечити створення оптимальних умов для проходження технологічного процесу спікання.
- ✓ Обґрунтування оптимального режиму нагрівання зразка до моменту його запалення, який би забезпечив рівномірний прогрів. Рівномірність нагрівання забезпечує рівномірність розповсюдження фронту СВС та якість спікання зразка.
- ✓ Оптимізація умов проходження процесу СВС після запалення зразка.
- ✓ Аналіз дифузійних явищ, які відбуваються в процесі СВС.

Вирішення цих окремих задач дасть можливість в цілому підібрати режими роботи обладнання та оптимізувати теплофізичні умови проходження технологічного процесу [4, 5].

Аналіз основних досліджень. Аналіз літературних джерел свідчить про те, що в останній час метод СВС набуває широкого розповсюдження. Про це свідчать роботи таких вчених як: В.Г. Абрамова, Г.А. Баглюк, В.В. Барзика, І.П. Боровінської, Ю.М. Бузова, Ю.М. Григор'єва, Ю.Ю. Жигуца, А.Н. Золотко, А.Г. Мержанова, О.Ю. Повстяного, В.І. Похмурського, В.Д. Рудя, В.І. Савуляка, Б.П. Середи, Н.В. Чуканова, В.М. Шкіро. Є роботи, присвячені математичному моделюванню процесів СВС. Наприклад, В.С. Бермана, Л.М. Демидової, С.В. Костіна, І.М. Любченко, Ю.С. Рязанцева, А.Г. Струніної, А.Н. Фірсова та К.Г. Шкадінського.

Розвиток теорії безкисневого горіння нерозривно пов'язаний з вдосконаленням відомих і розробкою нових раціональних процесів виготовлення виробів, зниженням матеріаломісткості та вартості обладнання, підвищенням продуктивності, безпеки і культури виробництва при одночасному цілеспрямованому формуванні властивостей продукції.

Цілі статті полягають у експериментальному обґрунтуванні СВС – процесу для системи Тi-C-ШХ15.

Об'єкти досліджень. Об'єктом дослідження є порошкова система Тi-C-ШХ15.

Викладення основного матеріалу дослідження Процес спікання дослідного зразка в установці характеризується декількома послідовними діями, які створюють загальний технологічний процес. Як зазначено вище цей технологічний процес розділяється на два етапи: нагрівання дослідного зразка до моменту його запалення та етап проходження самого процесу СВС після запалення дослідного зразка. Для вирішення поставлених задач розглянемо розрахункову схему для моделювання процесу спікання циліндричного дослідного зразка (рис. 1) в циліндричних координатах, коли вісь z співпадає з його віссю симетрії, а вісь r лежить в площині його основи. Дана модель описує процес отримання методом СВС дослідних зразків висотою 60 мм і діаметром 30 мм, з використанням порошоків титану, вуглецю та сталі ШХ15.

Розглядається задача про дослідження процесу поширення тепла у циліндричному зразку (рис. 1) висотою 60 мм та діаметром 30 мм, що отриманий методом СВС з використанням порошків титану, вуглецю та сталі ШХ15. Віднесемо циліндр до циліндричної системи координат xyz , розмістивши її початок у центрі верхньої основи.

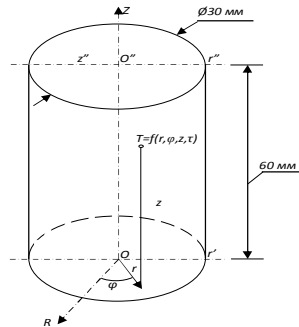


Рис. 1. Числове моделювання процесу нагрівання дослідного зразка

Рівняння теплового балансу в диференційній формі [6, 7]:

$$c\rho \frac{\partial T}{\partial t} = -\text{div} \vec{J} + F(\vec{r}, t), \quad (1)$$

$$\text{div} \vec{J} = \frac{\partial \vec{J}_x}{\partial x} + \frac{\partial \vec{J}_y}{\partial y} + \frac{\partial \vec{J}_z}{\partial z}, \quad (2)$$

$$\vec{J} = j_x \vec{e}_x + j_y \vec{e}_y + j_z \vec{e}_z, \quad (3)$$

де $\vec{J} = (\vec{r}, t), \quad (4)$

$$\vec{T} = \vec{T}(r, t), \quad (5)$$

де c – питома теплоємність, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$; ρ – густина, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; $F(\vec{r}, t)$ – густина потужності джерела тепла, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^3}$.

За законом Фур'є можна представити як:

$$\vec{J}(r, t) = -\lambda \cdot \text{grad} T(\vec{r}, t), \quad (6)$$

$$\text{grad} T(r, t) = \frac{\partial T}{\partial r} \vec{e}_r + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} \vec{e}_\theta, \quad (7)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності, $\frac{\text{Дж}}{\text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{К}}$.

Підставимо (6) в (1) отримаємо рівняння теплопровідності:

$$c\rho \frac{\partial T}{\partial t} = \text{div}(\lambda \cdot \text{grad} T) + F(\vec{r}, t); \quad F(\vec{r}, t) = Q \frac{\partial \eta}{\partial t}, \quad (8)$$

де Q – тепловий ефект реакції, кДж ; $\frac{\partial \eta}{\partial t} = -k_0 e^{\left(-\frac{E}{RT}\right)}$ – рівняння хімічної кінетики; k_0 – передекспоненційний фактор; E – енергія активації, ккал / моль ; R – універсальна газова стала, $\frac{\text{Дж}}{\text{моль} \cdot \text{К}}$.

Математична модель для цього випадку може бути в загальному вигляді записана в циліндричній системі координат у вигляді рівняння теплопровідності для системи з внутрішніми джерелами теплоти у векторній формі:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \nabla^2 t + \frac{qv}{c\rho}, \quad (9)$$

де a – коефіцієнт теплопровідності, $a = \lambda / c\rho$; c – теплоємність; ρ – густина, кг/м^3 ; $\nabla^2 t$ – оператор Лапласа.

Записавши оператор Лапласа в циліндричній системі координат:

$$\nabla^2 t = \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \quad (10)$$

та підставивши його в рівняння (3.36) отримаємо дане рівняння у вигляді:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{c\rho} \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + \frac{qv}{c\rho}. \quad (11)$$

Для циліндричного зразка рівняння теплопровідності запишеться у вигляді:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \varphi^2} \right) - \frac{Q}{c\rho} k_0 e^{\left(-\frac{E}{RT}\right)}, \quad (12)$$

де $a = \frac{\lambda}{c\rho}$ – теплопровідність, $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$.

$$\text{Тоді: } \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0 \text{ і } \frac{\partial^2 T}{\partial \varphi^2} = 0.$$

При моделюванні процесу нагрівання для поставленої задачі будемо вважати, що процес поширення тепла є рівномірним вздовж довжини зразка (осі x): відбувається між концентричних циліндрах від зовнішньої поверхні до осі (рис. 2).

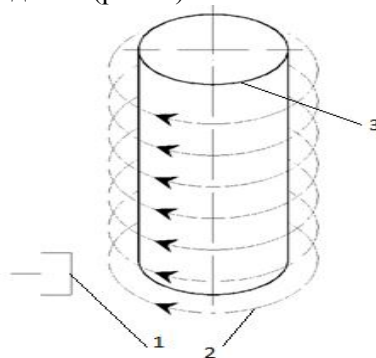


Рис. 2. Поширення теплових хвиль: 1 – ініціююча вольфрамова спіраль, 2 – потік теплових хвиль, 3 – досліджуваний зразок

Тому рівняння теплопровідності [8] запишемо у полярних координатах, нехтуючи зміною тепла вздовж довжини зразка:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \right) - \frac{Q}{c\rho} k_0 e^{\left(-\frac{E}{RT}\right)}, \quad (13)$$

де $c\rho$ – теплоємність; λ – ефективна теплопровідність; U – лінійна швидкість горіння, см/с ; Q – тепловий ефект реакції (на одиницю об'єму), k_0 – передекспоненційний фактор.

Для розглянутої моделі зразка були враховані наступні параметри:

$$C_p = 1 \left[\frac{\text{Дж} \cdot \text{кал}}{\text{К} \cdot \text{моль}} \right] - \text{теплоємність}; \quad \lambda = 1 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} - \text{ефективна теплопровідність};$$

$Q = 1 \text{ Дж}$, $Q = C_p \cdot m \cdot \Delta T$ – тепловий ефект; $\varphi(\eta) = k_0 e^{-E/RT} (1 - \eta)^n$ – степінь перетворення, де n – кількість перетворень; в даному випадку $n=1$.

Розрахунок таких параметрів як: теплоємність, ефективна теплопровідність, тепловий ефект при СВС композиційних матеріалів і формування різного роду сплавів є однією з важливих задач сучасного матеріалознавства [9]. Дані про параметри синтезу (перш за все про енергію активації процесу) дозволяють класифікувати систему за типом взаємодії, а структура кінетичних функцій дає інформацію про фізичні механізми фазоутворення, що дозволяють прогнозувати і моделювати процеси синтезу в тій чи іншій системі при різних режимах.

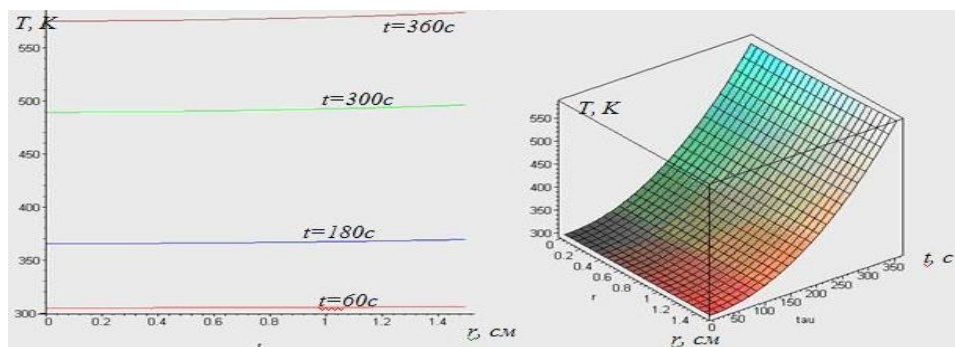
У випадку поставленої задачі граничні умови запишемо у вигляді:

$$T(r,0) = T_0; T(R_0,t) = T_0 + \omega \cdot t^2; \frac{\partial T(0,t)}{\partial r} = 0, \quad (14)$$

де ω – швидкість поширення тепла в заготовці від нагріваючого елемента, K/c^2 .

Графічне зображення розв'язку задачі про нагрівання циліндричного зразка отримано з допомогою числових методів системи комп'ютерної математики *Maple*. У початковий момент дослідження температура зразка співпадає з температурою навколишнього середовища. Режим нагріву змінюється за координатою t . На рис. 3. (а) подано графік залежності зміни температури від глибини проникнення у різні моменти часу. Протягом перших 60 секунд не спостерігається значної зміни температури зразка та відбувається рівномірне нагрівання [9]. Проте, зі збільшенням часу нагрівання відбувається процес нерівномірного нагрівання – зовні поверхня зразка має більшу температуру, ніж внутрішня частина. Це пояснюється тим, що інтенсивність теплопередачі через матеріал менша від теплопередачі конвективного теплообміну. Рис. 3 (б) показує зміну температури у зразку з часом. З рисунку видно, що нагрівання зразка відбувається за експоненціальним законом [10].

Нагрітий до 573К (температура пірофорності матеріалу) зразок спалахував від ініціюючої спіралі, що розміщувалася біля нижньої основи зразка.



а)

б)

Рис. 3. Закономірність зміни температури зразка при СВС - процесі:

а – графічна залежність температури від глибини проникнення, б – графічна залежність зміни температури з часом

Для моделювання процесу горіння рівняння теплопровідності з граничними умовами записувалися у вигляді [11]:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \frac{Q}{c\rho} k_0 e^{-\frac{E}{RT}} \quad (15)$$

Граничні умови:

$$T(x,0) = T_1 + x^\vartheta; c \left(\frac{\partial T(0,t)}{\partial x} \right) = h(T(0,t) - T_1); -c \left(\frac{\partial T(L,t)}{\partial x} \right) = h(T(L,t) - T_1), \quad (16)$$

де x^ϑ – характеристика додаткової зміни температури, L – довжина зразка,

T_1 - 573К – температура пірофорності матеріалу.

З допомогою пакету прикладних програм *Maple* розв'язок задачі горіння циліндричного зразка отримано числовими методами, що представлений на рис. 4. (за допомогою процедури *dsolve*). В середовищі *Maple* використали можливість чисельного розрахунку диференціальних рівнянь частинних похідних із заданими граничними умовами [11]. На основі отриманого

чисельного розв'язку побудовано графіки залежності температури від полярної відстані у різні проміжки часу (рис.4. (а)) та площину відгуку (рис. 4. (б)).

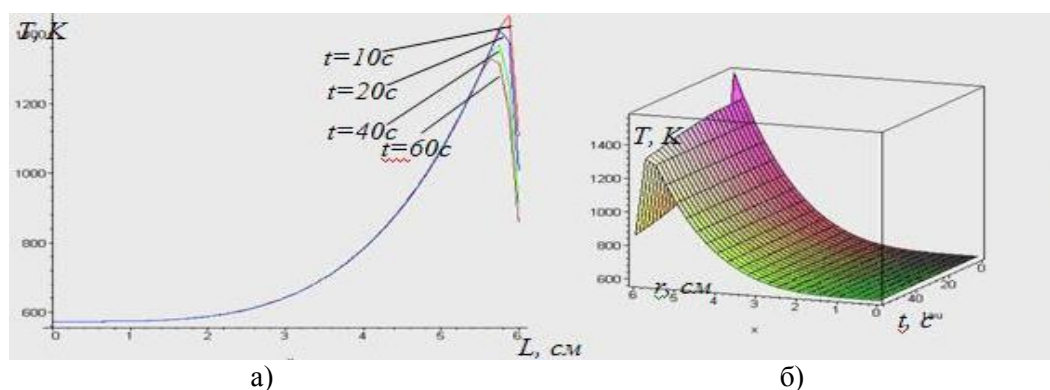


Рис. 4. Вплив геометричних параметрів на температуру: а – залежність температури від полярної відстані в різні проміжки часу, б – характеристика процесу горіння окремого елемента

З отриманих графічних залежностей видно, що процес горіння триває менший часовий інтервал, ніж процес нагрівання [12]. Спочатку спостерігається накопичення температури від ініціювання СВС - процесу у заготовці, а потім швидкий процес поширення хвилі горіння.

Висновок. На підставі експериментальних досліджень доведена правомірність використання математичної моделі СВС - процесу для опису процесу синтезу системи Ті-С-ШХ15. Математична модель дає можливість дослідити температурні процеси в досліджуваному зразку на кожному етапі експерименту та в подальшому оптимізувати процес виготовлення пористих проникливих матеріалів наперед заданими властивостями.

1. Исаченко В.П. Теплопередача: учебник для вузов/ Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. – М.: Энергоиздат, 1981.– 416 с.
2. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена / Кутателадзе С.С. – Новосибирск: Наука. – 1989. – 416 с.
3. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача / В.В. Нащокин. – М.: Высш. шк., 1986. – 469 с.
4. Ерофеев В.А. Теплотехника: учебник для вузов / В.А. Ерофеев, П.Д. Семенов, А.С. Пряхин; под ред. В.А. Ерофеева. – М.: ИКЦ «Академкнига», 2006. – 456 с. – ISBN 5-94628-227-1.
5. Дементий Л.В. Сборник задач по технической термодинамике и теплопередаче / Л.В. Дементий, А.А. Кузнецов, Ю.В. Менафова. –Краматорск: ДГМА, 2002. – 260 с.
6. Лабай В.Й. Тепломасообмін / В.Й. Лабай. – Львів: Тріада Плюс, 2004. – 260 с. – ISBN 5-7763-8829-5.
7. Кривандин В.А. Металлургическая теплотехника. В 2 т. Т.1. Теоретические основы: учебник для вузов / В.А. Кривандин и др.; под. ред. В.А. Кривандина. – М.: Металлургия, 1986. – 424 с.
8. Баскаков, А.П. Теплотехника: учебник для вузов / А.П. Баскаков и др]; под ред. А.П. Баскакова. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергоиздат, 1991. – 224 с.
9. Modeling and automation of temperature processes in powder metallurgy/[Ляшенко В.П., Кирилах Н.Г., Григорова Т.А., Настенко О.И.] // Вестник национального технического университета «ХПИ».– Вып. 6/2007. – Харьков: ХПИ, 2007. – С. 35–41.
10. Агошков В.И. Методы решения задач математической физики / Агошков В.И., Дубовский, П.Б., Шутяев В.П. – М.: Физматлит, 2002. – 320 с.
11. Ляшенко В.П. Моделивання процесів пресування та спікання порошкових матеріалів / В.П. Ляшенко, Т.А. Григорова // Вісник Запорізького державного університету. Сер. Фіз.-мат. науки №1. – Запоріжжя, 2008. – С. 124–130.
12. Владимирив В.С. Уравнения математической физики / В.С. Владимирив. – М.: Наука, 1981. –512 с.

УДК 004.3/004.3'124

В.О. Сацук, Д.П. Карпук

Луцький національний технічний університет

АПАРАТНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ АВТОМАТИЗОВАНОГО РЕГУЛЮВАННЯ МІКРОКЛІМАТУ ТЕПЛИЦІ

У даній статті розглянуто апаратне забезпечення автоматизованого регулювання мікроклімату теплиці. Приведено приклад зразків апаратних частин різних фірм. Проведено аналіз можливостей застосування елементів апаратного забезпечення в теплицях та відображено їх функціонування.

Ключові слова: мікроклімат, параметри, теплиця, управління, апаратне забезпечення.

В наш час теплиці набули широкого вжитку, оскільки враховуючи нестабільні погодно-кліматичні умови з різкими і великими перепадами температури, вологості, досить проблематично займатися вирощуванням сільськогосподарської продукції у відкритому ґрунті. Для усунення таких проблем використовують різного роду апарати для підтримання кліматичних показників на заданому рівні.

Сучасна теплиця, як об'єкт управління, характеризується незадовільною динамікою і нестабільністю параметрів, що впливають з особливостей технології виробництва. У той же час агротехнічні норми потребують високої точності стабілізації температури (± 1 градус), своєчасної її зміни в залежності від рівня фотосинтетично активного опромінення, фази розвитку рослин і часу доби. Всі ці обставини потребують високих вимог до функціонування та технічного вдосконалення обладнання апаратного забезпечення.

Автоматизація систем управління мікрокліматом в захищеному ґрунті дозволяє: економити 15-25% тепла, покращує умови праці персоналу, підвищувати загальну культуру виробництва, забезпечити чіткі межі регулювання мікрокліматичних умов теплиці, точно забезпечити подачу поживних речовин рослинам, тим самим збільшуючи їх врожайність.

З метою забезпечення високої продуктивності тепличних господарств необхідно підтримувати цілу низку параметрів на певному рівні або у певних межах. До основних параметрів відносять: обігрів повітря в середині теплиці, обігрів ґрунту, концентрація вмісту вуглекислого газу в повітрі, циркуляція повітря по теплиці, вентиляція, вологість, освітленість.

Ринок обладнання пропонує широкий вибір фірм і приладів які займаються автоматизацією кліматичних показників у теплиці і автоматизацією цього процесу. Серед них такі як: ТОВ «ФИТО», компанія «ICP DAS», компанія «ОВЕН», «ЕКФ» і т.д.

Приведемо коротку характеристику різного обладнання для забезпечення заданих параметрів у теплиці.

ЕКФ - одна з провідних компаній електротехнічної галузі, що працюють в середньому ціновому сегменті, що займається випуском повного асортименту високоякісної низьковольтної продукції. Апаратний доробок для регулювання мікроклімату зображений на рисунку 1.



Рис. 1. Загальний вигляд пульта управління мікрокліматом

Блок управління мікрокліматом призначений для контролю основних параметрів теплиці, оранжереї, гроубокса і т.п. Може контролювати освітлення, полив, температуру, вентиляцію і т.д.

Пульт управління мікрокліматом в автоматичному режимі підтримує задані температурні і вентиляційні режими:

- керує вентиляторами або нагрівачами;
- реалізує будь-які режими освітлення;
- задає програми для поливальних і повітряних насосів.

Основні переваги використання даної системи:

- гнучкість системи;
- простота установки;
- простота настройки та експлуатації;
- вологозахисний корпус;
- можливість використання резервного живлення для збереження налаштувань системи у випадку відключення – електроживлення.

Як бачимо пульт управління має низку переваг серед яких: можливість підбору блоку за необхідними параметрами.

ЕКФ пропонує також 8-ми каналний блок керування мікрокліматом в теплиці на базі мікроконтролера DS1820, загальний вигляд якого зображено на рисунку 2.



Рис. 2. Загальний вигляд блоку керування мікрокліматом

Пристрій дозволяє регулювати температуру і вологість повітря та ґрунту в теплиці, підігрівати воду, вмикати і вимикати насоси гідропонних установок, проводити полив та вентиляцію в теплиці. Управління навантаженнями відбувається за допомогою таймера - включення навантаження в заданому інтервалі часу, а також контролювати мікроклімат через установку температури (режим термостата).

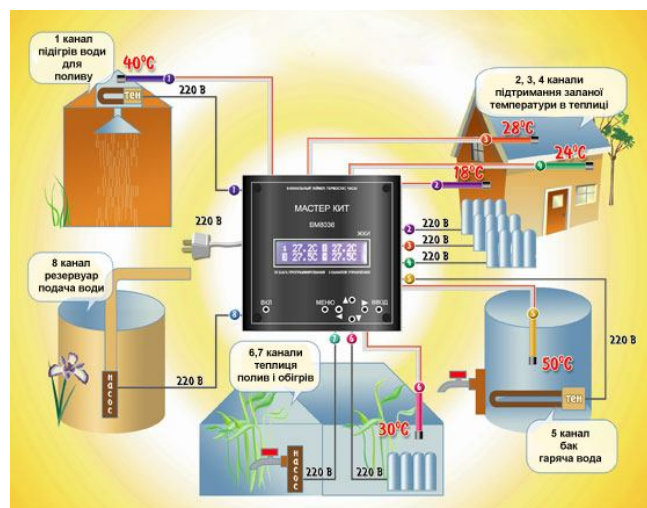


Рис. 3. Схема обслуговування теплиці

На рисунку 3 можна наочно побачити, як функціонує блок керування мікрокліматом в цілому. До блоку підключається насос, який закачує воду у бак з резервуару для поливу. У баці

вода нагрівається до заданого значення і по мірі необхідності витрачається для поливу. Можливість обігріву реалізована за допомогою електрообігрівачів, які також можливо підключити для забезпечення температурного режиму повітря і ґрунту.

Для зручності підключення датчиків температури, вологості, силових виходів, а також інтерфейсу RS232 (COM-порт ПК) в блоці автоматичного управління передбачені відповідні клемні роз'єми. Живлення подається через спеціальний роз'єм від адаптера напругою 9-12 В.

Технічна характеристика блоку керування мікрокліматом:

1. Кількість каналів керування: 8.
2. Режими управління по таймеру: включення навантаження в певному проміжку часу; управління навантаженнями по певних днях тижня, дням у місяці, або за обраними місяцями.
3. Режими управління по температурі (термостатування): управління як охолоджувачем; управління як нагрівачем.
4. Вбудований будильник зі звуком і світлом (підсвічування дисплея): входи для підключення датчиків.
5. Цифровий вхід для підключення датчиків: до 32 датчиків.
6. Кількість аналогових входів: 2.
7. Енергонезалежні годинник реального часу (повний календар з урахуванням високосних років) до 2099
8. Збереження усіх налаштувань в енергонезалежній пам'яті; подовження правильної роботи програми в разі тимчасового відключення від мережі.
9. Виходи: вісім оптично ізольованих сімісторних двоамперних каскадів з можливістю підключення силових сімісторів для управління більш потужними навантаженнями (більше 2 А).
10. Віддалене управління термостатом через COM-порт комп'ютера за допомогою спеціально розробленого програмного забезпечення.

Кількість параметрів, які контролює цей модуль дозволяє використовувати його у невеликих теплицях. У своєму роді його можна назвати одним із кращих. Помірна вартість і простота в експлуатації є позитивною стороною. До недоліків варто віднести складність у програмуванні. Програмується модуль на мовах як високого так і низького рівня, проте необхідно враховувати синтаксис мови.

Для полегшення процесу автоматизації компанія «ICP DAS» пропонує використовувати інтелектуальний модуль вводу-виводу WISE-7118Z. Загальний вигляд інтелектуального модуля наведено на рисунку 4.



Рис. 4. Загальний вигляд інтелектуального модуля вводу-виводу WISE-7118Z

Даний модуль має 10 каналів аналогового вводу та 6 дискретного виводу. Користувач може конфігурувати канали на різні діапазони струму і напруги, а також різні типи термопар для вимірювання параметрів мікроклімату, наприклад, температуру або вологість. За допомогою дискретних виходів можна керувати обігрівом, кватиркою вентиляцією, поливом, системою випарного охолодження, освітленням і т.д. Інтелектуальний модуль WISE-7118Z буде «невпинно» контролювати стан мікроклімату теплиці, а в залежності від зміни параметрів повітря, ґрунту, освітленості виробляти відповідне управління.

Крім того інтелектуальний модуль WISE підтримує протокол передачі даних Modbus TCP Slave. Це дозволяє об'єднати такі системи в єдиний диспетчерський центр, де використовуючи SCADA систему, користувач може управляти всім процесом і отримувати актуальну інформацію

про стан мікроклімату в кожній теплиці. На рисунку 5 зображено схему підключення інтелектуального модуля до обладнання теплиці.

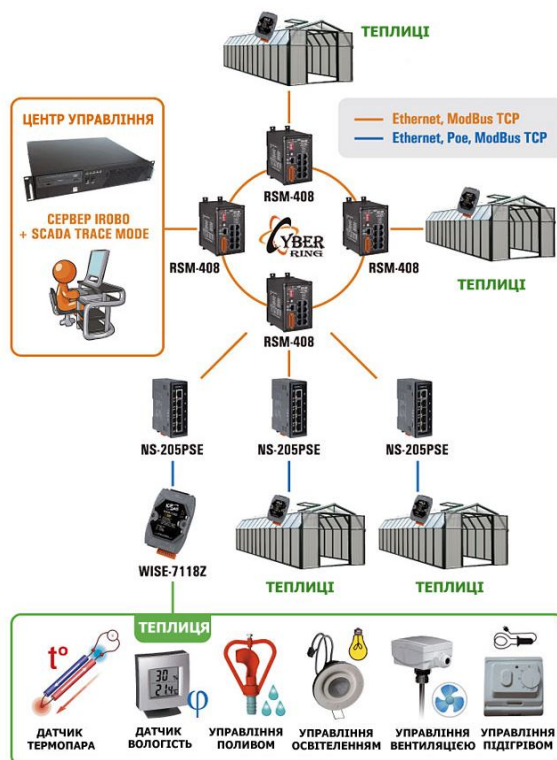


Рис. 5. Схема управління мікрокліматом теплиці

Переваги використання WISE:

- для створення конфігурації управління в модулі WISE використовується IF-THEN-ELSE логіка. Користувач може використовувати 36 правил IF-THEN-ELSE. Створивши правила і завантаживши їх у модуль, вони будуть виконуватися з настанням відповідної події. Всі необхідні дії конфігурації виробляються в Web-браузері за кілька клацань миші;
- підтримка Modbus TCP для інтеграції в SCADA систему;
- WISE-7118Z підтримує технологію живлення POE, що звільняє від необхідності прокладання кабелів ліній для живлення.

Фірма «ФИТО» пропонує системи управління мікрокліматом теплиць серії FC. Зокрема загальний вигляд кліматичного комп'ютера цієї фірми відображено на рисунку 6.



Рис. 6. Загальний вигляд кліматичного комп'ютера

Це оптимальне рішення для будь-якого виду теплиць різних за розміром як плівкових, так і скляних. Для управління основними параметрами теплиці обладнуються, так звані, виконавчими системами: системою обігрівання, вентиляції, освітленості, системою «підгодівлі»

CO₂. Суворе дотримання основних параметрів мікроклімату - це запорука високої врожайності і стійкості рослин до захворювання. Але ніщо не стоїть на місці, у тому числі і технологія вирощування, і на сьогоднішній день передові агрономи-технологи приділяють велику увагу розширеному набору показників клімату, який включає в себе температуру листа, вологість листа, розподіл температури повітря по вертикальному зрізу теплиці, швидкість руху повітря. Компанією «ФІТО» розроблено клімат-комп'ютери, які підтримують не тільки основні показники мікроклімату, але і дозволяють контролювати згадуваний розширений набір показників. Архітектура клімат-комп'ютерів дозволяє повністю в автоматичному режимі керувати типами виконавчих систем теплиці із суворим дотриманням заданого агрономом режиму. Зростаючі ціни на енергоносії зобов'язують не тільки дбати про підтримання клімату, а й про ефективне витрачання ресурсів, будь то включення системи освітлення або опалення, подача CO₂ або активне відкриття фрамуг. У зв'язку з цим функціональні можливості систем управління дозволяють створювати «стратегію управління», де агроном може в залежності від фази росту рослин та / (або) економічної доцільності вибрати пріоритетне завдання економії енерговитрат або максимального дотримання технології.

Принцип роботи кліматичного комп'ютера. Ядром системи є промисловий контролер управління, розроблений фахівцями фірми «Фіто» спеціально для теплиць. Завдяки сучасній елементній базі з американських і японських комплектуючих контролери мають високий показник безперебійної і надійної роботи. Крім контролера, система управління мікрокліматом включає в себе підсистему вимірювальних датчиків, встановлених всередині теплиці.

При необхідності система може бути автоматично інтегрована з котельні. Для цього є спеціальний модуль, який по інтерфейсу FIDUFACE передає дані в котельню для управління виробленням тепла, CO₂ і електроенергії. Стежити за процесом мікроклімату, а також вносити завдання в зручній формі можна з ПК. Також є доступною функція віддаленого адміністрування системи через Інтернет.

Функціональні можливості:

- вимірювання параметрів клімату в декількох зонах;
- повний автоматичний контроль систем опалення, вентиляції зашторювання, CO₂, освітлення;
- створення оптимальної "стратегії управління";
- інтеграція в систему управління котельні (FIDUFACE) ;
- зручний інтерфейс;
- функція економії енергетичних ресурсів;
- віддалений моніторинг і аналіз з ПК.

Таким чином проаналізувавши всі вище перераховані засоби для підтримання мікроклімату в теплиці, можна зазначити, що вибір на сьогоднішній день є досить різноманітним і користувач може вільно вибирати параметри, які повинні його задовольняти. Всі засоби мають у дуже великий потенціал.

Пульт управління мікрокліматом компанії «ЕКФ» варто застосувати у невеликих теплиць. Хоча пульт може виконувати такі дії як: контроль освітленості, полив, регулювання температури у теплиці і забезпечення її вентиляцію, але кількість параметрів можна сказати є середньою в порівнянні з його аналогами.

Ще одне творіння цієї фірми - це блок керування мікрокліматом на мікроконтролері DS1820. Серед переваг, як і у попередника, можна віднести малі розміри, простота в експлуатації, регулювання різними параметрами в залежності від підключених датчиків. Кількість підключених датчиків сягає 32, що при правильному їх підборі можливо повністю автоматизувати процес регулювання мікроклімату на одному модулі. Вісім виходів дозволяють підключити пристрої для управління більш потужними навантаженнями. Можливість підключення до комп'ютера дає змогу користувачу відразу, в реальному часі, відслідковувати всі параметри і швидко реагувати у разі необхідності. Блок можна використовувати і для малих, і для великих теплиць.

Найбільш досконалим у своєму роді, з нашої точки зору, є інтелектуальний модуль WISE-7118Z. Не зважаючи на його малі розміри, він може контролювати достатню кількість параметрів, але з додатковими можливостями. А саме: постійний контроль за мікрокліматом у теплиці, можливість використання режиму передачі Modbus TCP, що дозволяє збирати дані про стан у теплиці і відображати це на моніторі користувача. Це досить корисно, коли контроль ведеться за

кількома теплицями одночасно. Хоча кількість датчиків, які можна під'єднати до контролера тільки 10, але з використанням комутаторів, таких як RSM-408 і NS-205PSE можна збільшити кількість модулів підключення. Дані подаються на сервер і обробляються у SCADA системі. Передбачено також логічне управління подіями, що додає мікроконтролеру додаткові переваги.

Останнім серед розглянутих прикладів був кліматичний комп'ютер фірми «ФИТО». Не зважаючи на його великі розміри, він є дуже потужним у плані параметрів, які контролюються. Він добре підходить як для великих так і для малих теплиць, контролює основні параметри, має додаткові можливості контролю температури листка, вологості листка, контролює розподіл температури по теплиці і т.д. Кліматичний комп'ютер є економічно вигідним, а його архітектура зводить до мінімуму процент втручання людини у роботу системи.

З нашої точки зору, закордонні виробники випускають кращу і більш надійну продукцію, а тому, як наслідок, її ціна і якість є вищою ніж інших вітчизняних виробників.

Якщо кошторис не обмежується, то більш раціональним буде застосування кліматичного комп'ютера фірми «ФИТО», або пристрою на інтелектуальному модулі WISE-7118Z. Ці два представники призначені як для великих, так і для середніх теплиць, а тому в повній мірі задовольняють всі основні вимоги до автоматизації мікроклімату в теплиці.

В свою чергу пульт управління мікрокліматом компанії «ЕКФ» і блок керування мікрокліматом на мікроконтролері DS1820 краще застосовувати для малих теплиць і теплиць середнього розміру. Цьому також сприяє помірною ціна на дані вироби.

1. Профессиональное тепличное оборудование. – Москва: <http://www.fito-system.ru/>
2. Промгидропоника. – Екатеринбург: <http://www.promgidroponica.ru/>
3. Промышленные компьютеры. – Москва: <http://www.ipc2u.ru/>
4. Бородин И.Ф. Автоматизация технологических процессов; -М.: Агропроиздат. 1986. – 368 с.
5. Марченко А.С. Справочник по автоматизации в животноводстве, - К.: Урожай, 1990. – 450 с.
6. Василенко П. М., Василенко И.И., Автоматизация процессов сельскохозяйственного производства. М., «Колос», 1972 –186 с.

О.В. Сердюк, І.О. Сивак, М.А. Карватко
Вінницький національний технічний університет

НАРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН В ОСЕРЕДКУ ДЕФОРМАЦІЇ ПРИ ВДАВЛЮВАННІ ТОРОЇДАЛЬНОГО РОЛИКА

Виконано аналіз напружено-деформованого стану в осередку деформації при вдавлюванні тороїдального ролика в циліндричну поверхню. Установлено вплив геометричних характеристик залишкової вм'ятини на характер розподілу напружень в поверхневому шарі металу. Проведено експериментальну перевірку оптимальних результатів методом мікротвердості.

Ключові слова: *напружено-деформований стан, вдавлювання, геометричні характеристики, поверхневий шар металу, тороїдальний ролик.*

Однією із важливих задач при виготовленні деталей є забезпечення високої якості робочих поверхонь і покращення фізико-механічних характеристик поверхневого шару їх матеріалу. Одним із найбільш економічних та ефективних шляхів вирішення цієї проблеми є зміцнення деталей поверхневим пластичним деформуванням (ППД), яке дозволяє повніше реалізувати потенційні властивості конструкційних матеріалів в реальних деталях складної будови та в деталях з концентраторами напружень [1, 2].

При розгляді процесу ППД, зокрема при деформуванні роликом циліндричної поверхні виникає цілий ряд задач. Однією з них є визначення характеристик зони контакту інструмента та деталі та визначення напружено-деформованого стану в осередку деформації і, в подальшому, використаного ресурсу пластичності в поверхневому шарі. Вирішенням цієї задачі займалися Афонін А.Н. [1], Блюменштейн В.Ю. [2], Дрозд М.С. [3], Кірічек А.В. [1, 4], Матлін М.М. [3, 5], Отеній Я.Н. [7], Саушкін М.Н. [8], Сідякин Ю.І. [9], Смелянский В.М. [10].

Метою дослідження є вивчення впливу геометричних характеристик залишкової вм'ятини на характер розподілу напружень в поверхневому шарі металу.

Контур залишкової вм'ятини на поверхні деталі в загальному випадку обмежений залишковою просторовою кривою, яка має в плані еліптичну форму з великою, a , і малою, b , полуосями. Геометричні параметри залишкової вм'ятини є важливими характеристиками деформованого стану матеріалу в контакті. При обкочуванні деталей роликами один із розмірів відбитку практично дорівнює ширині бігової доріжки робочого інструменту і визначає протікання процесу хвилеутворення на оброблюваній поверхні і відповідно її мікрорельєф. Розміри полуосей a і b характеризують також глибину пластично деформованої зони в області контакту.

В роботі [3] приведені наступні формули для розрахунків розмірів великої a і малої b , полуосей еліпса (рис. 1.)

$$a = \sqrt{R_{11}(2 \cdot h_a + \alpha_y) - h_a^2}; \quad (1)$$

$$b = \sqrt{R_{21}(2 \cdot h_b + \alpha_y) - h_b^2}, \quad (2)$$

де R_{11}, R_{21} - радіуси кривизни (в головних площинах) робочої поверхні ролика (для кульки $R_{11} = R_{21}$);

$2a$ і $2b$ – велика і мала осі контуру (в плані) залишкової вм'ятини;

h_a і h_b - відстані, відраховані вздовж лінії дії сили P , від рівня центра залишкової вм'ятини до найбільш віддаленої від нього (без врахування напливу) точок контуру еліптичної (в плані) площадки контакту;

α_y - зворотне пружне зближення контактуючих тіл.

Повне зближення в пружньопластичному контакті деталей із інструментом α складається з двох складових: залишкового зближення h , рівного глибині відновленої вм'ятини, і пружного зближення α_y , яке зникає після зняття навантаження внаслідок того, що зникає пружна деформація деталі і інструменту таким чином:

$$\alpha = h + \alpha_y. \quad (3)$$

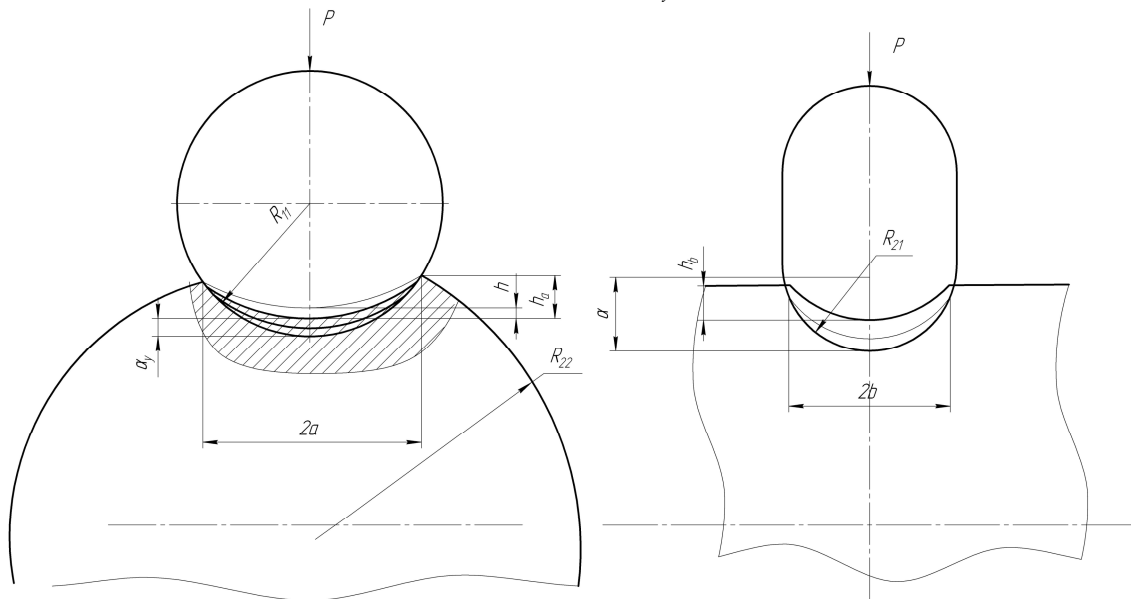


Рис. 1. Вдавлювання ролика в вал

В роботі [3] для розрахунку α_y отримано наступну формулу:

$$\alpha_y = \frac{n_a}{2} \cdot \sqrt[3]{\frac{9\pi^2}{4} (k_1 + k_2)^2 \cdot P^2 \cdot \left[\frac{1}{R_{11} \left(1 + \frac{2 \cdot h_a}{\alpha_y}\right)} + \frac{1}{R_{21} \left(1 + \frac{2 \cdot h_b}{\alpha_y}\right)} \right]}, \quad (4)$$

в якій невідомими геометричними параметрами є геометричні параметри вм'ятини α_y , h_a і h_b

$$h_a = \frac{\pm 2R_{11}h - R_{11}\alpha_y - h^2}{2(\pm R_{12} + R_{11} - h)}; \quad (5)$$

$$h_b = \frac{\pm 2R_{22}h - R_{21}\alpha_y - h^2}{2(\pm R_{22} + R_{21} - h)}. \quad (6)$$

В якості геометричних параметрів А і В, які характеризують головні кривизни контактуючих тіл, приймають відповідно меншу і більшу із наступних двох сум:

$$A = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_{11}} \pm \frac{1}{R_{12}} \right); \quad (7)$$

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_{21}} \pm \frac{1}{R_{22}} \right). \quad (8)$$

Пружні сталі k_1 і k_2 , що входять в формулу (4) визначаються наступним шляхом:

$$k_1 = \frac{1 - \mu_1^2}{\pi \cdot E_1}, k_2 = \frac{1 - \mu_2^2}{\pi \cdot E_2}, \quad (9)$$

де μ_1, μ_2, E_1, E_2 - коефіцієнти Пуассона і модулі пружності матеріалів інструменту і деталі.

При вдавлюванні тороїдального ролика в поверхню деталі в області контакту виникає залишкова вм'ятинка, навколо якої завжди знаходиться пластично деформована область, яка поширюється на деяку глибину h_s . Ця область обмежена замкнутою поверхнею, на границі якої інтенсивність напружень σ_u дорівнює границі текучості матеріалу заготовки σ_T .

Величина h_s характеризує механічний стан (зміцнення, запас пластичності) металу в осередку деформації, як при одиничному контакті, так і при поверхневому пластичному деформуванні.

В роботі [10] показано, що з розвитком деформації розподіл тиску по поверхні контактної площадки трансформується від сферичного на пружній стадії деформації до близького до рівномірного при розвинутій пластичній деформації в зоні контакту. В роботі [3] показано, що і для випадків, коли контур вм'ятини має еліптичну форму, розподіл тиску по поверхні контакту також близький до рівномірного. Виходячи із такого припущення можна вважати, що:

$$\delta = \delta_{\text{н\ddot{a}\delta}} = \frac{D}{\pi \cdot a \cdot b}. \quad (10)$$

В роботі [3] приведено формула для розрахунку головних напружень $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ (початок координат в центрі контакту, осі X і Y співпадають відповідно з великою і малою осями симетрії еліптичної площадки, а вісь Z – з напрямком рівнодіючої сил контактного навантаження):

$$\begin{aligned} \sigma_{\delta} &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{r_0} \left(\left(\frac{1-2\mu}{\rho(\rho+z)} - \frac{3zr^2}{\rho^5} \right) \sin^2 \varphi + (1-2\mu) \left(\frac{z}{\rho^3} - \frac{1}{\rho(\rho+z)} \right) \cos^2 \varphi \right) \rho r dr d\varphi; \\ \sigma_y &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{r_0} \left(\left(\frac{1-2\mu}{\rho(\rho+z)} - \frac{3zr^2}{\rho^5} \right) \cos^2 \varphi + (1-2\mu) \left(\frac{z}{\rho^3} - \frac{1}{\rho(\rho+z)} \right) \sin^2 \varphi \right) \rho r dr d\varphi; \\ \sigma_z &= \frac{3}{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{r_0} \frac{z^3}{\rho^5} \rho r dr d\varphi, \end{aligned} \quad (11)$$

де $\rho = \sqrt{\delta^2 + \delta'^2 + z^2}$; p- тиск в довільній точці з полярними координатами r і φ - площадки контакту (кут φ відраховується від осі y), $r_0 = 1/\sqrt{\sin^2 \varphi/a^2 + \cos^2 \varphi/b^2}$ - значення полярного радіуса r на контурі площадки контакту, μ - коефіцієнт Пуасона матеріалу деталі.

На рис. 2 приведено розподіл напружень по глибині та по осях x та y отриманий за розрахунками по формулах (11).

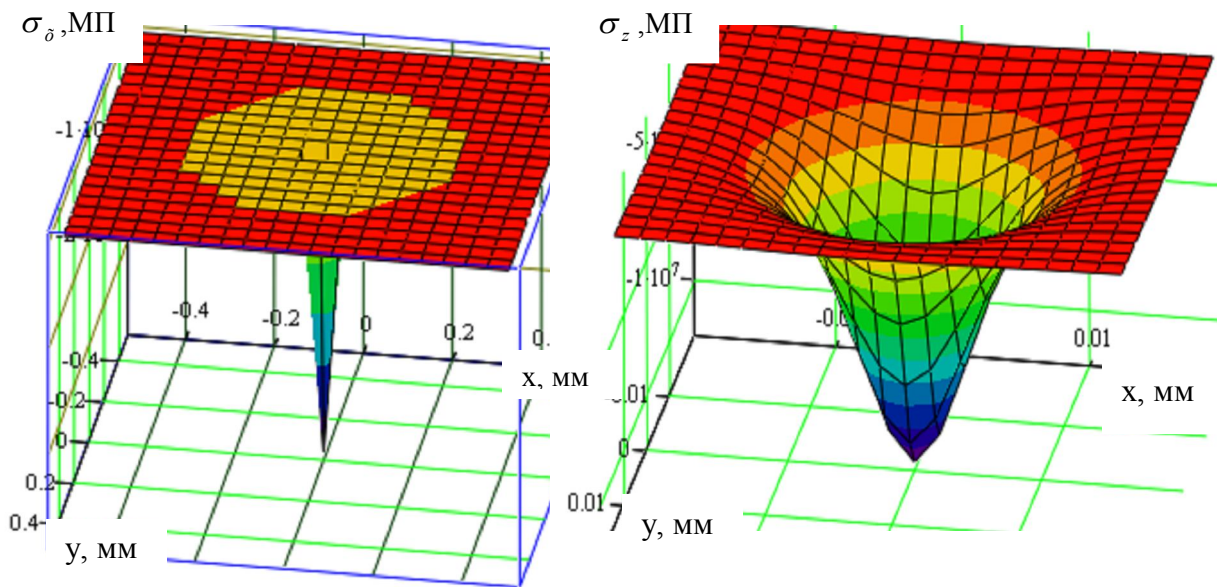


Рис. 2. Розподіл напружень σ_{δ} та σ_z в осередку деформації

Такий розподіл отримано для вдвлювання ролика з профільним радіусом 5 мм в вал діаметром 50 мм. За таких умов полуосі еліпса відбитку складають близько 1 мм, тобто можна знехтувати піковою деформацією, що виникає в точках близьких до центру осередку деформації, оскільки це просто наслідок розрахунку деяких величин близьких до 0.

Якщо виконати інтегрування рівнянь (11) по змінній r , з врахуванням того, що $\delta = \delta_{\text{н\ddot{a}\delta}} = \text{const}$ і $r \neq \text{const}$ то отримаємо [3]:

$$\sigma_x = \frac{2}{\pi} \cdot P_{\text{н\ddot{a}o}} \cdot \int_0^{\pi/2} \left\{ \left[2(1-2\mu) \cdot \ln \frac{L+1}{2L} + 2(2-\mu)L - L^3 \right] \cdot \sin^2(\varphi) - (1-2\mu) \left(L + \ln \frac{L+1}{2L} \right) \right\} d\varphi - \frac{1+2\mu}{P_{\text{н\ddot{a}o}}}; \quad (12)$$

$$\sigma_y = \frac{2}{\pi} \cdot P_{\text{н\ddot{a}o}} \cdot \int_0^{\pi/2} \left\{ \left[2(1-2\mu) \cdot \ln \frac{L+1}{2L} + 2(2-\mu)L - L^3 \right] \cdot \cos^2(\varphi) - (1-2\mu) \left(L + \ln \frac{L+1}{2L} \right) \right\} d\varphi - \frac{1+2\mu}{P_{\text{н\ddot{a}o}}}; \quad (13)$$

$$\sigma_z = \frac{2}{\pi} \cdot P_{\text{н\ddot{a}o}} \cdot \int_0^{\pi/2} L^3 d\varphi - P_{\text{н\ddot{a}o}}, \quad (14)$$

де $L = \frac{z}{h} \left(\frac{1}{1-e^2 \sin^2 \varphi} - \frac{z^2}{h^2} \right)^{\frac{1}{2}}$, $e = \sqrt{1 - \left(\frac{h}{a} \right)^2}$ - ексцентриситет контура еліптичної

площинки, по поверхні якої розподілений тиск р.

$$h_s = b \left[\frac{4}{5 \left(\frac{b}{a} \right)^{3/2} + 3} \left(\frac{P}{a \cdot b \cdot \sigma_T} - \frac{17}{6 + \ln \frac{b}{a}} \right) \right]^{\frac{5}{10 + \ln \frac{b}{a}}}. \quad (15)$$

Відповідно з формулами (12)-(14) отримано розподіл напружень в залежності від z, та глибини відбитку (рис.3).

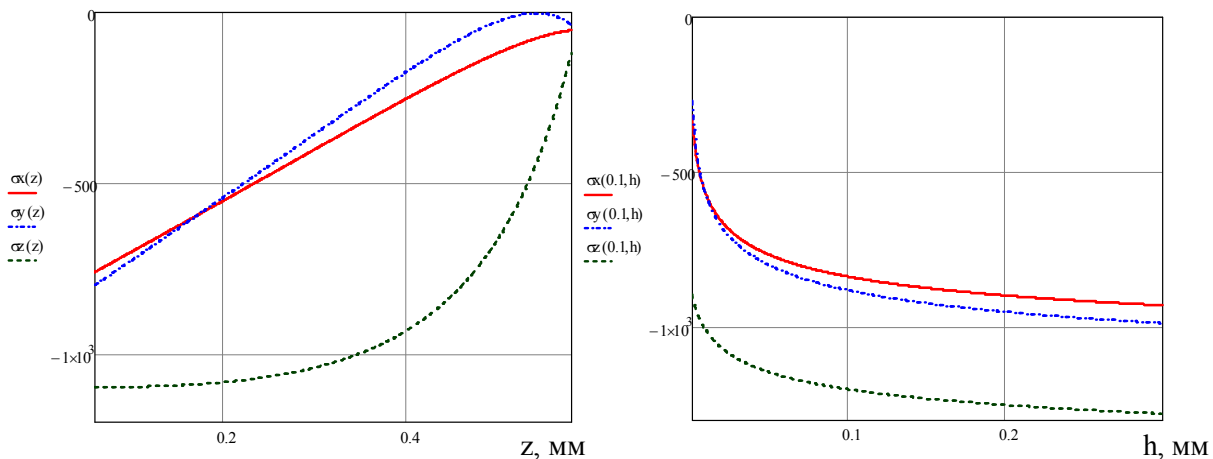


Рис. 3. Залежність напружень від відстані від поверхні z та глибини вдавлювання ролика h

Крім того дана задача розв'язувалася за допомогою математичного моделювання в програмі LS-DYNA. Програма призначена для розрахунків швидкоплинних, динамічних задач і процесів, що мають значну нелінійність. Програма дозволяє змоделювати практично всі процеси обробки металів тиском. При цьому немає обмежень по розмірам і формі заготовок на відміну від теоретичних розрахунків. Пов'язано це з тим, що при створенні кінцево-елементної моделі виконується розбиття заготовки будь-якої складності на елементарні кінцеві елементи.

В даній моделі розглядалося вдавлювання ролика діаметром 30 мм, з профільним радіусом 5 мм в сталевий вал (Сталь 45) діаметром 50 мм. В результаті чого отримано розподіл напружень по поверхні і глибині поширення пластичної деформації, показаний на рисунку 4. В програмі напруження має розмірність кгс/м².

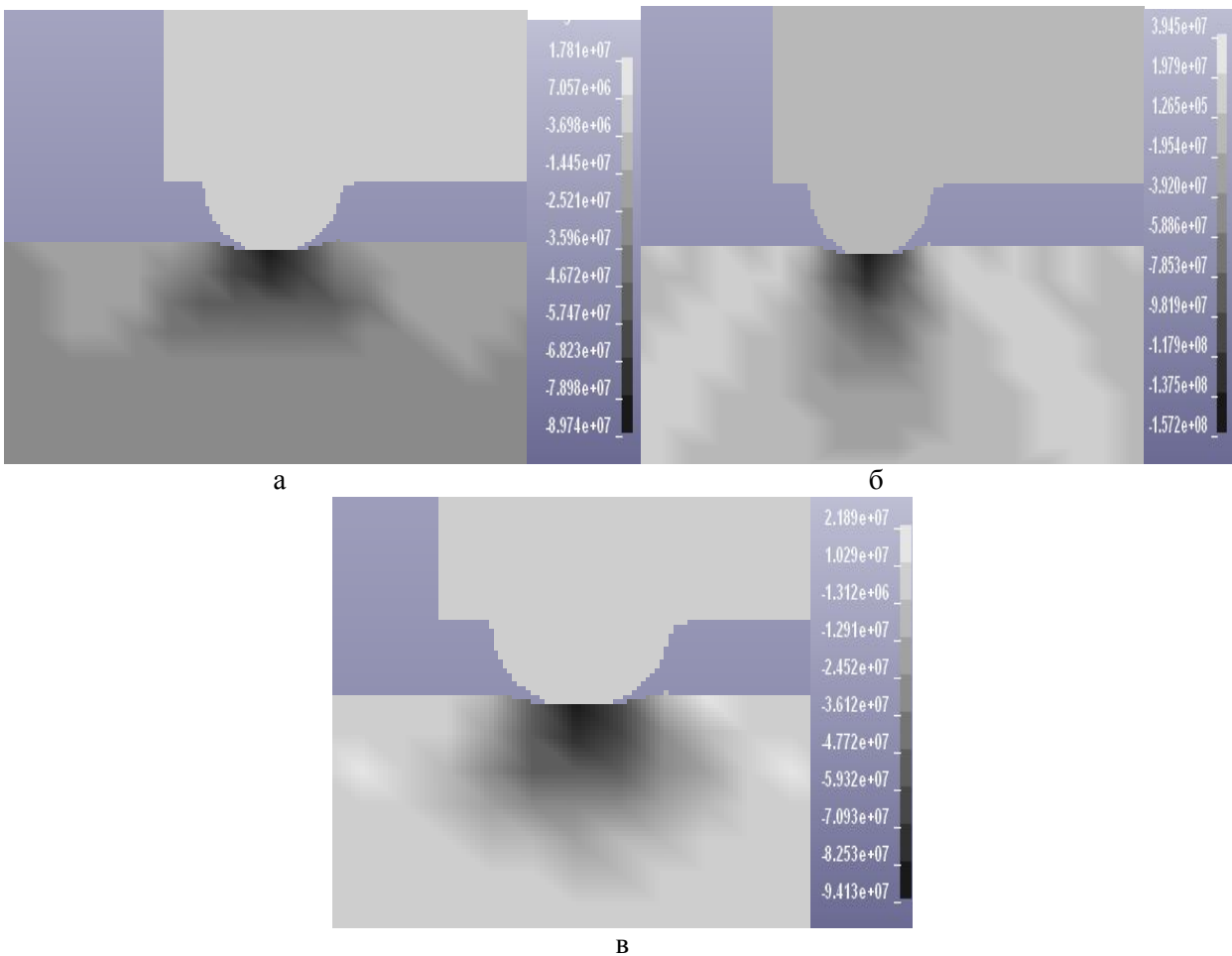


Рис. 4. Напруження при вдавлюванні ролика (а- σ_x , б- σ_z , в - σ_ϕ)

Із отриманих результатів видно, що при вдавлюванні напруження σ_x , σ_ϕ стискуючі, а напруження σ_z стискує під роликом, але розтягує перед та після нього на поверхні деталі. Що підтверджує складний напружений стан при вдавлюванні та обкочуванні деталі.

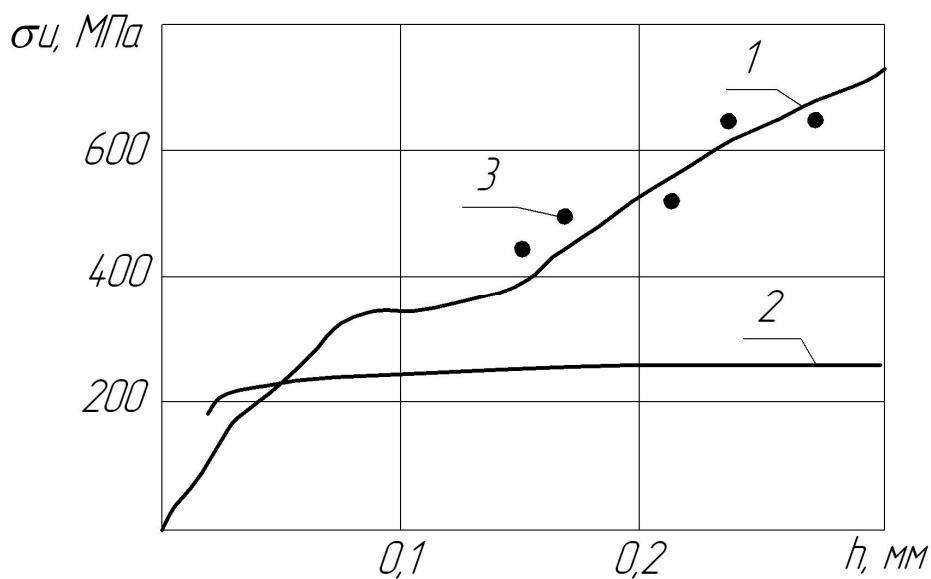


Рис. 5. Інтенсивність напружень (1 отримана за допомогою програми LS-DYNA; 2 отримана математичним моделюванням; 3 – отримана експериментально)

Для підтвердження виконаного моделювання за аналогічних вихідних даних (матеріал деталі та інструмента, зусилля) проведено експериментальні дослідження вдавлення ролика і виміряно твердість, по глибині в осередку деформації. За допомогою тарувального графіка для сталі 45 отримано значення інтенсивності напружень.

Використовуючи дані отримані при математичному моделюванні розраховано інтенсивність напружень за формулою [6]:

$$\sigma_u = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} . \quad (16)$$

За допомогою програми LS-DYNA отримано значення інтенсивності напружень при різній силі вдавлення і відповідно різній глибині та геометрії відбитка. Отримані значення інтенсивності напружень наведено на рис. 5.

Аналізуючи вище викладене можна зробити такі висновки:

- математичне моделювання дає занижені значення інтенсивності напружень, що пов'язано із рядом прийнятих припущень;
- кращі результати забезпечує моделювання в LS-DYNA, які показують наявний всесторонній стиск під роликом та розтяг в вершинах хвиль перед та після ролика;
- найбільш небезпечним є вершина хвилі, в якій може відбуватися руйнування поверхневого шару. Цей дефект небезпечний тим, що не завжди може бути візуально помічений оскільки ролик при обкатуванні закручує частково дефекти, які можуть проявитися при експлуатації деталі.
- нерівномірність розподілу напружено-деформованого стану в поверхневому шарі зростає із збільшенням відношення осей еліпса a/b.

1. Афонин А.Н. Моделирование процесса поверхностного объемного пластического деформирования / А.Н. Афонин, А.В. Киричек, А.Г. Апальков, Д.А. Должинов // Упрочняющие технологии и покрытия. – 2007. - №10. – С. 29-32.
2. Блюменштейн В.Ю. Расчетная модель остаточных напряжений упрочненного поверхностного слоя при размерном совмещенном обкатывании / В.Ю. Блюменштейн, М.С. Махалов // Вестник Кузбас. Гос. Техн. Ун-та. – 2008. – №5. – С. 50-58.
3. Дрозд М.С. Инженерные расчёты упруго – пластической контактной деформации / М.С. Дрозд, М.М. Матлин, Ю.И. Сидякин. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.
4. Киричек А.В. Повышение эффективности обкатывания оболочек роликами технологическими методами / А.В. Киричек, А.Ю. Мальцев, М.Ф. Селеменов, А.Ф. Осипова // Вестник РГАТА. – 2010. – №2(17). – С. 60-63.
5. Матлин М.М. Проектирование процесса упрочняющего обкатывания деталей цилиндрическим роликом / М.М. Матлин, А.В. Бабаков // Вестник машиностроения. – 2002. – №5. – С. 60-63. – ISSN 0042-4633.
6. Огородников В.А. Деформируемость и разрушение металлов при пластическом формоизменении / В.А. Огородников – Киев: УМК ВО, 1989. – 151 с.
7. Отений Я.Н. Сравнительный анализ определения глубины упрочнения при поверхностном пластическом деформировании по различным методикам / Я.Н. Отений // Упрочняющие технологии и покрытия. – 2006. – №3. – С. 3-4.
8. Саушкин М.Н. Конечно-элементное моделирование распределения остаточных напряжений в сплошных упрочненных цилиндрических образцах и образцах с полукруглым надрезом / М.Н. Саушкин, А.Ю. Куров // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия Физико-математические науки.-2011. – №3(24). – С. 72-78.
9. Сидякин Ю.И. Повышение эффективности упрочняющей механической обработки валов обкаткой их роликами или шариками / И.Ю. Сидякин // Вестник машиностроения. – 2001. – №2. – С. 43-49. – ISSN 0042-4633.
10. Смелянский В.М. Исчерпание запаса пластичности металла в поверхностном слое деталей при обработке обкатыванием / В.М. Смелянский, Калпин Ю.Г., Баринов В.В. // Вестник машиностроения. – 1990. – №8 – С. 34-38.

УДК 669.782:661.6

В.А. Скачков¹, Т.В. Критская¹, О.Р. Бережная¹, Л.Я. Шварцман², Р. Меркер³¹ Запорожская государственная инженерная академия² ГП «Запорожский титано-магниевого комбинат»³ Компания «Activ Solar», г. Вена, Австрия.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОБРАЗОВАНИЯ ПОЛИКРИСТАЛЛИЧЕСКОГО КРЕМНИЯ В ПРОТОЧНОМ РЕАКТОРЕ

Получено дифференциальное уравнение, определяющее перенос реакторных газов через степень разложения трихлорсилана. Получены конечные соотношения, которые задают распределение концентраций реакторных газов по длине реактора, определяют коэффициенты массопроводности трихлорсилана и толщину диффузионного слоя.

Ключевые слова: поликристаллический кремний, осаждение, трихлорсилан, разложение, водород, проточный термохимический реактор.

Актуальность темы. Поликристаллический кремний полупроводниковой чистоты получают методом разложения тетраоксида кремния или трихлорсилана в присутствии водорода [1].

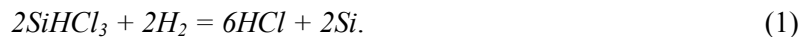
При использовании трихлорсилана сокращается расход водорода и увеличивается скорость осаждения кремния. Значительно реже используется иодидный метод, при котором тетраиодид кремния разлагается на поверхности, нагретой до температуры 1100...1200°C.

В монографии [2] рассмотрены особенности получения полупроводникового кремния. Установлено влияние выхода кремния от величины соотношения водород – трихлорсилан.

Однако в литературных источниках не устанавливаются механизмы восстановления кремния в условиях проточных реакторов.

Постановка задачи. Построить математическую модель осаждения кремния в условиях проточного термохимического реактора и получить конечные соотношения для определения коэффициента массопроводности, удельной скорости осаждения кремния и распределения концентрации трихлорсилана по длине реактора.

Основная часть. Осаждение кремния на поверхности нагретого стержня методом восстановления трихлорсилана водородом реализуется по реакции [1]:



Если обозначить степень разложения трихлорсилана (ТХС) через величину α , то концентрации веществ и продуктов реакции в уравнении (1) запишутся:

$$\begin{aligned} C_{\text{ТХС}} &= C_{\text{ТХС}}^{\text{ex}} (1 - \alpha); \\ C_{\text{HCl}} &= 3\alpha; \\ C_{\text{H}_2} &= C_{\text{H}_2}^{\text{ex}} (1 - \alpha), \end{aligned} \quad (2)$$

где $C_{\text{ТХС}}^{\text{ex}}$, $C_{\text{H}_2}^{\text{ex}}$ – концентрации ТХС и водорода на входе реактора, соответственно;

$C_{\text{ТХС}}$, C_{HCl} , C_{H_2} – концентрации ТХС, HCl и H₂ по длине реактора, соответственно.

Скорость потока реакционных газов по длине реактора с учетом (2) определится соотношением:

$$U = U_{\text{ex}} (1 + \alpha), \quad (3)$$

где U_{ex} – скорость подачи ТХС и H₂ на входе реактора.

В объеме реактора происходит процесс переноса реакторных газов по длине реактора и их диффузия на поверхность нагретого стержня.

На поверхности стержня водород адсорбируется и занимает долю его поверхности, которую можно обозначить через θ . Тогда доля поверхности, свободной от H_2 , определится как $(1 - \theta)$.

По уравнению адсорбции Ленгмюра можно записать:

$$\theta = \frac{bC'_H}{1 + bC'_H}, \quad (4)$$

где C'_H – концентрация H_2 на поверхности;

b – константа.

Удельная скорость разложения ТХС на поверхности стержня будет равна:

$$W_{уд} = k \left(1 - \frac{bC'_H}{1 + bC'_H} \right) C'_{ТХС}, \quad (5)$$

где $C'_{ТХС}$ – концентрация ТХС на поверхности осаждения;

k – константа скорости осаждения кремния.

Коэффициент массопроводности ТХС определяется по уравнению:

$$\beta_{Si} = \frac{D_{ТХС}}{\delta}, \quad (6)$$

где D – коэффициент диффузии ТХС в объеме реакторных газов;

δ – толщина диффузионного слоя для ТХС.

Используя метод равнодоступных поверхностей Франк – Каменецкого, соотношение ТХС на поверхности стержня и в объеме реактора запишется:

$$\beta_{ТХС} (C_{ТХС} - C'_{ТХС}) = k \left(1 - \frac{bC'_H}{1 + bC'_H} \right) C'_{ТХС}. \quad (7)$$

Вычисляя из (7) концентрацию ТХС на поверхности стержня, получим:

$$C'_{ТХС} = \frac{C_{ТХС} \beta_{ТХС} (1 + bC'_H)}{\beta_{ТХС} (1 + bC'_H) + k}. \quad (8)$$

С учетом соотношения (8), скорость осаждения кремния на поверхности стержня определится:

$$W = \frac{k \beta_{ТХС} \cdot C_{ТХС}}{k + \beta_{ТХС} (1 + bC'_H)}. \quad (9)$$

Дифференциальное уравнение массопереноса по длине реактора будет иметь вид:

$$\frac{\partial C_{ТХС}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} (UC_{ТХС}) + 2\pi r W_{уд} = 0, \quad (10)$$

где r – радиус стержня.

Учитывая стационарность процесса, для которого $\frac{\partial C_{ТХС}}{\partial t} = 0$, уравнение (10) с учетом формулы (5) запишется:

$$\frac{d}{dz} (UC_{ТХС}) + 2\pi r \frac{k \beta_{ТХС} C_{ТХС}}{k + \beta_{ТХС} (1 + bC'_H)} = 0. \quad (11)$$

Подставляя в (11) все величины, выраженные через α , получим:

$$\frac{d\alpha}{dz} - \frac{\gamma}{2} \cdot \frac{1 - \alpha}{\alpha (k + \beta_{ТХС} (1 + bC'_H (1 - \alpha)))} = 0, \quad (12)$$

где $\gamma = \frac{2\pi k \beta_{ТХС}}{U_{вх}}$.

Умножая (12) на знаменатель и приводя подобные, получим разрешающее уравнение:

$$(k + \beta_{ТХС}) \left[\frac{1}{1 - \alpha} - 1 \right] d\alpha + bC_{ТХС} \alpha d\alpha = \frac{\gamma}{2} dz. \quad (13)$$

Интегрируя левую часть по переменной α от 0 до α и правую часть по переменной z от 0 до z , после алгебраических преобразований будем иметь:

$$\alpha = \sqrt{\frac{\gamma z}{2 \left(k + \beta_{ТХС} + \frac{bC_H^{ex}}{2} \right)}}. \quad (14)$$

Полученная решение задает степень разложения ТХС в виде функции, зависящей от координаты по длине реактора.

В решении (14) величина коэффициента массопроводности неизвестна. Преобразуя (14) и учитывая соотношения (3), величина β определится:

$$\beta = \frac{\alpha^2 \left(k + \frac{bC_H^{ex}}{2} \right) \cdot U_{вх}}{\pi k z - \alpha^2 U_{ex}}. \quad (15)$$

Определяя опытным путем скорость выхода реакторных газов $U_{вых}$ и учитывая (3), предельная величина степени разложения α_L определится:

$$\alpha_L = \frac{U_{ex}}{U_{вых}}, \quad (16)$$

где $U_{вых}$ – скорость газов на выходе из реактора.

Подставляя значение (16) и $z = L$ в соотношение (15), коэффициент массопроводности будет определен по формуле:

$$\beta = \frac{(\alpha_L)^2 \left(k + \frac{bC_H^{ex}}{2} \right) U_{ex}}{\pi k \cdot L - (\alpha_L)^2 U_{ex}}. \quad (17)$$

Из формулы (6) значение величины диффузионного слоя для ТХС определяется:

$$\delta = \frac{D_{ТХС}}{\beta}. \quad (18)$$

В объеме реактора состав газовой фазы состоит из ТХС, H_2 и HCl . Коэффициент диффузии для ТХС определится по формуле:

$$D_{ТХС} = \frac{\alpha}{\frac{\alpha}{D_{ТХС}^{H_2}} + \frac{3\alpha}{D_{ТХС}^{HCl}}}, \quad (19)$$

где $D_{ТХС}^{H_2}$, $D_{ТХС}^{HCl}$ - коэффициенты диффузии ТХС в среде водорода и в среде HCl , соответственно.

Коэффициенты парной диффузии вычисляются по формулам [3]:

$$D_{A,B} = \frac{B \cdot T^{3/2}}{P \cdot \sigma_{AB}^2 \cdot \Omega_{AB}} \left(\frac{M_A + M_B}{M_A \cdot M_B} \right), \quad (20)$$

где $B = 1,858 \cdot 10^{-3}$;

T – температура, К;

P - давление, атм;

Ω - интеграл соударений для диффузии;

σ_{AB} - диаметр соударений, Å;

M_A, M_B - молекулярные массы веществ A и B .

В уравнении (20) диаметр соударений задается формулой:

$$\sigma_{AB} = \frac{\sigma_A + \sigma_B}{2}$$

где σ_A, σ_B - диаметры молекул веществ A и B , Å.

Интеграл соударений определяется соотношением

$$\Omega_{AB} = \frac{A}{(T^*)^B} + \frac{C}{\exp(D \cdot T^*)} + \frac{E}{\exp(F \cdot T^*)} + \frac{G}{\exp(H \cdot T^*)}, \quad (21)$$

где $A = 1,06036$; $B = 0,15610$; $C = 0,19300$; $D = 0,47635$; $E = 1,03587$;
 $F = 1,52996$; $G = 1,76474$; $H = 3,89411$;

$$T^* = k \cdot T / \varepsilon_{AB}; \quad \varepsilon_{AB} = (\varepsilon_{AB} + \varepsilon_A)^{0,5}; \quad \varepsilon_A = 1,15 k T_k^A$$

T_k^A - температура кипения вещества А;

k - постоянная Больцмана.

Прирост массы осажденного кремния dm на длине стержня dz с увеличением радиуса стержня на dr будет записан:

$$dm = \rho \cdot 2\pi r dr dz \cdot W_{y\delta} \cdot t, \quad (22)$$

где t – время процесса осаждения.

Интегрируя левую и правую части (22), получим:

$$\int_{m_0}^{m_k} dm = \int_{r_0}^{r_k} \int_{l=0}^L 2\pi r \rho dr dz \cdot W_{y\delta} \cdot t, \quad (23)$$

где m_0, m_k – начальная и конечная масса;

r_0, r_k – начальный и конечный радиус стержня.

После интегрирования (23), удельная скорость осаждения кремния будет определена:

$$W_{y\delta} = \frac{m_k - m_0}{2\pi \rho L (r_k - r_0) \cdot t}. \quad (24)$$

Соотношение (17), (18) и (24) задают возможность определения основных кинетических параметров процесса осаждения кремния в проточном термохимическом реакторе.

Выводы. Рассмотрен процесс осаждения электротехнического кремния разложением трихлорсилана в присутствии водорода по длине термохимического реактора. Получены конечные соотношения для определения удельной скорости осаждения кремния и коэффициента массопроводности трихлорсилана из объема реактора на поверхность осаждения кремния.

1. Сахаров Б.А. Металлургия и технология полупроводниковых материалов // Б.А. Сахаров, В.Н. Вигдорович, В.Н. Маслов, А.Я. Нашельский, Е.Б. Соколов, В.И. Фисуль, Ю.М. Шашков // [Текст], М.: Металлургия, 1972, 544 с. Библ. 541.
2. Червоний І.Ф. Напівпровідниковий кремній: Теорія і технологія виробництва // І.Ф. Червоний, В.З. Куцова, В.І. Пожуєв, Є.Я. Швець, О.А. Носко, С.Г. Єгоров, Д.М. Воляр // Монографія / Запоріжжя, ЗДІА, 2009. 484 с., ISBN 978 – 966 – 8462 – 24 – 5, Библ. 446 – 448.
3. Рид Р. Свойства газов и гидкостей // Р. Рид, Дж. Пруениц, Г. Шервуд // [Текст] Л: Химия, 1982, 591 с. Библ. 532.

УДК 621.311

Д.С. Собчук

Луцький національний технічний університет

ВИКОРИСТАННЯ НЕТРАДИЦІЙНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ (НДЕ) В ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМАХ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТА ЯКОСТІ ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ

В результаті проведеного аналізу впровадженням НВДЕ як перспективного напрямку енергозабезпечення України, впливає що необхідно: провести системне доопрацювання нормативно-законодавчої бази, забезпечити можливості щодо продажу виробленої НВДЕ енергії в мережу; забезпечити необхідний рівень політичної підтримки залученню інвестицій у розвиток НВДЕ, задіяти механізми Кіотського протоколу для фінансування впровадження НВДЕ; забезпечити достатнє фінансування та підтримку науково-технологічних розробок у сфері НВДЕ та створити умови для їх швидкого впровадження. Малі ГЕС встановленою потужністю 100-630 кВт практично не впливають на характерні режими роботи.

Ключові слова: енергозабезпечення, енергія, мережа, нетрадиційні, джерела.

Не зважаючи на значний потенціал майже всіх видів НВДЕ, достатньо розвинену науково-технічну та промислову базу, велику кількість прийнятих нормативно-законодавчих актів, частка НВДЕ у енергетичному балансі країни залишається незначною. Головними причинами такого стану є відсутність стимулюючої політики держави, недосконалість нормативно-правового забезпечення та невиконання прийнятих рішень, низький рівень фінансування науково-дослідних і конструкторських розробок, недостатній рівень інформування потенційних розробників технологій НВДЕ та споживачів. Біоенергетика, яка в даний час розвивається найбільш інтенсивно потребує оптимізації свого розвитку з врахуванням як потреб паливного, так і продовольчого сектору економіки, а також державного регулювання експорту біопаливної сировини. Пріоритетним напрямком повинно стати виробництво біогазу з промислових, побутових та сільськогосподарських відходів, що забезпечить не тільки виробництво енергії, біодобрив, а також дозволить зробити доквілля більш чистим. Вітроенергетика вже сьогодні могла б вийти на значущий рівень виробітку електроенергії в країні в разі достатнього її фінансування та відповідної державної політики. Для активації цього напрямку необхідно провести технологічне оновлення ВЕС за рахунок більш потужних вітроенергетичних установок (до 1МВт) та вирішити організаційні питання, зокрема, розділення управління розробкою і виробництвом вітчизняних ВЕУ та виробітком і продажем електроенергії виробленої ВЕС. Сонячна енергетика має шанс значно збільшити свій внесок за рахунок впровадження передових вітчизняних розробок сонячних колекторів та відродження виробництва сонячного кремнію в Україні.

Мала гідроенергетика може внести свій вклад в енергопостачання, особливо в регіональному вимірі. Прийняті рішення щодо її відродження потребують свого виконання та цільового використання коштів виділених на реабілітацію та відновлення малих ГЕС. В умовах постійного зростання дефіциту та підвищення вартості енергоресурсів використання відновлювальних джерел енергії (ВДЕ) є одним з напрямків забезпечення екологічної та енергетичної безпеки України [1].

В останні десятиліття у світі спостерігається стійкий інтерес до проблеми використання поновлюваних джерел енергії [1,2]. Це викликано, у першу чергу, бажанням знизити негативний вплив енергетики на навколишнє середовище. В енергобалансі всіх розвинених країн світу зростає частка відновлювальних джерел електроенергії (ВДЕ). Наприклад, в країнах Євросоюзу розглядається можливість доведення цієї частки в 2020 р. до 20% [2]. Наряду з вітроенергетикою значна роль тут відводиться гідроелектростанціям (ГЕС), зокрема малим ГЕС (МГЕС).

Для України проблема розбудови та експлуатації малих ГЕС не є новою. Пік будівництва МГЕС в Україні мав місце у повоєнні роки, а до кінця 50-х років у країні експлуатувалося 956 станцій на малих річках [3]. Однак, зростання енергоємності промислового виробництва і, як наслідок, підвищення концентрації виробництва електроенергії на великих теплових, гідравлічних, а також атомних електростанціях в умовах практичної відсутності екологічних

вимог та заниженої вартості первинних енергоносіїв призвело до занепаду малої гідроенергетики [1]. Наслідком цього стало фактично повне її руйнування.

Останнім часом в Україні появилось розуміння необхідності відновлення існуючих та будівництва нових малих ГЕС. Проте темпи розвитку малої гідроенергетики на сьогодні стримуються цілим рядом факторів. Основними проблемами в відновленні та експлуатації малих ГЕС є:

- відсутність, як правило, будь-яких документів по водних ресурсах;
- відсутність серійного обладнання, виходячи з чого практично кожна мала ГЕС потребує індивідуального підходу та відповідно індивідуального замовлення обладнання, а це завжди призводить до підвищених капіталовкладень та експлуатаційних видатків;
- великий термін повернення вкладених коштів (за наявної тарифної політики більше 7 років) та відсутність механізму пільгового кредитування зі ставкою менше 9% річних з обсягом кредиту до 5 млн. грн.

Відсутність державної підтримки програм, пов'язаних з відновленням малої гідроенергетики, недоліки податкового законодавства та нормативних документів зі спецводокористування, необґрунтованість тарифів на закупівлю електроенергії у МГЕС, неузгодженість та складність процедур одержання дозвільних документів на будівництво та реконструкцію МГЕС фактично призводять до нерентабельності, і, як наслідок, низької інвестиційної привабливості малої гідроенергетики.

Іншим, не менш важливим, стримуючим фактором на шляху підвищення ефективності використання гідропотенціалу малих річок України, що складає близько 1.1-1.3 млрд. кВт·год [1], та розбудови малих ГЕС є недостатня дослідженість технічних аспектів їх експлуатації у сучасних умовах і, через це, фактична відсутність нормативів та методик забезпечення оптимальних техніко-економічних показників МГЕС на стадії їх проектування та реконструкції [2].

Можна виділити такі важливі технічні аспекти проектування, реконструкції та експлуатації малих ГЕС, що на сьогодні є недостатньо дослідженими:

- використання малих ГЕС в електричних системах з метою підвищення надійності та якості електропостачання споживачів;
- особливості функціонування асинхронних генераторів та перспектив їх використання на малих ГЕС;
- вплив компенсації реактивної потужності на режими роботи малих ГЕС з асинхронними генераторами; розроблення методів і засобів керування джерелами реактивної потужності для покращення режимів пуску та нормальної роботи генераторів ГЕС;
- вплив малих ГЕС на режими роботи розподільних електричних мереж з розробленням методів визначення та оптимізації складової втрат електроенергії від адресних перетоків, що зумовлені роботою ГЕС;
- розроблення концепції автоматизації керування малими ГЕС та їх каскадами для забезпечення їх оптимальної роботи у планових режимах, а також послідовності впровадження автоматизованих систем керування (АСК) для забезпечення їх максимальної техніко-економічної ефективності;
- розроблення методів і засобів контролю поточного стану та діагностування основного обладнання малих ГЕС.

Відсутність рекомендацій щодо вибору способу приєднання до електричних мереж, структури, конструктивних та експлуатаційних параметрів основного обладнання малих ГЕС, здатних забезпечити їх максимальну техніко-економічну ефективність, не дозволяє приймати обґрунтовані проектні рішення під час їх відновлення. Однак, існує достатньо багатий досвід європейських країн [4], спираючись на який здійснюється спорудження та відновлення малої гідроенергетики в Україні. У ряді країн для перетворення енергії в галузі відновлюваної енергетики знайшли широке застосування асинхронні генератори (АГ) змінного струму [4]. Досвід показує, що для ГЕС з малими встановленими потужностями вони мають істотні переваги порівняно з синхронними. Це пов'язано у першу чергу, з низькою вартістю, простотою конструкції та експлуатації у нормальних режимах, стійкістю до зовнішніх аварій, значним ресурсом. Вказані переваги знайшли практичне підтвердження під час експлуатації ряду МГЕС з асинхронними генераторами на території України. Але дані генератори мають ряд недоліків: неможливість регулювання напруги та споживання реактивної потужності, виникнення коливань активної потужності при певних ковзаннях ротора, накиди реактивної потужності під час пуску

агрегату. Для компенсації впливу зазначених факторів необхідно на етапі формування технічних умов закладати в проект додаткове обладнання, що збільшує вартість МГЕС. З погляду на складність та особливості режимного характеру каскадів МГЕС, як об'єктів керування, очевидно, що визначення та своєчасна реалізація керувальних впливів для забезпечення оптимальних режимів їх роботи у відповідності зі змінами зовнішніх впливів можливі лише за допомогою автоматизованих систем керування (АСК), з поступовим підвищенням міри автоматизації. Визначення оптимальних параметрів окремих МГЕС у цьому випадку може здійснюватися за допомогою різноманітних методів оптимізації. Але найбільш адекватне розв'язання даної задачі забезпечують методи та підходи, які дозволяють отримати стійкі функціональні зв'язки між контрольованими параметрами та параметрами керування, що визначені базуючись на фізичних процесах перетворення енергії на малих ГЕС, а також передачі та розподілу електроенергії в ЕЕС. Різне підвищення цін на імпортовані в Україну енергоносії буде стимулювати використання низькопотенційної енергії доквілля і скидної енергії. Серед альтернативних джерел палива і енергії економічно привабливими і доступними є використання шахтного метану і синтез-газу із бурого вугілля торфу, відходів вуглепереробки, впровадження яких дозволить в значному ступені замінити імпортований природний газ і вирішити проблему енергетичної залежності країни. Для цього, крім створення сприятливого інвестиційного клімату та нормативно-правового забезпечення, необхідно залишати в регіонах відповідні фінансові ресурси для цільового використання та підтримки НВДЕ. Для забезпечення Україні гідного місця в виробництві та розподілі нових відновлюваних джерел енергії в майбутньому потрібно вже сьогодні підтримати науково-технічні розробки в нових сферах (воднева енергетика, використання газогідратів Чорного моря та ін.) та підвищення економічних та технічних характеристик видів НВДЕ, які вже використовуються. Економія органічного палива за рахунок використання потенціалу малої гідроенергетики в загальному виробництві енергії на 2020 рік прогнозується в обсязі 69 і 99 млн. т умовного палива відповідно для песимістичного й оптимістичного варіантів розвитку світової енергетики.

До МГЕС у більшості країн ЄС належать гідроенергетичні установки встановленою потужністю до 5 МВт (Австрія, Німеччина, Польща, Іспанія, Франція й ін.). В Італії, Швейцарії та Латвії малими вважають ГЕС з установленою потужністю до 3 МВт, у деяких інших країнах – до 10 МВт (Греція, Ірландія, Португалія, Україна).

Комітет ООН із промислового розвитку до категорії МГЕС відносить гідроелектростанції потужністю до 10 МВт.

КНР запропонувала у країнах Південно-Східної Азії до МГЕС відносити гідроелектростанції з установленою потужністю менше 12 МВт або ГЕС, обладнані агрегатами одиначної потужності до 6 МВт.

У США після впровадження заходів щодо стимулювання розвитку малої гідроенергетики, внесено зміни до класифікації потужностей малої гідроенергетики – верхню межу підвищено з 5 до 15 МВ.

Економія органічного палива за рахунок використання потенціалу малої гідроенергетики в загальному виробництві енергії на 2020 рік прогнозується в обсязі 69 і 99 млн. т умовного палива відповідно для песимістичного й оптимістичного варіантів розвитку світової енергетики.

За 2009 рік в Україні введено в експлуатацію 2 малих ГЕС: Лоташовська МГЕС потужністю 315 кВт в Черкаській області та Яблунецька МГЕС потужністю 1000 кВт в Чернівецькій області (на межі з Івано-Франківською обл.). В 2010–2011 році розпочалось будівництво близько 10 малих ГЕС в Карпатському регіоні України. За даними асоціації «Укргідроенерго», при сприятливих інвестиційних умовах, в Україні є можливість отримати додатково близько 2000 МВт встановленої маневрової потужності на відроджених та знову-збудованих малих гідроелектростанціях.

Станом на 2012 рік в Україні діють близько 30 приватних компаній, що інвестують у відновлювальну енергетику. Найбільші з них: ЗЕА «Новосвіт», ТОВ «Енергоінвест» та інші. Інвестиції направлені були переважно Вінницьку, Черкаську, Хмельницьку, Тернопільську та Житомирську області. На сьогодні тут розташовано 64 % загальної кількості станцій, тоді як технічний гідропотенціал малих річок в цих областях становить всього 14 % загального. Дуже перспективними є Закарпатська та Львівська області, де зосереджено близько 70 % гідропотенціалу малих річок.

Питання використання малих ГЕС в електричних системах з метою підвищення надійності та якості електропостачання споживачів на сьогодні є практично не дослідженими. Важливим тут є дослідження впливу МГЕС на режими роботи розподільних електричних мереж (ЕМ), а також складової втрат електроенергії від адресних перетоків, що зумовлені роботою ГЕС. Недослідженість зазначених питань проявляється у необґрунтовано завищених нормативах втрат електроенергії, що мають відшкодовуватися власниками малих ГЕС у рамках договорів на постачання електроенергії на енергоринок або третім особам. Так, у випадку постачання електроенергії, що виробляється малими ГЕС на енергоринок, типовим договором передбачається компенсація втрат у межах 20%, а у випадку транзиту електроенергії в середині розподільних мереж – у межах 15% від відпущеної електроенергії. Останнє істотно знижує рентабельність інвестицій у відновлення малої гідроенергетики і є одною з причин економічної недоцільності розбудови МГЕС встановленою потужністю 100-350 кВт, що відповідають гідропотенціалу більшості рівнинних річок України.

Дослідження взаємовпливу розподільних електричних мереж та МГЕС, а також математичне моделювання втрат електроенергії, зумовлених адресними перетіканнями від ГЕС до споживача, дозволить сформулювати умови оптимального взаємовпливу МГЕС та електричної мережі. Складність задачі оцінки впливу режимів роботи малих ГЕС на втрати потужності в ЕМ полягає в тому, що втрати потужності залежать від перетоків у вітках схеми мережі нелінійно і скористатися методом накладання неможливо. На даний момент в інженерній практиці використовується ряд методів, що дозволяють виконувати розрахунок зазначеної складової втрат як з однозначно заданою інформацією, так і з імовірно-статистичним оцінюванням втрат [82]. Використання даних методів в розімкнених розподільних мережах, як правило, призводить до виникнення похибки, допустимої на етапі планування режимів ЕМ. Однак, у замкнених розподільних ЕМ збільшується вплив нелінійності функції втрат потужності, що може викликати суттєві помилки обчислення додаткових технічних втрат електроенергії у випадку відхилення режиму ЕМ від планового.

Для розв'язання зазначених проблем у [3] обґрунтовано можливість розв'язання задачі аналізу впливу окремих вузлів генерації на втрати в ЕМ, спираючись на лінійні моделі усталеного режиму ЕМ. Значення повної потужності на початку і в кінці кожної вітки схеми визначається за формулою [3]:

$$\dot{S}_g = \sqrt{3} \dot{U}_g M_\Sigma \hat{I}_g, \quad (1)$$

де \dot{U}_g – діагональна матриця напруг у вузлах включаючи і базисний;

M_Σ – матриця з'єднань віток у вузлах включаючи і балансуючий;

\hat{I}_g - діагональна матриця струмів у вітках схеми (тут і далі знак означає, що матриця або вектор є спряжений).

Згідно [4] зауважимо, що коефіцієнти розподілу втрат залежать від параметрів заступної схеми, які за певних допущень можна вважати постійними, а також від значень напруги у вузлах ЕМ, які визначаються навантаженням і генеруванням у вузлах схеми. Таким чином нелінійність залежності втрат потужності в ЕМ від параметрів її режиму враховується. Визначення коефіцієнтів матриці \hat{T} через поточні значення вузлових напруг по суті означає лінеаризацію режиму електричної мережі при зафіксованих потужностях у вузлах.

Таким чином, для випадку, коли зміна потужностей у вузлах ЕМ є незначною, тобто не викликає істотних (не більше 1%) відхилень напруги у вузлах, залежність втрат потужності в ЕМ від потужностей у її вузлах можна вважати лінійною. Отже, для дослідження впливу малих ГЕС на втрати потужності в розподільних мережах з прийнятною точністю можна використовувати метод накладання.

Для підтвердження отриманих результатів виконано ряд практичних розрахунків з використанням уточнених методів визначення втрат електроенергії в ЕМ на прикладі малих ГЕС, що були відновлені в наслідок діяльності зовнішньоекономічної асоціації «НОВОСВІТ» та експлуатуються у різних областях України, зокрема Звенигородської, Корсунь-Шевченківської, Чернятської та ін. Зазначені ГЕС характеризуються різними встановленими потужностями (у межах 100-630 кВт), а також схемами приєднання до розподільних електричних мереж 110/35/10 кВ. З результатів розрахунків режимів розподільних ЕМ 110/35 кВ з урахуванням видачі

потужності МГЕС встановлено, що за рахунок неспіврозмірності їх генерації та суміжного навантаження, вплив МГЕС на режими роботи електричних мереж практично співмірний з похибкою розрахунків (відхилення напруги у характерних режимах ЕМ за рахунок впливу малої ГЕС становить 0,1–0,5%).

Висновок. Виходячи з цього, можна стверджувати, що малі ГЕС встановленою потужністю 100-630 кВт практично не впливають на характерні режими роботи. У випадку видачі потужності безпосередньо в ЕМ 10 кВ, що характерно для ряду малих ГЕС, їх функціонування істотно впливає на режими мереж. Вирішити питання стабільності електромережі, можна приділяючи особливу увагу підключенню до мережі значних потоків енергії з відновлюваних джерел.

Для зміни ситуації з впровадженням НВДЕ як перспективного напрямку енергозабезпечення України, необхідно:

– провести системне доопрацювання нормативно-законодавчої бази, яке б забезпечило стимули до впровадження НВДЕ, такі як: податкові преференції, пільгове кредитування, лізинг устаткування, прямі субсидії, підвищення тарифів („зелені” тарифи) та ін.

– забезпечити можливості щодо продажу виробленої НВДЕ енергії в мережу;

– забезпечити достатнє фінансування та підтримку науково-технологічних розробок у сфері НВДЕ та створити умови для їх швидкого впровадження.

1. Василько П.Ф. Сучасний стан, потенційні можливості та передумови подальшого розвитку малої гідроенергетики в Україні // Відновлювальна енергетика. – 2006. – № 1. – С. 60-65.
2. Неисчерпаемая энергия. Кн. 3. Альтернативная энергетика / В.С. Кривцов, А.М. Олейников, А.И. Яковлев. – Учебник. – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т. «Харьк. авиац. ин-т», Севастополь: Севаст. нац. техн. ун-т, 2006. – 643 с.
3. Лежнюк П.Д., Кулик В.В., Бурькин А.Б. Определение и анализ потерь мощности от транзитных потоков в электрических сетях энергосистем методом линеаризации // Электрические сети и системы. – 2006. – №1. – С. 28-32.
4. Lezhnyuk P.D., Kulyk V.V., Burykin O.B. Electroenergy Systems Interference Analysis // Proceedings of the XIII International Symposium on Theoretical Electrical Engineering ISTET'05. – Lviv, Ukraine. – 2005. – P. 215-218.

Рецензенти: д.т.н., проф. Лежнюк П.Д.
к.т.н., доц. Грицюк Ю.В.

УДК 675.015.2

Д.В. Стаценко, Б.М. Злотенко, О.П. Цимбаленко

Київський національний університет технологій та дизайну

ДОСЛІДЖЕННЯ ДІЇ ФЕРМЕНТІВ НА ВОЛОГООБМІННІ ВЛАСТИВОСТІ ШКІРИ

У статті розглянуто вплив дії ферментів на вологообмінні властивості шкіри. Проведені дослідження визначення вологовмісту, питомої поверхні пор, щільності, виходу по площі в залежності від рН середовища при якому відбувався процес м'якшення. Приведені та проаналізовані отримані дані цих досліджень.

Ключові слова: м'якшення, ферменти, термограма, щільність, вихід по площі, католіт.

На сьогоднішній день у шкіряному виробництві під час процесу м'якшення використовуються різноманітні ферменти. Їх використання на вищезазначеному технологічному етапі розглядається у наукових журналах [1,2].

Ферменти – органічні каталізатори біологічного походження; речовини, які прискорюють хімічні реакції, необхідні для життєдіяльності організмів. Ферменти виробляються живою протоплазмою; вони беруть участь у всіх біохімічних процесах, мають велику активність і специфічність дії [3].

Шкура – має волоконну будову і складається з органічних речовин – білків, які є основною частиною усіх її гістологічних структур, ліпідів (жирів і жироподібних речовин), вуглеводів. Крім того у шкурі присутні ферменти та вітаміни. До неорганічних сполук шкіри відноситься вода (50-70%) і мінеральні речовини (0,35-0,5%). Співвідношення усіх видів речовин, які входять до складу шкіри змінюються в залежності від виду, статі, віку та умов життя тварини, що необхідно враховувати при розробці технологій переробки шкіри та хутра, в тому числі при використанні ферментних препаратів [4]. У шкіряній промисловості використовується лише дерма.

Метою даної роботи є дослідження дії ферментів на вологообмінні властивості шкіри, для цього проведені дослідження процесу сушіння, визначення вологовмісту, питомої поверхні пор, щільності та виходу по площі зразків.

Дослідження процесів сушіння шкіри враховують дві основні форми зв'язку вологи з колагеном, а саме, фізико-механічна та фізико-хімічна [5]. Наведені форми зв'язку розділяються критичними точками на шість видів (рис. 1). Роботи проводилися з використанням термогравікалориметричного методу, який дозволяє досліджувати вологообмінні властивості та характеристики пористої структури матеріалів у широкому діапазоні розмірів пор. Для їх проведення була використана експериментальна установка [6].

Метод ТК у порівнянні з іншими методами має ряд переваг, серед яких особливо необхідно зазначити його комплексність та швидкість, завдяки чому за результатами одного-двох дослідів з сушіння досліджуваного зразка можна визначити ряд тепломасообмінних властивостей і термодинамічних характеристик матеріалу при порівняно незначних витратах часу.

Шкіряні зразки розміром 40×40 мм поміщались в кювету та зволожувались дистильованою водою до максимально рівня, це забезпечувало можливість для того щоб задати однакові початкові умови перед експериментом для усіх зразків. Після зволоження кювета зі зразком поміщались в баротермостат та проводилось сушіння в необхідному режимі при постійних параметрах середовища, протягом всього дослідження, зокрема при сталій (50 °С) температурі.

Критична точка 3 на термограмі відповідає границі випаровування вільної вологи над зразком (повна вологоємність). Від точки 3 до 3' відбувається видалення капілярної вологи з макропор (радіусом понад 10^{-7} м) та осмотичної вологи. Точка 3' відповідає початку випаровування вологи гігроскопічного стану. Від точки 3' до точки 4 відбувається видалення вологи з мікропор (радіусом менше 10^{-7} м). Точка 4 відповідає максимальній кількості адсорбованої вологи, тобто, починаючи з точки 4, видаляється волога полімолекулярної адсорбції, а від точки 5 і до кінця сушіння відбувається випаровування адсорбованої вологи моношару. На термограмі сушіння можна виділити лише одну прямолінійну ділянку між точками 4 та 5, що відповідає періоду випаровування вологи, найбільш інтенсивно зв'язаної з матеріалом.

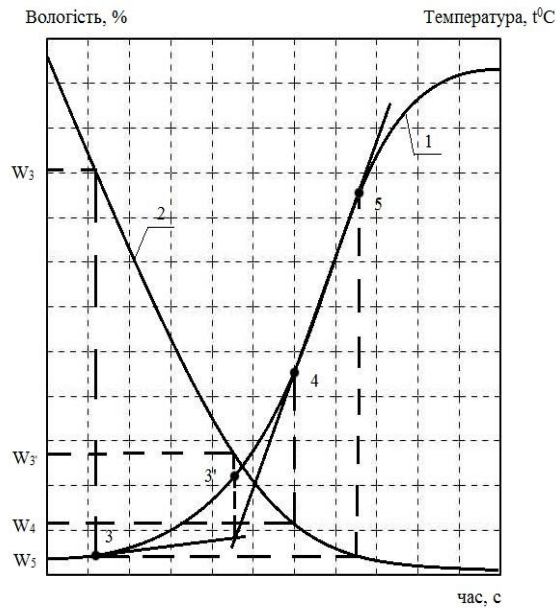


Рис. 1. Термограма сушіння (1) та крива зміни вологовмісту зразка (2)

У роботі досліджувались шкіряні зразки оброблені на етапі м'якшення ферментними розчинами на основі електроактивованої води (католіт) та дистильованої води. У роботі використовувався фермент Протеаза, отриманий при культивуванні бактеріального шламу, розроблений інститутом мікробіології і вірусології НАН України. При температурі 50 °С були зняті термограми цих зразків (рис. 2), а потім розраховані їх вологообмінні властивості табл. 1., рис. 3

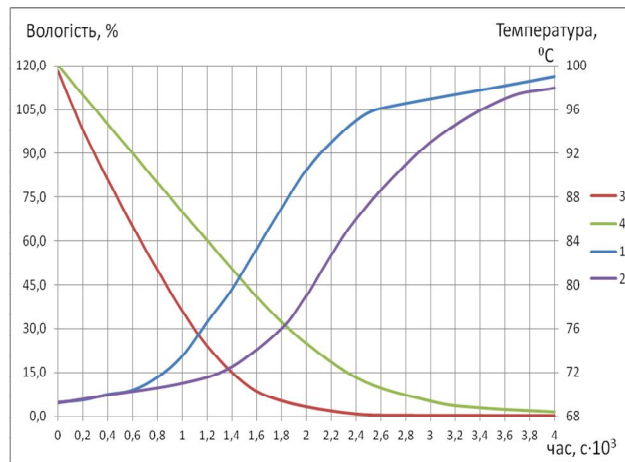


Рис. 2. Криві зміни вологовмісту 3,4 та термограми сушіння 1,2 зразків, оброблених у: католіті – 2,4; дистильованій воді – 1,3.

Таблиця 1

Характеристика вологовмісту шкіряних зразків

Зразок, оброблений під час м'якшення розчином Протеази на основі	Повна вологоємність, %	Диференційний вологовміст, %			Об'єм, 10 ⁻³ м ³ /кг		Питома поверхня пор S _{пит.} , м ² /г
		Волога гігроскопічна	Адсорбована волога		Макропор	Мікропор	
			полішар	моношар			
дистильованою водою	86	36,5	13,3	3,8	49,5	22,3	136,8
католітом	76,1	39,2	15,4	4,8	36,9	23,8	172,8

Пориста структура капілярно-пористих тіл постійна і не залежить від природи зволожуючої рідини, а сорбційні властивості в основному визначаються розмірами молекул рідини, що проникає тільки в пори відповідних розмірів.

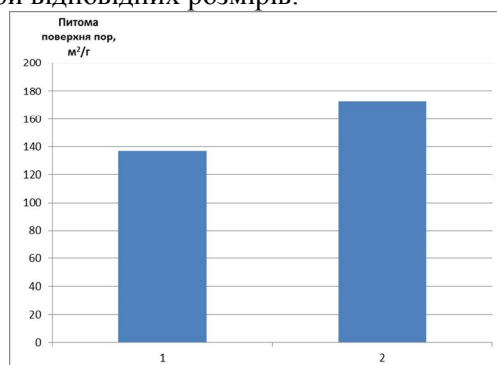


Рис. 3. Діаграма порівняння питомої поверхні пор розчинами на основі 1) дистильованої води, 2) католіт.

Як видно з табл. 1, рис. 2 та рис.3, використання розчину на основі католіту в поєднанні з ферментом Протеаза під час процесу м'якшення забезпечує підвищення гігроскопічності шкірної тканини [7], оскільки збільшується адсорбована волога моношару та питома поверхня пор на 20 %, у порівнянні з технологією, що передбачає використання дистильованої води.

Також у роботі проведені дослідження визначення щільності та виходу по площі шкіряних зразків оброблених вищезазначеними розчинами. Результати досліджень наведені на рис. 4, рис. 5.

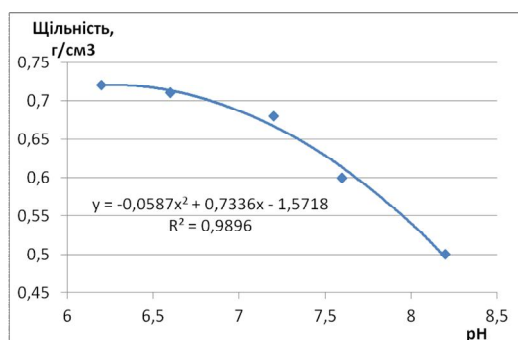


Рис. 4. Залежність щільності зразків від рН

З вищенаведених результатів досліджень видно, що при використанні розчину ферменту Протеаза на основі електроактивованої води (католіт) у порівнянні з розчином на основі дистильованої води, щільність шкіряних зразків зменшується на 30%. Це призводить до зростання деформації, що є у свою чергу є характерним показником пром'якшення напівфабрикату шкіри.

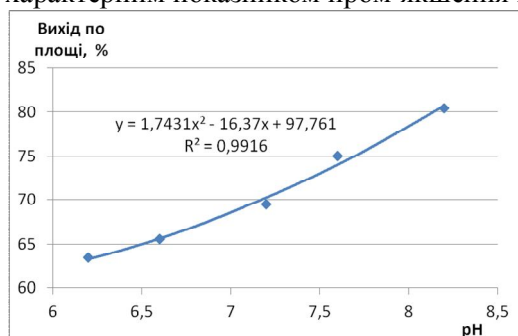


Рис. 5. Залежність виходу по площі від рН.

З результатів досліджень наведених на рис. 5 видно, що вихід по площі у розчині на основі католіту зростає на 12% у порівнянні з розчином на основі дистильованої води.

Результати досліджень показали, що використання розчину на основі електроактивованої води (католіт) в поєднанні з ферментом Протеаза, на відміну від розчину ферменту на основі

дистильованої води, під час процесу м'якшення забезпечує підвищення гігроскопічності шкіряної тканини, оскільки збільшується адсорбована волога моношару та питома поверхня пор на 20 %, також щільність та вихід по площі зразків оброблених даними розчинами змінюється, а саме щільність зменшується на 30%, вихід по площі зростає на 12% при використанні розчину на основі католіту в порівнянні з розчином на основі дистильованої води. Виходячи з результатів даних досліджень краща дія ферменту Протеаза, а саме показники деформації, спостерігається у зразках оброблених розчином на основі електроактивованої води (католіт), тому його можна рекомендувати для використанні у виробництві.

1. Justa Širvaitytė Bating of pelts after deliming with peracetic acid / Justa Širvaitytė, Virgilijus Valeika, Kęstutis Beležka, Violeta Valeikienė // Proc. Estonian Acad. Sci. Chem. – 2006. – № 55. – С. 93-100.
2. Vasudeo Zambare. Application of protease from Bacillus cereus MCM B-326 as a bating agent in leather processing. / Vasudeo Zambare, Smita Nilegaonkar, Pradnya Kanekar// The IOAB Journal. - 2010. - № 1(3). – С. 18-21.
3. Андреева О. А. Фізика та хімія протеїнів: Підручник. – К.: КНУТД, 2003. – 224 с.
4. Шестакова И.С. Ферменты в кожевенном и меховом производстве./ Шестакова И.С., Моисеева Л. В., Миронова Т. Ф.; Учебник.-М.: Легпромбытиздат,1990 – 128 с.
5. Казанский М. Ф. Исследование кинетики тепло- и массообмена капиллярно-пористых материалов в процессе сушки: дис. д.т.н. наук / Казанський Михайл Федорович – Минск.: ИТМО, 1969. – 318 с.
6. Луцык Р. В. Тепломассообмен при обработке текстильных материалов / Луцык Р. В., Малкин Э. С., Абаржи И. И. – К.: Наукова думка, 1993. – 344 с.
7. Основи створення сучасних технологій виробництва шкіри та хутра / [Горбачов А. А., Кернер С. М., Андреева О. А., Орлова О. Д.] . – К.: КНУТД, 2007. – 190 с.

УДК 539.3

В.М. Трач, М.М. Хоружий

Національний університет водного господарства та природокористування

ДО НАПРУЖЕНОГО СТАНУ АНІЗОТРОПНИХ ОБОЛОНОК ДОДАТНОЇ ГАУССОВОЇ КРИВИНИ

Наведені результати аналітичного однорідного та чисельного моментного розрахунків напруженого стану анізотропної неповної сферичної оболонки, що виготовлена із матеріалу з однією площиною симетрії пружних характеристик узагальненого закону Гука.

Ключові слова: анізотропна оболонка, напружений стан, чисельний розрахунок.

Для розрахунків параметрів напруженого стану та стійкості тонкостінних конструкцій найбільш широко використовуються чисельні методи. Однак, при цьому виникає проблема оцінки достовірності отриманих результатів. Очевидно, що для цього еталонними даними можуть служити точні тривимірні або наближені аналітичні розрахунки оболонкових систем. Їх отримання складає важливу та актуальну проблему, що пов'язана з значними математичними складнощами. Але якщо такі результати здобуті, то це дозволяє оцінити достовірність чисельних розрахунків і тим самим зекономити час на їх знаходження. У роботах [1,2,7] приведені розрахунки напружено-деформованих станів, стійкості сферичних оболонок, а в [3,4] дані результати таких розрахунків для оболонок, що виготовлені з ізотропного та ортотропного матеріалів. Їх особливість полягає у тому, що деформовані стани таких оболонок є безмоментними або ж однорідними [5].

В цій роботі приведено наближені аналітичний та чисельний розрахунки, неповної з вирізом у полюсі, тонкої одношарової сферичної анізотропної оболонки. Тонкостінна конструкція має безперервну плавно змінну поверхню, завантажена симетричним рівномірно розподіленим навантаженням, а умови закріплення торців такі, що краї оболонки біля них мають можливість вільно переміщуватись в напрямку нормалі. Це дозволяє здійснювати їх розрахунок за наближеною безмоментною теорією [4] при використанні гіпотез Кірхгофа-Лява. Матеріал, з якого виготовлена оболонка, моделюється так, що симетрія пружних характеристик узагальненого закону Гука пов'язана з однією площиною, яка є паралельною до серединної поверхні [6].

Згідно з [3] для довільно завантаженої анізотропної оболонки обертання, що знаходиться у циліндричній системі координат, маємо такі рівняння рівноваги:

$$\frac{\partial T_1}{\partial s} + (T_1 + T_2) \frac{\sin \gamma}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial s}{\partial \varphi} = -X, \quad (1)$$

$$\frac{\partial T_{12}}{\partial s} - 2T_{12} \frac{\sin \gamma}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_2}{\partial \varphi} = -Y, \quad (2)$$

$$\frac{T_1}{R_1} + \frac{T_2}{R_2} = Z, \quad (3)$$

де T_1 , T_2 і T_{12} – відповідно меридіональні, колові та зсувні погонні зусилля, X, Y, Z – зовнішні навантаження оболонки, віднесені до одиниці площі серединної поверхні, що діють відповідно вздовж меридіана, паралелі та нормалі до неї.

Для таких оболонок співвідношення для деформацій мають вигляд:

$$\varepsilon_1 = \frac{\partial u}{\partial s} + \frac{w}{R_1}, \quad (4)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial \varphi} - \frac{\sin \gamma}{r} u + \frac{w}{R_2}, \quad (5)$$

$$\varepsilon_{12} = \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \varphi} + \frac{\partial v}{\partial s} + \frac{\sin \gamma}{r} v, \quad (6)$$

де $\varepsilon_i, i = 1, 2$, ε_{12} – відповідно лінійні та кутова деформації; u, v, w – відповідно меридіональні, колові та нормальні переміщення довільної точки серединної поверхні оболонки.

Співвідношення пружності для безмоментної анізотропної оболонки такі:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{h} (a_{11}T_1 + a_{12}T_2 + a_{16}T_{12}), \quad (7)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{h} (a_{12}T_1 + a_{22}T_2 + a_{26}T_{12}), \quad (8)$$

$$\varepsilon_{12} = \frac{1}{h} (a_{16}T_1 + a_{26}T_2 + a_{66}T_{12}), \quad (9)$$

де $a_{ij}, i, j = 1, 2, 6$ – пружні сталі узагальненого закону Гука.

Для встановлення напруженого стану оболонки скористаємось методикою представленою в [3]. Виразимо в рівнянні (3) зусилля T_1 через T_2 та після його підстановки в (1) і (2) отримаємо такі вирази для мембранних зусиль:

$$T_1 = -\frac{1}{R_2 \cos^2 \gamma} \left(\int_{s_0}^s r q \sin \gamma ds - T_1^\circ \right), \quad (10)$$

$$T_2 = \frac{1}{R_1 \cos^2 \gamma} \left(\int_{s_0}^s r q \sin \gamma ds + qR - T_1^\circ \right), \quad (11)$$

$$T_{12} = -\frac{T_{12}^\circ}{R_2^2 \cos^2 \gamma}, \quad (12)$$

де T_1°, T_{12}° – сталі інтегрування, що визначаються із граничних умов на торцях оболонки.

Розглядатимемо симетрично завантажену $X = Y = 0, Z = q = const$ неповну анізотропну сферичну оболонку з малим отвором радіуса r_0 [7] у полюсі (рис.1)

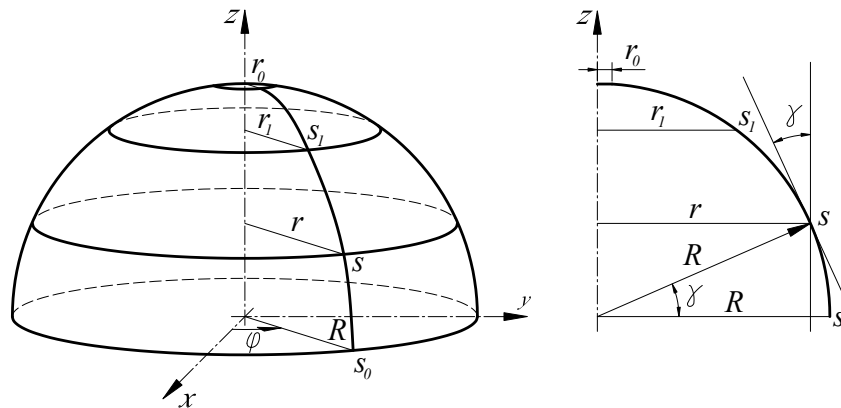


Рис. 1. Сферична неповна оболонка з малим отвором у полюсі.

З геометрії оболонки (рис.1) витікає, що:

$$R_1 = R_2 = R, \quad r = R \cos \gamma, \quad \frac{\partial r}{\partial s} = \sin \gamma, \quad \gamma = \frac{s}{R}, \quad (13)$$

де R – радіус серединної поверхні оболонки, r – відстань від довільної точки серединної поверхні до осі обертання z , γ – кут між дотичною до меридіана і віссю обертання.

Граничні умови закріплення торців оболонки такі:

$$\text{при } s = s_0, \quad u = 0, v = 0; \quad s = L, \quad u = 0, v = 0,$$

$$(14)$$

де L – довжина меридіана оболонки.

При урахуванні залежностей (13) та після інтегрування виразів (10)-(11) за меридіональною координатою s сферичної оболонки, отримаємо розв'язок для мембранних зусиль:

$$T_1 = \frac{qR}{2} + \frac{T_1^\circ}{R \cos^2 \frac{s}{R}}, \quad T_2 = \frac{qR}{2} - \frac{T_1^\circ}{R \cos^2 \frac{s}{R}}, \quad T_{12} = \frac{T_{12}^\circ}{R^2 \cos^2 \frac{s}{R}}. \quad (15)$$

Для знаходження сталих інтегрування T_1° , T_{12}° скористаємось виразами для переміщень, що отримані зі спільного розв'язку систем (4)-(6) та (7)-(9):

$$u = \frac{\cos \frac{s}{R}}{h} \int_{s_0}^s [(a_{11} - 2a_{12} + a_{22})T_1 + (a_{16} - a_{26})T_{12} + (a_{12} - a_{22})qR] \frac{ds}{\cos \frac{s}{R}} + u_0 \cos \frac{s}{R}, \quad (16)$$

$$v = \frac{\cos \frac{s}{R}}{h} \int_{s_0}^s [(a_{16} - a_{26})T_1 + a_{66}T_{12} + a_{26}qR] \frac{ds}{\cos \frac{s}{R}} + v_0 R \cos \frac{s}{R}, \quad (17)$$

де u_0, v_0 – також сталі інтегрування.

Після підстановки (15) в (16) і (17) та деяких математичних перетворень вирази для меридіональних, колових і зсувних погонних зусиль приймуть такий вид:

$$T_1 = \frac{qR}{2} \left[1 - \frac{1}{\cos^2 \left(\frac{L}{R} \right)} \cdot \frac{B}{A} \cdot \left(\frac{a_{66}(a_{11} - a_{22}) - a_{16}^2 + a_{26}^2}{a_{66}(a_{11} - 2a_{12} + a_{22}) - (a_{16} - a_{26})^2} \right) \right], \quad (18)$$

$$T_2 = \frac{qR}{2} \left[1 + \frac{1}{\cos^2 \left(\frac{L}{R} \right)} \cdot \frac{B}{A} \cdot \left(\frac{a_{66}(a_{11} - a_{22}) - a_{16}^2 + a_{26}^2}{a_{66}(a_{11} - 2a_{12} + a_{22}) - (a_{16} - a_{26})^2} \right) \right], \quad (19)$$

$$T_{12} = -\frac{qR}{2 \cos^2 \left(\frac{s}{R} \right)} \cdot \frac{B}{A} \cdot \left(\frac{(a_{16} - a_{26})(a_{11} - a_{22}) + (a_{11} - 2a_{12} + a_{22})(a_{26} + a_{16})}{a_{66}(a_{11} - 2a_{12} + a_{22}) - (a_{16} - a_{26})^2} \right), \quad (20)$$

$$\text{де } A = \frac{1}{2} \left[\ln \operatorname{tg} \left(\frac{L}{2R} + \frac{\pi}{4} \right) + \frac{\sin \left(\frac{L}{R} \right)}{\cos \left(\frac{L}{R} \right)} \right], \quad B = \ln \left[\operatorname{tg} \left(\frac{L}{R} \right) + \frac{1}{\cos \left(\frac{L}{R} \right)} \right]. \quad (21)$$

В (19)-(21) пружні сталі узагальненого закону Гука згідно [6] визначаються за виразами:

$$a_{11} = \frac{\cos^4 \psi}{E_1} + \left(\frac{1}{G} - \frac{2\nu_1}{E_1} \right) \sin^2 \psi \cos^2 \psi + \frac{\sin^4 \psi}{E_2},$$

$$a_{22} = \frac{\sin^4 \psi}{E_1} + \left(\frac{1}{G} - \frac{2\nu_2}{E_2} \right) \sin^2 \psi \cos^2 \psi + \frac{\cos^4 \psi}{E_2},$$

$$a_{12} = \frac{1}{4} \left(\frac{1+\nu_1}{E_1} + \frac{1+\nu_2}{E_2} - \frac{1}{G} \right) \sin(2\psi)^2 + \frac{\nu_1}{E_1},$$

$$a_{66} = \left(\frac{1+\nu_1}{E_1} + \frac{1+\nu_2}{E_2} - \frac{1}{G} \right) \sin(2\psi)^2 + \frac{1}{G},$$

$$a_{16} = \left[2 \left(\frac{\sin^2 \psi}{E_2} - \frac{\cos^2 \psi}{E_1} \right) + \left(\frac{1}{G} - \frac{2\nu_1}{E_1} \right) (\cos^2 \psi - \sin^2 \psi) \right] \sin \psi \cos \psi,$$

$$a_{26} = \left[2 \left(\frac{\cos^2 \psi}{E_2} - \frac{\sin^2 \psi}{E_1} \right) - \left(\frac{1}{G} - \frac{2\nu_2}{E_2} \right) (\cos^2 \psi - \sin^2 \psi) \right] \sin \psi \cos \psi. \quad (22)$$

Тут E_1 і E_2 – модулі пружності матеріалу, G – модуль зсуву, ν_1 та ν_2 – коефіцієнти Пуассона, ψ – кут укладки композитного матеріалу.

Найбільш раціональним для розрахунку тонкостінних оболонок обертання є метод дискретної ортогоналізації [8], який використовується для розв'язку систем звичайних диференціальних рівнянь виду

$$\frac{dy_i}{d\alpha_1} = f_i(y_1 \dots y_8), \quad i = 1, 2, \dots, 8. \quad (23)$$

В (23) використані позначення розв'язувальних функцій y_i для активних змінних у такому переліку:

$$y_1 = T_{11} + S\omega_2, \quad y_2 = S + T_{11}\omega_1 - \frac{1}{R_2}M_{12}, \quad y_3 = T_{13} + T_{11}\theta_1 + S\theta_2, \quad y_4 = M_{11}, \quad y_5 = u, \quad y_6 = v,$$

$$y_7 = w, \quad y_8 = \theta. \quad (24)$$

Функції y_i задовольняють умовам $A_1 Y = b_1$ і $A_2 Y = b_2$ при $\alpha_1 = \alpha_{1,0}$ і $\alpha_1 = \alpha_{1,k}$, де A_i – це матриці 4x8, Y – вектор, компонентами якого є розв'язувальні функції y_i , b_i – вектори з компонентами крайових зусиль, моментів, або відповідних переміщень, $\alpha_{1,0}$, $\alpha_{1,k}$ – початок і кінець інтервалу інтегрування.

За запропонованою методикою було здійснено чисельний розрахунок, неповної з вирізом у полюсі, тонкої одношарової сферичної анізотропної оболонки радіусом $R=1$ м, товщиною $h=0,01$ м. Змінювався кут ψ укладання композиту. Характеристики пружності шару такі:

$$E_1 = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}, \quad E_2 = 5 \cdot 10^4 \text{ МПа}, \quad G = 4,55 \cdot 10^4 \text{ МПа}, \quad \nu_1 = 0,2, \quad \nu_2 = 0,05.$$

Тонкостінна конструкція має безперервну плавно змінну поверхню та завантажена симетричним рівномірно розподіленим навантаженням $q = 1 \text{ кН} / \text{м}$.

Визначалися величини зусиль в точці К, що знаходиться на відстані $s = 0,1L$ та $s = 0,5L$ в залежності від зміни кута намотки, де L – довжина твірної оболонки. Розрахунок проілюстровано табличними даними та графічними залежностями, що представлені на рисунках 2-5 і в таблицях 1 та 2.

Таблиця 1

Значення зусиль в т.К оболонки на відстані $s=0.5L$

ψ°	$T_1, \text{кН}\cdot\text{м}/\text{м}$			$T_2, \text{кН}\cdot\text{м}/\text{м}$			$T_{12}, \text{кН}\cdot\text{м}/\text{м}$		
	Аналіт. метод	МДО		Аналіт. метод	МДО		Аналіт. метод	МДО	
		Лін.	Нелін.		Лін.	Нелін.		Лін.	Нелін.
0	-50.16	-52.0	-51.8	-49.84	-47.9	-48.2	0	0	0
10	-50.15	-51.9	-51.7	-49.85	-48.1	-48.3	0.076	0.100	0.082
20	-50.12	-51.4	-51.3	-49.88	-48.5	-48.7	0.129	0.173	0.141
30	-50.08	-50.8	-50.7	-49.95	-49.2	-49.3	0.153	0.200	0.162
40	-50.03	-50.0	-50	-49.97	-50.0	-50	0.158	0.182	0.141
50	-49.97	-49.3	-49.3	-50.03	-50.7	-50.8	0.158	0.136	0.095
60	-49.92	-48.7	-48.6	-50.08	-51.3	-51.4	0.153	0.086	0.049
70	-49.88	-48.3	-48.2	-50.12	-51.7	-51.8	0.129	0.047	0.017
80	-49.85	-48.0	-47.9	-50.15	-52.0	-52.1	0.076	0.020	0.004
90	-49.84	-47.9	-47.8	-50.16	-52.1	-52.2	0	0	0

На графіках суцільна крива відображає характер зміни величини зусилля отриманого за аналітичним розрахунком. Крім того, наведені результати чисельного розрахунку в геометрично лінійній та нелінійній постановках задачі. Перший з них представлений штриховою лінією, другий – штрих пунктирою.

Проведені співставлення аналітичного та чисельного розрахунку сферичної анізотропної оболонки вказують на незначну відмінність величини зусиль посередині твірної сферичної оболонки. Збільшення неспівпадіння за зусиллями має місце на відстані близькій до защемлення. Це на наш погляд пов'язано з відмінностями в постановці задачі аналітичного та чисельного розрахунків. Перший є однорідним, а другий – моментним. Очевидним є те, що краєві ефекти викликають розбіжність співставлюваних результатів.

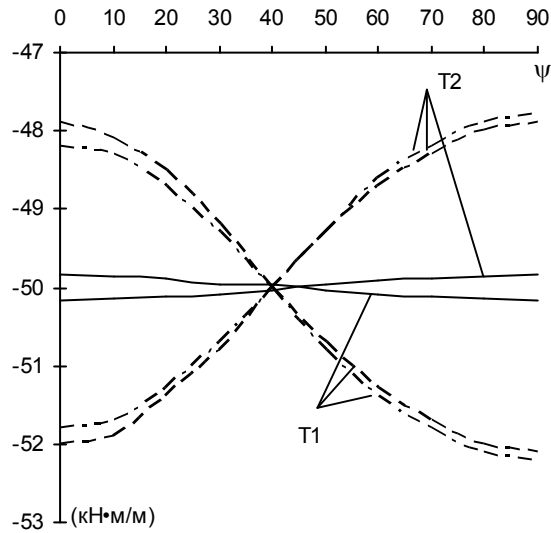


Рис. 2. Залежність величини зусиль T_1 та T_2 в т.К. що знаходиться на відстані $s=0.5L$ від зміни величини кута намотки ψ

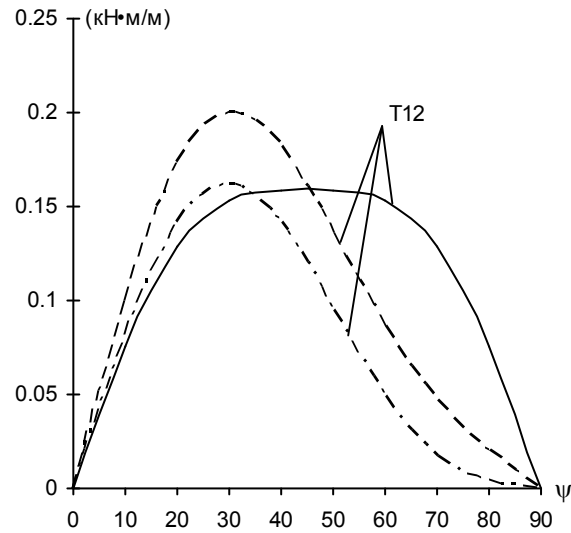


Рис. 3. Залежність величини зусилля T_{12} в т.К. що знаходиться на відстані $s=0.5L$ від зміни величини кута намотки ψ

Таблиця 2

Значення зусиль в т.К на відстані $s=0.1L$

ψ°	$T_1, \text{кН}\cdot\text{м/м}$			$T_2, \text{кН}\cdot\text{м/м}$			$T_{12}, \text{кН}\cdot\text{м/м}$		
	Аналіт. метод	МДО		Аналіт. метод	МДО		Аналіт. метод	МДО	
		Лін.	Нелін.		Лін.	Нелін.		Лін.	Нелін.
0	-50.08	-51.0	-51.0	-49.92	-38.2	-37.3	0	0	0
10	-50.08	-51.0	-50.9	-49.92	-38.6	-37.7	0.04	0.0524	0.0447
20	-50.06	-50.7	-50.7	-49.94	-39.9	-39	0.067	0.0905	0.0772
30	-50.04	-50.4	-50.4	-49.96	-42.1	-41.1	0.08	0.105	0.0886
40	-50.01	-50.0	-50.0	-49.99	-45	-43.9	0.082	0.0951	0.0778
50	-49.99	-49.7	-49.7	-50.01	-48.2	-47	0.082	0.0710	0.0531
60	-49.96	-49.3	-49.3	-50.04	-50.7	-49.6	0.08	0.045	0.0278
70	-49.94	-49.1	-49.1	-50.06	-52	-51.1	0.067	0.0246	0.0108
80	-49.92	-49.0	-48.9	-50.08	-52.2	-51.6	0.04	0.0106	0.00279
90	-49.92	-48.9	-48.9	-50.08	-52.2	-51.6	0	0	0

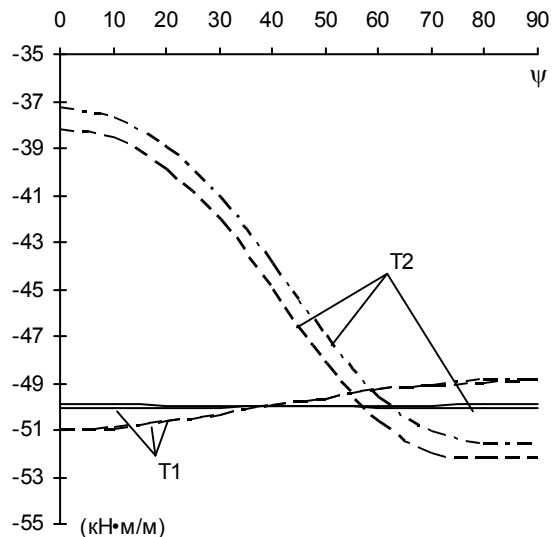


Рис. 4. Залежність величини зусиль T_1 та T_2 в т.К, що знаходиться на відстані $s=0.1L$ від зміни величини кута намотки ψ

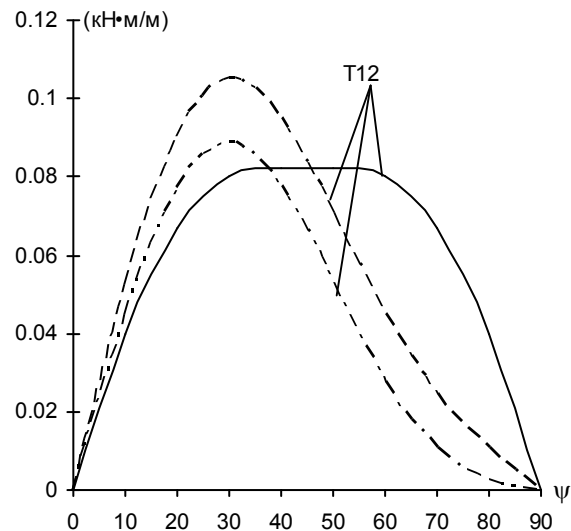


Рис. 5. Залежність величини зусилля T_{12} в т.К, що знаходиться на відстані $s=0.1L$ від зміни величини кута намотки ψ

1. Валишвили Н.В. Методы расчета оболочек вращения на ЭЦВМ / Валишвили Н.В. // – М.: Машиностроение, 1976. – С. 278.
2. Григоренко Я.М. Теория оболочек переменной жесткости / Григоренко Я.М., Василенко А.Т. // – Киев: Наук. Думка, 1981. – С. 544.
3. Амбарцумян С.А. Теория анизотропных оболочек / Амбарцумян С.А. // – М: Государственное издательство физико-математической литературы, 1961. – С. 384.
4. Колкунов Н.В. Основы расчета упругих оболочек / Колкунов Н.В. // – М: Государственное издательство «Высшая школа», 1963. – С. 278.
5. Гузь А.Н. Устойчивость трехмерных деформируемых систем / Гузь А.Н. // – К.: Наук. Думка, 1981. – С. 275.
6. Лехницкий А.К. Теорию упругости анизотропного тела / Лехницкий А.К. // – М.: Наука, 1977. – С. 416.
7. Баженов В.А. Нелінійне деформування, стійкість і закритична поведінка анізотропних оболонок: Монографія / Баженов В.А., Семенюк М.П., Трач В.М. // – К.: Каравела, 2010. – С. 352.
8. Григоренко Я.М. Численное решение задач статики гибких слоистых оболочек с переменными параметрами / Григоренко Я.М., Крюков Н.Н. // – К., Наук. думка, 1988. – С. 264.

УДК 539.3

В.М. Трач, М.М. Хоружий

Національний університет водного господарства та природокористування

ДО ПИТАННЯ ПРО НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН АНІЗОТРОПНИХ ОБОЛОНОК СЕРЕДЬОГО ЗГИНУ

В роботі представлено підхід стосовно отримання геометрично нелінійних неоднорідних диференціальних рівнянь про напружено-деформований стан анізотропних оболонок, що ґрунтується на теорії типу Тимошенко.

Ключові слова: анізотропна оболонка, напружено-деформований стан, теорія типу Тимошенко.

Питання про напружено-деформований стан (НДС) тонких анізотропних оболонок представлено в незначній кількості робіт [7, 3, 6, 9, 11, 12, 13, 14, 15]. Найбільш ґрунтовно воно висвітлене в монографії [3]. В практиці розрахунків також користуються поняттям оболонок середньої товщини. Відомо, що для їх розрахунку слід використовувати уточнені теорії. Найбільш широкого вжитку серед яких набула теорія типу Тимошенко [12, 15]. Тому, в даній роботі представлений підхід стосовно отримання нелінійних рівнянь теорії типу Тимошенко про НДС анізотропних оболонок.

Розподіл переміщень u, v, w за товщиною оболонки згідно з гіпотезами Тимошенко такий:

$$u = u + z\theta_1, \quad v = v + z\theta_2, \quad w = w + z\chi, \quad (1)$$

де u, v, w в правій частині виразів – відповідні переміщення серединної поверхні оболонки, z – координата за якою змінюється товщина оболонки.

В [10] на цій основі представлено вираз для потенціальної енергії анізотропних оболонок середньої товщини

$$V = \frac{1}{2} \int \int [C_{11}^* \varepsilon_{11}^2 + 2C_{12}^* \varepsilon_{11} \varepsilon_{22} + C_{22}^* \varepsilon_{22}^2 + 2C_{16}^* \varepsilon_{11} \varepsilon_{12} + 2C_{26}^* \varepsilon_{22} \varepsilon_{12} + C_{16}^* \varepsilon_{11}^2 + 2B_{11}^* \varepsilon_{11} \kappa_1 + 2B_{12} (\varepsilon_{11} \kappa_2 + \varepsilon_{22} \kappa_1) + 2B_{22}^* \varepsilon_{22} \kappa_2 + 4B_{16}^* \varepsilon_{11} \tau + 4B_{26}^* \varepsilon_{22} \tau + 2B'_{16} \varepsilon_{12} \kappa_1 + 2B'_{16} \varepsilon_{12} \kappa_2 + 4B_{66}^* \varepsilon_{12} \tau + D_{11} \kappa_1^2 + 2D_{12} \kappa_1 \kappa_2 + 4D_{16} \kappa_1 \tau + 4D_{16} \kappa_2 \tau + D_{22} \kappa_2^2 + 4D_{66} \tau^2 + C_{44}^* \varepsilon_{23}^2 + C_{45}^* \varepsilon_{23} \varepsilon_{13} + C_{55}^* \varepsilon_{13}^2] A_1 A_2 d\alpha_1 d\alpha_2. \quad (2)$$

В (2) жорсткості C_{ij} , B_{ij} , D_{ij} визначаються загальноприйнятими формулами [7]. Для присутніх жорсткостей C_{ij}^* , B_{ij}^* , B'_{ij} маємо такі вирази:

$$\begin{aligned} C_{11}^* &= C_{11} - HB_{11} + 2\sqrt{E} \frac{1}{R_1} D_{11}, & C_{22}^* &= C_{22} - HB_{22} + 2\sqrt{E} \frac{1}{R_2} D_{22}, \\ C_{12}^* &= C_{12} - 2HB_{12}, & C_{66}^* &= C_{66} - 2HB_{66} + (4E + \kappa)D_{66}, \\ C_{16}^* &= C_{16} - HB_{16} + 2\sqrt{E} \frac{1}{R_1} D_{11}, & C_{26}^* &= C_{26} - HB_{26} + 2\sqrt{E} \frac{1}{R_2} D_{22}, \\ B_{11}^* &= B_{11} + 2\sqrt{E}D_{11}, & B_{12}^* &= B_{12}, & B_{22}^* &= B_{22} - 2\sqrt{E}D_{22}, \\ B_{16}^* &= B_{16} + \sqrt{E}D_{16}, & B_{26}^* &= B_{26} - \sqrt{E}D_{26}, & B'_{16} &= B_{16} + \frac{1}{R_1} D_{16}, \\ B'_{26} &= B_{26} + \frac{1}{R_2} D_{26}, & B_{66}^* &= B_{26} + HD_{26}. \end{aligned} \quad (3)$$

У них використані відомі з диференціальної геометрії позначення:

$$H = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) - \text{середня кривина, } k = \frac{1}{R_1 R_2} - \text{гаус сова кривина, } E = \frac{1}{4} \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right)^2 -$$

ейлерова різниця поверхні.

Співвідношення закону Гука для анізотропного матеріалу з однією площиною симетрії мають вигляд [5]:

$$\begin{aligned} \sigma_{11} &= a_{11}\varepsilon_{11} + a_{12}\varepsilon_{22} + a_{13}\varepsilon_{33} + a_{16}\varepsilon_{12}, & \sigma_{22} &= a_{12}\varepsilon_{11} + a_{22}\varepsilon_{22} + a_{23}\varepsilon_{33} + a_{26}\varepsilon_{12}, \\ \sigma_{33} &= a_{13}\varepsilon_{11} + a_{23}\varepsilon_{22} + a_{33}\varepsilon_{33} + a_{36}\varepsilon_{12}, & \sigma_{23} &= a_{44}\varepsilon_{23} + a_{45}\varepsilon_{13}, \\ \sigma_{13} &= a_{45}\varepsilon_{23} + a_{55}\varepsilon_{13}, & \sigma_{12} &= a_{16}\varepsilon_{11} + a_{26}\varepsilon_{22} + a_{36}\varepsilon_{33} + a_{66}\varepsilon_{12}. \end{aligned} \quad (4)$$

Для деформацій з точністю до квадратичних членів в [4] отримано:

$$\varepsilon_{11} = \widehat{\varepsilon}_{11} + z\kappa_{11} + z^2\nu_{11}, \quad \varepsilon_{22} = \widehat{\varepsilon}_{22} + z\kappa_{22} + z^2\nu_{22}, \quad \varepsilon_{12} = \widehat{\varepsilon}_{12} + z\kappa_{12} + z^2\nu_{12}, \quad (5)$$

де

$$\begin{aligned} \widehat{\varepsilon}_{11} &= \varepsilon_1 + \frac{1}{2}\theta_1^2, \quad \widehat{\varepsilon}_{22} = \varepsilon_2 + \frac{1}{2}\theta_2^2, \quad \widehat{\varepsilon}_{12} = \theta_1\theta_2, \\ \kappa_{11} &= \chi_1 + \varepsilon_1\chi_1 + \theta_1\chi_{13}, \quad \kappa_{22} = \chi_2 + \varepsilon_2\chi_2 + \theta_2\chi_{23}, \quad \kappa_{12} = \tau_1^* + \tau_2^*, \\ \nu_{11} &= \frac{1}{R_1}\kappa_{11} + \frac{1}{2}(\chi_1^2 + \tau_1^2 + \chi_{13}^2), \quad \nu_{22} = \frac{1}{R_2}\kappa_{22} + \frac{1}{2}(\chi_2^2 + \tau_2^2 + \chi_{23}^2), \end{aligned} \quad (6)$$

$$\nu_{12} = \frac{1}{R_1}\tau_1^* + \frac{1}{R_2}\tau_2^* + \chi_1\tau_2 + \chi_{13}\chi_{23},$$

$$\chi_1 = \kappa_1 + \frac{\varepsilon_1}{R_1}, \quad \chi_2 = \kappa_2 + \frac{\varepsilon_2}{R_2}, \quad \tau_1 = t_1, \quad \tau_2 = t_2, \quad \tau_1^* = \tau_1 + \varepsilon_2\tau_1 + \theta_2\chi_{13},$$

$$\tau_2^* = \tau_2 + \varepsilon_1\tau_2 + \theta_1\chi_{23}, \quad \chi_{13} = \kappa_{13} + \frac{1}{R_1}\theta_1', \quad \chi_{23} = \kappa_{23} + \frac{1}{R_2}\theta_2'. \quad (7)$$

Деформації та прирости кривин і кручення такі:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{11} = \varepsilon_1 &= \frac{1}{A_1} \frac{\partial u}{\partial \alpha_1} + a_1 v - \frac{w}{R_1}, \quad \varepsilon_{22} = \varepsilon_2 = \frac{1}{A_2} \frac{\partial v}{\partial \alpha_2} + a_2 v - \frac{w}{R_2}, \quad \varepsilon_{12} = \theta_1' + \theta_2', \\ \kappa_{11} = \kappa_1 + \frac{\varepsilon_1}{R_1}, \quad \kappa_1 &= \frac{1}{A_1} \frac{\partial \theta_1'}{\partial \alpha_1} + a_1 \theta_1' - \frac{\theta_2'}{R_1}, \quad \kappa_{22} = \kappa_2 + \frac{\varepsilon_2}{R_2}, \quad \kappa_2 = \frac{1}{A_2} \frac{\partial \theta_2'}{\partial \alpha_2} + a_2 \theta_2' - \frac{\theta_1'}{R_2}, \\ \kappa_{12} = t_1 + t_2, \quad t_1 &= \frac{1}{A_1} \frac{\partial \theta_1}{\partial \alpha_1} - a_1 \theta_1, \quad t_2 = \frac{1}{A_2} \frac{\partial \theta_2}{\partial \alpha_2} - a_2 \theta_2, \\ \nu_{11} &= \frac{1}{R_1} \kappa_{11}, \quad \nu_{22} = \frac{1}{R_2} \kappa_{22}, \quad \nu_{12} = \frac{1}{R_1} \tau_1 + \frac{1}{R_2} \tau_2. \end{aligned} \quad (8)$$

В (8) використані позначення: $a_1 = \frac{1}{A_1 A_2} \frac{\partial A_1}{\partial \alpha_2}$, $a_2 = \frac{1}{A_1 A_2} \frac{\partial A_2}{\partial \alpha_1}$.

Кути повороту та залежності для кривин і кручення κ_{ij} мають вид:

$$\theta_1' = \frac{1}{A_1} \frac{\partial w}{\partial \alpha_1} + \frac{u}{R_1}, \quad \theta_2' = \frac{1}{A_2} \frac{\partial w}{\partial \alpha_2} + \frac{u}{R_2}. \quad (9)$$

$$\kappa_{11} = \kappa_1 + \frac{1}{R_1} \varepsilon_{11}, \quad \kappa_{22} = \kappa_2 + \frac{1}{R_2} \varepsilon_{22}, \quad \kappa_{12} = 2\tau + \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \varepsilon_{12}. \quad (10)$$

У виразі кручення κ_{12} маємо нову функцію τ , а також ν_{ij}

$$t_1 = t_2 = \tau, \quad \nu_{11} = \frac{1}{R_1} \kappa_{11}, \quad \nu_{22} = \frac{1}{R_2} \kappa_{22}, \quad \nu_{12} = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \tau. \quad (11)$$

Згідно [1, 2] потенціалу у вигляді (2) достатньо для побудови канонічної системи рівнянь нелінійної теорії оболонок при використанні перетворень Лагранжа та побудови варіаційного принципу типу Рейсснера, що буде розглянуто нижче.

За використанням виразу потенціальної енергії (2) виконаємо перетворення Лежандра згідно загальної схеми. Введемо нові змінні:

$$\begin{aligned} T_{11} &= \frac{\partial V'}{\partial \varepsilon_{11}} = C_{11}^* \varepsilon_{11} + C_{12}^* \varepsilon_{22} + C_{16}^* \varepsilon_{12} + B_{11}^* \kappa_{11} + B_{12} \kappa_{22} + B_{16}^* \kappa_{12}, \\ T_{22} &= \frac{\partial V'}{\partial \varepsilon_{22}} = C_{12}^* \varepsilon_{11} + C_{22}^* \varepsilon_{22} + C_{26}^* \varepsilon_{12} + B_{12} \kappa_{11} + B_{22}^* \kappa_{22} + B_{26}^* \kappa_{12}, \\ T_{12} &= \frac{\partial V'}{\partial \varepsilon_{12}} = C_{16}^* \varepsilon_{11} + C_{26}^* \varepsilon_{22} + C_{66}^* \varepsilon_{12} + B_{16}'' \kappa_{11} + B_{26}' \kappa_{22} + B_{66}^* \kappa_{12}, \\ M_{11} &= \frac{\partial V'}{\partial \kappa_1} = B_{11}^* \varepsilon_{11} + B_{12} \varepsilon_{22} + B_{16}' \varepsilon_{12} + D_{11} \kappa_{11} + D_{12} \kappa_{22} + D_{16} \kappa_{12}, \\ M_{22} &= \frac{\partial V'}{\partial \kappa_2} = B_{12} \varepsilon_{11} + B_{22}^* \varepsilon_{22} + B_{26}' \varepsilon_{12} + D_{12} \kappa_{11} + D_{22} \kappa_{22} + D_{26} \kappa_{12}, \\ M_{12} &= \frac{\partial V'}{\partial \kappa_{12}} = B_{16}^* \varepsilon_{11} + B_{26}^* \varepsilon_{22} + B_{66}^* \varepsilon_{12} + D_{16} \kappa_{11} + D_{26} \kappa_{22} + D_{66} \kappa_{12}, \\ Q_{13} &= \frac{\partial V'}{\partial \varepsilon_{13}} = C_{45}^* \varepsilon_{23} + 2C_{55}^* \varepsilon_{13}, \quad Q_{23} = \frac{\partial V'}{\partial \varepsilon_{23}} = 2C_{44}^* \varepsilon_{23} + C_{45}^* \varepsilon_{13}, \end{aligned} \quad (12)$$

Тут T_{ij} , Q_{ij} , M_{ij} – зусилля та моменти, що діють в перерізах оболонки.

Введемо нову гамільтонову функцію

$$H_q = T_{11} \varepsilon_{11} + T_{22} \varepsilon_{22} + T_{12} \varepsilon_{12} + M_{11} \kappa_{11} + M_{22} \kappa_{22} + M_{12} \kappa_{12} + Q_{23} \varepsilon_{23} + Q_{13} \varepsilon_{13} - V. \quad (13)$$

Вираз потенціальної енергії (2) в згорнутій матричній формі такий

$$V(\varepsilon, \chi) = \iint V'(\varepsilon, \chi) A_1 A_2 d\alpha_1 d\alpha_2, \quad (14)$$

де $V'(\varepsilon, \chi) = \frac{1}{2} (\varepsilon^T C \varepsilon + 2\varepsilon^T B \chi + \chi^T D \chi)$.

За використанням (13), (14) отримаємо інтеграл дії, що являє собою функціонал Рейсснера

$$\Pi_R = \iint [T^T \varepsilon(u) + M^T \chi(u) + T_{13} \theta_1(u) + T_{23} \theta_2(u) - H_q] A_1 A_2 d\alpha_1 d\alpha_2 - A. \quad (15)$$

Інтеграл у виразі (15) хоча є іншою формою запису функціоналу потенціальної енергії, але він має екстремальні властивості. Різниця в тому, що в ньому незалежно варіюються як переміщення, так і зусилля. Принцип Рейсснера у вигляді (15) дозволяє отримати канонічну систему рівнянь, яка складена із рівнянь рівноваги, стану та відповідним їм граничних умов.

Розв'язок задачі НДС анізотропних оболонок додатної та відємної гауссових кривин проведемо за використанням методу дискретної ортогоналізації [13]. Для отримання відповідних розв'язувальних рівнянь теорії анізотропних оболонок скористаємось частинним варіаційним принципом. Виконаємо перетворення Лежандра, ввівши нові змінні:

$$T_{11} = \frac{\partial V'}{\partial \varepsilon_{11}}, \quad T_{12} = \frac{\partial V'}{\partial \varepsilon_{12}}, \quad M_{11} = \frac{\partial V'}{\partial \kappa_{11}}, \quad Q_{13} = \frac{\partial V'}{\partial \varepsilon_{13}}. \quad (16)$$

Функцію $V'(\varepsilon, \chi)$ запишемо за допомогою матриць. Маємо

$$V'(\varepsilon, \chi) = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{12}^T & H_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \end{bmatrix} = \frac{1}{2} [\varepsilon_1^T H_{11} \varepsilon_1 + 2\varepsilon_1^T H_{12} \varepsilon_2 + \varepsilon_2^T H_{22} \varepsilon_2]. \quad (17)$$

В (17) введені наступні матричні позначення:

$$\varepsilon_1 = \begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{12} \\ k_{11} \\ \varepsilon_{13} \end{bmatrix}, \quad \varepsilon_2 = \begin{bmatrix} \varepsilon_{22} \\ k_{22} \\ k_{12} \\ \varepsilon_{23} \end{bmatrix},$$

$$H_{11} = \begin{bmatrix} C_{11}^* & C_{16}^* & B_{11}^* & 0 \\ C_{16}^* & C_{66}^* & B_{16}^* & 0 \\ B_{11}^* & B_{16}^* & D_{11} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2C_{55}^* \end{bmatrix}, \quad H_{12} = \begin{bmatrix} C_{12}^* & B_{12} & B_{16}^* & 0 \\ C_{26}^* & B_{26}^* & B_{66}^* & 0 \\ B_{12} & D_{12} & D_{16} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{45}^* \end{bmatrix}, \quad H_{22} = \begin{bmatrix} C_{12}^* & B_{22}^* & B_{26}^* & 0 \\ B_{12}^* & D_{22} & D_{26} & 0 \\ B_{26}^* & D_{26} & D_{66} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2C_{44}^* \end{bmatrix}. \quad (18)$$

Із співвідношення

$$T_1 = H_{11}\varepsilon_1 + H_{12}\varepsilon_2 \quad (19)$$

знаходимо

$$\varepsilon_1 = H_{11}^{-1}T_1 - H_{11}^{-1}H_{12}\varepsilon_2. \quad (20)$$

Підставивши значення для ε_1 в (17) отримуємо

$$V'(\varepsilon, \chi) = \frac{1}{2} \left[T_1^T H_{11}^{-1} T_1 + \varepsilon_2^T (H_{22} - H_{12}^T H_{11}^{-1} H_{12}) \varepsilon_2 \right]. \quad (21)$$

Утворимо нову функцію

$$H_q = T_1^T \varepsilon_1 - V'(\varepsilon, \chi). \quad (22)$$

При урахуванні ε_1 одержимо функцію Гамільтона

$$H_q = \frac{1}{2} \left[T_1^T H_{11}^{-1} T_1 - 2T_1^T H_{11}^{-1} H_{12} \varepsilon_2 - \varepsilon_2^T (H_{22} - H_{12}^T H_{11}^{-1} H_{12}) \varepsilon_2 \right]. \quad (23)$$

У відповідності до методу Гамільтона створимо інтеграл дії

$$A_R = \iint [T_{11}\varepsilon_{11}(u) + T_{12}\varepsilon_{12}(u) + M_{11}\kappa_{11}(u) + T_{13}\theta_1(u) - H_q] A_1 A_2 d\alpha_1 d\alpha_2 - A. \quad (24)$$

де $\varepsilon_{ij}(u)$ – вирази відповідних деформацій (5), що записані через переміщення, T_{13} – множник Лагранжа, A – робота зовнішніх навантажень.

Знайдемо варіацію функціонала A_R

$$\begin{aligned} \delta A_R = \iint & \left[\delta T_1^T \varepsilon_1(u) + T_1^T \delta \varepsilon_1(u) + \delta T_{13} \theta_1(u) + \delta T_{12} \varepsilon_{12}(u) + T_{12} \delta \varepsilon_{12}(u) + \right. \\ & + \delta M_{11} \kappa_{11}(u) + M_{11} \delta \kappa_{11}(u) + T_{13} \delta \theta_1(u) - \delta T_1^T (H_{11}^{-1} T_1 + H_{11}^{-1} H_{12} \varepsilon_2) - \\ & \left. - (T_1^T H_{11}^{-1} H_{12} + \varepsilon_2^T (H_{22} - H_{21} H_{11}^{-1} H_{12})) \delta \varepsilon_2 \right] A_1 A_2 d\alpha_1 d\alpha_2 - \delta A. \end{aligned} \quad (25)$$

Варіацію роботи зовнішніх сил подамо у такому вигляді

$$\begin{aligned} \delta A = \iint & (q_1 \delta u + q_2 \delta v + q_3 \delta w) A_1 A_2 d\alpha_1 d\alpha_2 + \int_{\alpha_{2,0}}^{\alpha_{2,\kappa}} \left[T_{11}^0 \delta u + \left(T_{12}^0 - \frac{M_{12}^0}{R_2} \right) \delta v + \right. \\ & + \left(T_{13}^0 + \frac{\partial M_{12}^0}{\partial \alpha_2} \right) \delta w + M_{11}^0 \delta \theta + Q_{13} \delta \theta_1 \Big|_{\alpha_{1,1}}^{\alpha_{1,\kappa}} A_2 d\alpha_2 + \int_{\alpha_{1,0}}^{\alpha_{1,\kappa}} \left[\left(T_{12}^0 - \frac{M_{12}^0}{R_1} \right) \delta u + \right. \\ & \left. + T_{22}^0 \delta v + \left(T_{23}^0 + \frac{\partial M_{12}^0}{\partial \alpha_2} \right) \delta w - M_{22}^0 \delta \theta_2(u) + Q_{23} \delta \theta_2 \right] \Big|_{\alpha_{2,1}}^{\alpha_{2,\kappa}} A_1 d\alpha_1. \end{aligned} \quad (26)$$

Враховуючи, що сума робіт зовнішніх сил дорівнює нулю, а варіації зусиль, моментів і переміщень є довільними величинами, можна прирівняти до нуля варіації при них. Отримаємо 10 диференціальних рівнянь II порядку, що описують геометрично-нелінійний НДС оболонок типу

Тимошенко, разом з відповідними їм граничними умовами. 5 рівнянь описують рівноважний стан, а інші 5 є рівняннями стану

$$\begin{aligned}\varepsilon_{11}(u) &= h_{11}T_{11} + h_{12}T_{12} + h_{13}M_{11} + q_{11}\varepsilon_{22} + q_{12}\kappa_{22} + q_{13}\kappa_{12}, \\ \varepsilon_{12}(u) &= h_{21}T_{11} + h_{22}T_{12} + h_{23}M_{11} + q_{21}\varepsilon_{22} + q_{22}\kappa_{22} + q_{23}\kappa_{12}, \\ \kappa_{11}(u) &= h_{31}T_{11} + h_{32}T_{12} + h_{33}M_{11} + q_{31}\varepsilon_{22} + q_{32}\kappa_{22} + q_{33}\kappa_{12}, \\ \varepsilon_{13}(u) &= b_{44}Q_{13}, \quad \varepsilon_{23}(u) = \frac{1}{d_{44}}Q_{23}, \\ \frac{1}{A_1} \frac{\partial T_{11}^*}{\partial \alpha_1} + \frac{1}{A_2} \frac{\partial T_{22}^*}{\partial \alpha_2} + a_1(T_{12}^* + T_{21}^*) + a_2(T_{11}^* - T_{22}^*) - \frac{1}{R_1} T_{13}^* + q_1 &= 0, \\ \frac{1}{A_1} \frac{\partial T_{12}^*}{\partial \alpha_1} + \frac{1}{A_2} \frac{\partial T_{22}^*}{\partial \alpha_2} + a_2(T_{12}^* + T_{21}^*) - a_1(T_{11}^* - T_{22}^*) - \frac{1}{R_2} T_{23}^* + q_2 &= 0, \\ \frac{1}{A_1} \frac{\partial T_{13}^*}{\partial \alpha_1} + \frac{1}{A_2} \frac{\partial T_{23}^*}{\partial \alpha_2} + a_2 T_{13}^* + a_1 T_{23}^* + \frac{T_{11}^*}{R_1} + \frac{T_{22}^*}{R_2} + q_3 &= 0, \\ \frac{1}{A_1} \frac{\partial M_{11}}{\partial \alpha_1} + \frac{1}{A_2} \frac{\partial M_{12}}{\partial \alpha_2} + 2a_1 M_{12} + a_2(M_{11} - M_{12}) - T_{13} &= 0, \\ \frac{1}{A_1} \frac{\partial M_{12}}{\partial \alpha_1} - \frac{1}{A_1 A_2} \frac{\partial A_1}{\partial \alpha_2} M_{11} + Q_{23} &= 0.\end{aligned}\quad (27)$$

Граничні умови формуються відносно однієї з величин з кожної пари

$$(T_{11}^*, u), (T_{12}^*, v), (T_{13}^*, w), (M_{11}, \theta_1), (Q_{13}, \theta_1) \text{ при } \alpha_1 = \text{const}.$$

Отримана система рівнянь (27) є нелінійною. Вона разом з граничними умовами дозволяє отримувати параметри НДС анізотропних оболонок обертання середньої товщини. Подібна система рівнянь отримана в [3] для тонких оболонок. Їх відмінність – в двох рівняннях стану та наявності п'ятого рівняння рівноваги. Зазначені геометрично нелінійні неоднорідні диференціальні рівняння дозволяють враховувати в напруженому стані вплив поперечного зсуву за товщиною оболонки.

1. Кильчевский Н.А. Основы аналитической механики оболочек / Кильчевский Н.А. // – Киев: Изд-во АН УССР. – 1963. – С. 354.
2. Кильчевский Н.А. Аналитическая механика континуальных систем / Кильчевский Н.А., Кильчевская Г.А., Ткаченко Н.Е. // – К.: Наук. Думка, 1979. – С. 188.
3. Баженов В.А. Нелінійне деформування, стійкість і закритична поведінка анізотропних оболонок / Баженов В.А., Семенюк М.П., Трач В.М. // – К.: Каравела, 2010. – С. 352.
4. Новожилов В.В. Основы нелинейной теории упругости // Новожилов В.В. // – М.Л. ОГИЗ, 1948. – С. 211.
5. Лехницкий А.К. Теория упругости анизотропного тела // Лехницкий А.К. // – М.: Наука, 1977. – С. 416.
6. Ванин Г.А. Устойчивость оболочек из композиционных материалов с несовершенствами / Ванин Г.А., Семенюк Н.П. // – К.: Наук. думка, 1987.—200 с.
7. Амбарцумян С.А. Общая теория анизотропных оболочек / Амбарцумян С.А. // – М.: Наука, 1974. – С. 448.
8. Семенюк Н.П. Уточненный вариант нелинейной теории оболочек типа Тимошенко и его приложение к расчету начального закритического поведения длинных цилиндрических оболочек / Семенюк Н.П. // Прикл. механика. – 1990. – 26, № 8. – С. 47-53.
9. Алфутов Н.А. Моделирование процессов деформирования волокнистых металлокомпозигов / Алфутов Н.А., Дымников И. А. // Композиционные материалы: Справочник // В.В.Васильев, В.Д.Протасов, В.В.Болотин и др.; Под общ. ред. В.В.Васильева, Ю.М.Тарнопольского. – М.: Машиностроение, 1990. – С. 512.

10. Трач В.М. Потенціальна енергія пружних анізотропних нетонких оболонок // Трач В.М., Подворний А.В., Хоружий М.М. // Збірник "Наукові нотатки". – ЛНТУ, Луцьк. – 2011. – С. 272-276.
11. Кармишин А.В. Статика и динамика тонкостенных оболочечных конструкций / Кармишин А.В., Лясковец В.А., Мяченков В.И., Фролов А.Н. // – М.: Машиностроение, 1975. – С. 376.
12. Григоренко Я.М. Численное решение задач осесимметричной деформации слоистых анизотропных оболочек вращения / Григоренко Я.М., Василенко А.Т., Крюков Н.Н. // Механика композитных материалов. – 1983. – №6. – С. 1023-1028.
13. Григоренко Я.М. Численное решение задач статики гибких слоистых оболочек с переменными параметрами / Григоренко Я.М., Крюков Н.Н. – К., Наук. думка, 1988. – С. 264.
14. Королев В.И. Слоистые анизотропные пластинки и оболочки из армированных пластмасс / Королев В.И. // – М.: Машгиз, 1965. – С. 272.
15. Григолюк Э.И. Многослойные армированные оболочки. Расчет пневматических шин / Григолюк Э.И., Куликов Г.М. // М.: Машиностроение, 1988. – С. 288.

УДК.631.356.02

Ю.В. Човнюк¹, Г.А. Герасимчук², Ю.О. Гуменюк¹, Я.О. Якубович¹¹Національний університет біоресурсів і природокористування України²Луцький національний технічний університет

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНО-КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА РЕЖИМІВ РУХУ ПО НЕРІВНОСТЯХ ПОВЕРХНІ ҐРУНТУ ПРИЧІПНОЇ ГИЧКОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ З ДИСТАНЦІЙНИМ (GPS – НАВІГАЦІЙНИМ) КЕРУВАННЯМ

У статті за допомогою методів класичного варіаційного числення обґрунтовані оптимальні конструктивно-кінематичні параметри і режими руху по нерівностях поверхні ґрунту трирядної причіпної гичкозбиральної машини, фронтально навішеної на колісний трактор, що мінімізують похибки дистанційного (GPS – навігаційного) керування, викликані коливаннями у вертикальній площині.

Ключові слова: *оптимізація, гичкозбиральна машина, режими руху, нерівності ґрунту, дистанційне керування, GPS – навігація.*

Постановка проблеми. Наразі актуальною задачею буряківництва є висока якість збирання гички цукрових буряків. Трирядна гичкозбиральна машина, що фронтально навішується на трактор, здійснює у просторі складні коливні рухи. Причиною виникнення останніх є складний рельєф поверхні поля, значення поступальної швидкості руху трактора, конструктивне розміщення копювальних коліс відносно системи підвіски. Зрозуміло, що всі вищезазначені фактори суттєвим чином не впливають на якість виконання всього технологічного процесу (ланцюга). Якщо використовуються пневматичні колеса у якості копювальних, то виникають значні коливання гичкозбиральної машини у вертикальній площині. Тому якість виконання технологічного процесу у значній мірі визначається можливістю мінімізації вказаних коливань, що забезпечить: по-перше, рівномірне зрізання гички по усій ширині захвату; по-друге, мінімізує похибки дистанційного керування машиною за допомогою супутникової навігаційної системи.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розрахункова математична модель трирядної гичкозбиральної машини побудована у роботах [3, 4, 6, 7] за допомогою методів, викладених у [1]. Нерівності поверхні ґрунту враховані авторами [2].

Мета дослідження полягає в обґрунтуванні конструктивно-кінематичних параметрів та режимів руху по нерівностях поверхні поля причіпної гичкозбиральної машини з дистанційним (GPS – навігаційним) керуванням, які дозволяють мінімізувати виникаючі у вертикальній площині коливання та похибки керування машиною.

Виклад основного змісту дослідження. Основне припущення полягає в тому, що копювальні колеса в цілому при русі в міжряддях посівів цукрових буряків зминають верхній шар ґрунту, хоча й рухаються по нерівностях, які мають поперечний профіль, що близький до синусоїдального типу.

Крім того, вважаємо, що копююче колесо контактує з нерівністю поверхні поля у точці A , яку можна представити аналітично, використовуючи вираз [2]:

$$h = h_0 \cdot \left(1 - \cos \left\{ \frac{2\pi X}{i_3} \right\}\right) \quad (1)$$

де h – ордината висоти нерівності ґрунтової поверхні, m ;

h_0 – половина висоти нерівності ґрунтової поверхні, m ;

i_3 – крок нерівності поверхні ґрунту, m ;

$X = V \cdot t$ – поточна горизонтальна координата (вздовж поверхні ґрунту);

V – поступальна швидкість руху гичкозбиральної машини, m/c .

(У роботі введені позначення [6, 7], проте вказані дослідження, по-перше, дублюють одне одного, по-друге, виконані з деякими неточностями). У даному дослідженні виправлені усі неточності, які наявні у роботах [6, 7].

Еквівалентна схема фронтально навішеної гичкозбиральної машини зображена на рисунку 1[6].

Центр мас гичкозбиральної машини (точка C), його положення в поздовжньо-вертикальній площині повністю визначаються однією незалежною координатою φ . Оскільки центр мас

пневматичних копіюючих коліс може здійснювати незалежні коливання (точка B) і ординати висот нерівності поверхні ґрунту h значно менші, ніж довжина l_1 , можна вважати, що ці коливання мажуть визначатись незалежною координатою вздовж осі OZ , тобто координатою Z . Отже, коливна система, яка розглядається, у повній мірі може бути приведена до двох узагальнених координат:

$$q_1 = \varphi; \quad q_2 = Z \quad (2)$$

Диференціальні рівняння руху системи можуть бути отримані у формі рівнянь Лагранжа II роду [8]:

$$+ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i - \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i}; \quad L = T - \Pi; \quad i = (1, 2) \quad (3)$$

де T – кінетична енергія системи;

Q_i – узагальнена сила;

Π – потенціальна енергія;

R – дисипативна функція;

\dot{q}_i – узагальнена швидкість;

q_i – узагальнена координата;

L – функція Лагранжа;

t – час.

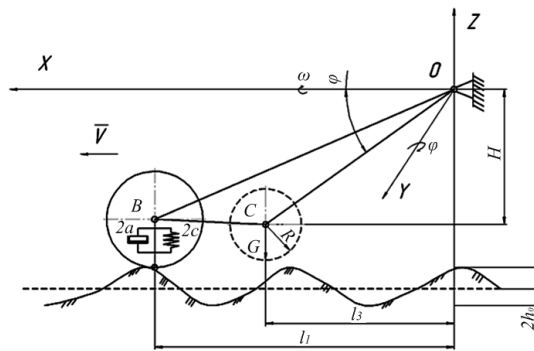


Рис. 1. Еквівалентна схема фронтально навішеної гичкозбиральної машини [6, 7]

Кінетична енергія T визначається зі співвідношення:

$$T = \frac{M \cdot V^2}{2} + \frac{I_{oy} \cdot \varphi^2}{2} + \frac{m \cdot z^2}{2}, \quad (4)$$

де M – маса гичкозбиральної машини, кг;

V – швидкість руху машини, м/с;

I_{oy} – момент інерції машини відносно осі OY , кг·м²;

m – маса копіюючих коліс, кг.

Потенціальна енергія системи визначається за таким виразом:

$$\Pi = C \cdot (l_1 \cdot \varphi - Z)^2, \quad (5)$$

де C – коефіцієнт жорсткості шин коліс копіювальної системи, Н/м;

l_1 – відстань від осі підвіски машини до осі копіюючих коліс, м.

Дисипативна функція системи, яка досліджується, має такий аналітичний вигляд:

$$R = a \cdot (l_1 \cdot \varphi - Z)^2, \quad (6)$$

де R – коефіцієнт демпфірування копіювальних коліс, (Н·с)/м.

Розглянемо у подальшому власні (вільні) коливання системи ($Q_i \equiv 0$). Тоді вираз (3) для даної динамічної системи, яка описується двома узагальненими координатами q_1 та q_2 , буде наступним:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} - \frac{\partial R}{\partial \varphi} \\ \frac{d}{d\tau} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{Z}} \right) - \frac{\partial T}{\partial Z} = - \frac{\partial \Pi}{\partial Z} - \frac{\partial R}{\partial Z} \end{cases} \quad (7)$$

для випадку, коли сили тертя у досліджуваній динамічній системі кваліфікуються як в'язкі.

Знайдемо всі складові, що входять у вираз (7). Вони дорівнюють:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = I_{oy} \dot{\varphi}, \quad (8)$$

$$\frac{d}{d\tau} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) = I_{oy} \ddot{\varphi}, \quad (9)$$

Оскільки,

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0, \quad (10)$$

тоді

$$\frac{d}{d\tau} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = I_{oy} \ddot{\varphi}. \quad (11)$$

Далі маємо:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = 2Cl_1(l_1\varphi - Z), \quad (12)$$

а

$$\frac{\partial R}{\partial \varphi} = 2a \cdot l_1(l_1\dot{\varphi} - \dot{Z}). \quad (13)$$

Для другої узагальнюючої координати q_z знайдемо аналогічні вирази. Вони будуть дорівнювати:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{Z}} = m \cdot \dot{Z}. \quad (14)$$

Тоді

$$\frac{d}{d\tau} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{Z}} \right) = m \cdot \ddot{Z}. \quad (15)$$

Далі, вважаючи, що $h = l_1 \cdot \varphi$, матимемо:

$$\frac{\partial T}{\partial Z} = 0, \quad (16)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial Z} = 2C(Z - h), \quad (17)$$

$$\frac{\partial R}{\partial Z} = -2\alpha(l_1\dot{\varphi} - \dot{Z}), \quad (18)$$

Підставимо значення виразів (8) – (18) у систему (7), отримаємо:

$$\begin{cases} I_{oy} \ddot{\varphi} + 2Cl_1(h - Z) + 2\alpha \cdot l_1(l_1\dot{\varphi} - \dot{Z}) = 0 \\ m \cdot \ddot{Z} + 2C(Z - h) + 2\alpha \cdot (-1)(l_1\dot{\varphi} - \dot{Z}) = 0 \end{cases} \quad (19)$$

або

$$\begin{cases} I_{oy} \ddot{\varphi} + 2\alpha \cdot l_1(l_1\dot{\varphi} - \dot{Z}) + 2Cl_1(-Z + h) = 0 \\ m \cdot \ddot{Z} - 2\alpha \cdot (l_1\dot{\varphi} - \dot{Z}) + 2C(Z - h) = 0 \end{cases} \quad (20)$$

Отримана система (20) двох диференціальних рівнянь є лінійною і моделює коливання центра мас гичкозбиральної машини (точка С) у поздовжньо-вертикальній площині і власні коливання центра копіювального колеса (точка В).

Подамо систему (20) у такому вигляді:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi} + \frac{2\alpha \cdot i_1^2}{l_{oy}} \dot{\varphi} - \frac{2\alpha \cdot i_1}{l_{oy}} \dot{Z} - \frac{2C \cdot i_1 Z}{l_{oy}} + \frac{2C \cdot i_1}{l_{oy}} h = 0 \\ \ddot{Z} + \frac{2\alpha}{m} \dot{Z} - \frac{2\alpha \cdot i_1}{m} \dot{\varphi} - \frac{2Ch}{m} + \frac{2C}{m} Z = 0 \end{cases} \quad (21)$$

Враховуючи, що $\dot{h} = i_1 \cdot \dot{\varphi}$, остаточно (21) набуває вигляду:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi} + \frac{2\alpha \cdot i_1^2}{l_{oy}} \dot{\varphi} + \frac{2C \cdot i_1^2}{l_{oy}} \varphi - \frac{2\alpha \cdot i_1}{l_{oy}} \dot{Z} + \frac{2C \cdot i_1 Z}{l_{oy}} h = 0 \\ \ddot{Z} + \frac{2\alpha}{m} \dot{Z} + \frac{2C}{m} Z - \frac{2\alpha \cdot l_1}{m} \dot{\varphi} + \frac{2C}{m} l_1 \varphi = 0 \end{cases} \quad (22)$$

Таким чином, система (22) являє собою розрахункову математичну модель руху (аналізу власних вільних коливань) фронтально навішеної на трактор гичкозбиральної машини.

Визначимо власні частоти вільних коливань системи. Для цього у (22) підставляємо:

$$\begin{cases} \varphi = A_1 \exp(-j\Omega t), & j^2 = -1 \\ Z = A_2 \exp(-j\Omega t) \end{cases}, \quad (23)$$

де Ω – власна частота вільних коливань системи. Тоді маємо:

$$\begin{cases} \left(-\Omega^2 - \frac{2\alpha i_1^2}{l_{oy}} j\Omega + \frac{2C i_1^2}{l_{oy}} \right) A_1 e^{-j\Omega t} + \left[\left(\frac{2\alpha l_1}{l_{oy}} j\Omega \right) - \frac{2C l_1}{l_{oy}} \right] A_2 e^{-j\Omega t} = 0 \\ \left(\frac{2\alpha l_1}{m} j\Omega - \frac{2C l_1}{m} \right) A_1 e^{-j\Omega t} + \left[-\Omega^2 - \frac{2\alpha}{m} j\Omega + \frac{2C}{m} \right] A_2 e^{-j\Omega t} = 0 \end{cases} \quad (24)$$

Скорочуючи на множник $\exp(-j\Omega t)$ всі члени рівнянь системи (24), матимемо однорідну систему алгебраїчних рівнянь відносно невідомих амплітуд A_1, A_2 .

Умовою того, що така система лінійних однорідних алгебраїчних рівнянь має нетривіальні (ненульові) розв'язки, є рівний нулю визначник/детермінант цієї системи, котрий і визначить власні частоти її вільних коливань:

$$\begin{vmatrix} \left(-\Omega^2 - \frac{2\alpha i_1^2}{l_{oy}} j\Omega + \frac{2C i_1^2}{l_{oy}} \right) & \left(\frac{2\alpha l_1}{l_{oy}} j\Omega - \frac{2C l_1}{l_{oy}} \right) \\ \left(\frac{2\alpha l_1}{m} j\Omega - \frac{2C l_1}{m} \right) & \left(-\Omega^2 - \frac{2\alpha}{m} j\Omega + \frac{2C}{m} \right) \end{vmatrix} = 0 \quad (25)$$

З (25) отримаємо рівняння для визначення власних коливань системи Ω :

$$\left(\Omega^2 + \frac{2\alpha i_1^2}{l_{oy}} j\Omega - \frac{2C i_1^2}{l_{oy}} \right) \left(\Omega^2 + \frac{2\alpha}{m} j\Omega - \frac{2C}{m} \right) - \left(\frac{2\alpha l_1}{m} j\Omega - \frac{2C l_1}{m} \right) \left(\frac{2\alpha l_1}{m} j\Omega - \frac{2C l_1}{l_{oy}} \right) = 0, \quad (26)$$

Задля скорочення запису (26) введемо позначення:

$$a = \frac{2\alpha l_1}{l_{oy}} j\Omega - \frac{2C l_1}{l_{oy}}; \quad b = \frac{2\alpha}{m} j\Omega - \frac{2C}{m}. \quad (27)$$

Тоді (26) можна подати так:

$$(\Omega^2 + l_1 \alpha)(\Omega^2 + b) - (l_1 b)(a) = 0. \quad (28)$$

Після спрощень (28) рівняння набуває вигляду:

$$\Omega^4 + \Omega^2 (b + l_1 \alpha) + b l_1 \alpha - b l_1 \alpha = 0, \quad (29)$$

або:

$$\Omega^4 + \Omega^2 (b + l_1 \alpha) = 0. \quad (30)$$

Коренями рівняння (30) є:

- 1) двократно вироджений нульовий корінь (коливання системи відсутні): $\Omega_1 = \Omega_2 = 0$

(31)

2) два інших корені є комплексними:

$$\Omega_{3,4} = -j \left(\frac{\alpha}{m} + \frac{\alpha i_1^2}{l_{oy}} \right) \pm \sqrt{\left(\frac{2C}{m} + \frac{2Ci_1^2}{l_{oy}} \right) - \left(\frac{\alpha}{m} + \frac{\alpha i_1^2}{l_{oy}} \right)^2}. \quad (32)$$

Введемо позначення:

$$\Omega_{в.л.} = \sqrt{\left(\frac{2C}{m} + \frac{2Ci_1^2}{l_{oy}} \right) - \left(\frac{\alpha}{m} + \frac{\alpha i_1^2}{l_{oy}} \right)^2}; \quad \gamma = \left(\frac{\alpha}{m} + \frac{\alpha i_1^2}{l_{oy}} \right). \quad (33)$$

Тоді, загальний розв'язок задачі набуває вигляду:

$$\begin{cases} \varphi(t) = C_1 + C_2 t + C_3 \cdot \exp(-\gamma t) \cdot \cos(\Omega_{в.л.} t) + C_4 \cdot \exp(-\gamma t) \sin(\Omega_{в.л.} t) \\ Z(t) = \tilde{C}_1 + \tilde{C}_2 t + \tilde{C}_3 \cdot \exp(-\gamma t) \cdot \cos(\Omega_{в.л.} t) + \tilde{C}_4 \cdot \exp(-\gamma t) \sin(\Omega_{в.л.} t) \end{cases} \quad (34)$$

У (33) і (34) $\Omega_{в.л.}$ – власна частота вільних коливань системи, γ – коефіцієнт затухання коливань у часі, $C_{1,2,3,4}$ та $\tilde{C}_{1,2,3,4}$ – константи які визначаються з початкових умов задачі:

$$\begin{cases} \varphi|_{t=0} = \varphi_0; \quad \dot{\varphi}|_{t=0} = \dot{\varphi}_0; \quad \ddot{\varphi}|_{t=0} = \ddot{\varphi}_0; \quad \ddot{\varphi}|_{t=0} = \ddot{\varphi}_0; \\ Z|_{t=0} = Z_0; \quad \dot{Z}|_{t=0} = \dot{Z}_0; \quad \ddot{Z}|_{t=0} = \ddot{Z}_0; \quad \ddot{Z}|_{t=0} = \ddot{Z}_0 \end{cases} \quad (35)$$

Знаходячи похідні від виразів (34) по t до третього порядку включно і підставляючи їх у початкові умови (35) матимемо систему алгебраїчних лінійних рівнянь відносно невідомих $C_k, \dot{C}_k, k = \overline{1,4}$, яка може бути розв'язана аналітично за правилом Крамера. У подальшому розглядаємо випадок $C_j, \dot{C}_j = 0, j = \overline{1,2}$, (неколивні процеси відсутні).

Система (22) з початковими умовами (35) розв'язана чисельно на ПЕОМ для наступних значень: $m=24\text{кг}, I_{oy}=65\text{кг}\cdot\text{м}^2, l_1=1,5\text{м}, C=2250\text{Н/м}, \alpha=79\text{Н}\cdot\text{с/м}, 0 < V \leq 2,5\text{ м/с}$.

Власна частота коливань складає:

$$f_{в.л.} = 2,95\text{Гц} \quad (\Omega_{в.л.} = 18,53\text{ 1/с}); \quad \gamma = 12,05\text{ 1/с}.$$

Для кута $\varphi(t)$ отримаємо наступне рівняння:

$$\ddot{\varphi} + \left(\frac{2\alpha i_1^2}{l_{oy}} + \frac{2\alpha}{m} \right) \dot{\varphi} + \left(\frac{2Ci_1^2}{l_{oy}} + \frac{2C}{m} \right) \varphi = 0, \quad (36)$$

яке для зазначених вище значень параметрів набуває наступного вигляду:

$$\ddot{\varphi} + 12,05\dot{\varphi} + 343,27\varphi = 0 \quad (37)$$

Нижче наведені графіки залежностей $\varphi(t)$ і величини $Z = l_1\varphi(t)$ для різних початкових значень φ_0 і $\dot{\varphi}$ (рис. 2, 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18).

Розглянемо далі диференціальне рівняння руху МТА з GPS – приймачем при його (МТА) кінематичному збуренні (за рахунок руху опорної частини (основи) приймача, суміщеної з центром маси МТА). По суті, цей рух описується $l_1\varphi(t)$ – функцією. Позначимо: $u = l_1\varphi(t)$. Тоді вказане рівняння має вигляд:

$$\bar{m}\ddot{\delta} + \mu(\dot{\delta} - \dot{u}) + \dot{C}(\delta - u) = 0, \quad (38)$$

де δ – абсолютне переміщення маси МТА;

u – переміщення основи МТА ($u = l_1\varphi(t)$);

μ – коефіцієнт демпфірування демпфера в'язкого тертя на якому знаходиться GPS – приймач;

\dot{C} – жорсткість пружини;

\bar{m} – маса GPS – приймача. (вважаємо, що GPS – приймач є лінійною механічною системою з одним ступенем вільності руху і являє собою вантаж масою \bar{m} на пружині жорсткості \dot{C} й демпфера в'язкого тертя з коефіцієнтом демпфірування μ [9 - 11]).

Введемо у рівняння добротність механічної системи (так у подальшому називатимемо GPS – приймач) Q , кутову частоту власних недемпфірованих коливань системи. Після виділення у ліву і праву частини залежних від u та δ величин рівняння (38) прийме вигляд:

$$\ddot{\delta} + \frac{\omega_0}{Q} \dot{\delta} + \omega_0^2 \delta = \omega_0^2 u + \frac{\omega_0}{Q} \dot{u}, \quad \omega_0^2 = \frac{\dot{C}}{\bar{m}} \quad (39)$$

Перейдемо від рівняння переміщень до диференціального рівняння прискорень. Двічі диференціюючи праву і ліву частини виразу, нехтуючи початковою фазою коливань і представляючи прискорення основи у комплексній формі:

$$j_u = A_{ju} \exp[i \cdot \Phi(t)], \quad i^2 = -1 \quad (40)$$

отримаємо:

$$\frac{d^2 j_\delta}{d\tau^2} + \frac{\omega_0 d j_\delta}{Q dt} + \omega_0^2 j_\delta = \omega_0 \left(\omega_0 + i \frac{\omega}{Q} \right) A_{ju} \exp[i \cdot \Phi(t)], \quad (41)$$

де j_δ – прискорення маси;

$\Phi(t)$ – миттєва фаза коливань;

Частота збурення механічної системи залежить від часу:

$$\omega = \Phi(t), \quad (42)$$

а амплітуда прискорення основи постійна $A_{ju} = const$.

З урахуванням початкових умов $j_\delta = \frac{d j_\delta}{d t} = 0$ при $t = 0$ отримаємо абсолютне

прискорення системи:

$$j_\delta = \frac{\omega_0}{\omega} \int_0^t \left(\omega_0 + i \frac{\omega(\tau)}{Q} \right) A_{ju} \exp \left[\frac{\omega_0}{2Q} (\tau - t) + i \cdot \Phi(t) \right] \sin \left[\omega^2 (\tau - t) \right] d\tau, \quad (43)$$

у якому власна частота демпфірованої системи:

$$\omega^2 = \omega_0 \sqrt{1 - \frac{1}{4Q^2}}, \quad (44)$$

Для визначення амплітуди абсолютного прискорення системи $A_{j_\delta} = |j_\delta|$ за заданим прискоренням основи A_{ju} в умовах нестационарних коливань знайдемо коефіцієнт передачі системи за прискоренням:

$$K_j = \frac{A_{j_\delta}}{A_{ju}} = \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{1}{4Q^2}}} \left| \int_0^\tau \left(\omega_0 + i \frac{\omega(\tau)}{Q} \right) \exp \left[\frac{\omega_0}{2Q} (\tau - t) + i \cdot \Phi(t) \right] \sin \left[\omega_0 \sqrt{1 - \frac{1}{4Q^2}} (\tau - t) \right] d\tau \right|, \quad (45)$$

За відомими дійсною $R_e I$ та уявною $I_m I$ частинами інтегралу:

$$R_e I = \int_0^\tau \exp \left(\frac{\omega_0}{2Q} (\tau - t) \right) \sin \left[\omega_0 \sqrt{1 - \frac{1}{4Q^2}} (\tau - t) \right] \left[-\frac{\omega(t)}{Q} \sin \Phi(t) + \omega_0 \cos \Phi(\tau) \right] d\tau, \quad (46)$$

$$I_m I = \int_0^\tau \exp \left(\frac{\omega_0}{2Q} (\tau - t) \right) \sin \left[\omega_0 \sqrt{1 - \frac{1}{4Q^2}} (\tau - t) \right] \left[\frac{\omega(t)}{Q} \sin \Phi(t) + \omega_0 \cos \Phi(\tau) \right] d\tau, \quad (47)$$

можна обчислити коефіцієнт передачі за прискоренням:

$$K_j = \frac{\sqrt{(R_e I)^2 + (I_m I)^2}}{\sqrt{1 - \frac{1}{4Q^2}}} \quad (48)$$

Розглянемо далі два типи законів сканування частоти збурення у інтервалі $f_n - f_a$:

- 1) експоненціальний;
- 2) лінійний.

Введемо поняття приведенного числа коливань, котре будемо визначати як відношення числа збурюючих коливань у резонансній смузі до добротності. Для експоненціального і лінійного законів сканування частоти відповідно розрахунок виконуємо за формулами:

$$n_{1Q} = \frac{\omega_0}{Q^2 v_{1\omega} i n 2}, \quad n_{2Q} = \frac{\omega_0}{Q^2 v_{2\omega}}, \quad (49)$$

де ω – швидкість сканування частоти.

Найважливішою характеристикою динамічних процесів при нестационарних коливаннях GPS – приймача, розміщеного на кабіні МТА є максимальне значення коефіцієнта передачі за прискоренням:

$$K_j = \frac{A_{j\delta \max}}{A_{ju}}, \quad (50)$$

Для отримання узагальненої залежності при різних добротностях Q зручно оперувати з відносним $K_{j\text{відн}}$, який визначається як відношення $K_{j\max}$ при нестационарних коливаннях до значення $K_j = Q$ при стаціонарних (усталених) коливаннях:

$$K_{j\max} = K_{j\text{відн}} \cdot Q \Rightarrow K_{j\text{відн}} \div Q \quad (51)$$

Результати (40 - 51) наведені для задач аналізу руху механічної системи (GPS – приймача сигналів) у нестационарних умовах, коли її частота коливань змінюється у часі, а також для моніторингу характеристик системи (зокрема, амплітудно-частотних) при вібровипробуваннях.

Використовуючи ці результати встановимо основні параметри коливань GPS – приймача, розміщеного на зовнішній поверхні кабіни МТА. При цьому вважаємо, що демпферу коливань вказаного приймача притаманні жорсткість k , маса m (враховуючи і масу самого приймача), добротність коливань Q . Тоді, у рівнянні (39) матимемо:

$$\ddot{\delta} + \frac{\omega_0}{Q} \dot{\delta} + \omega_0^2 \delta = \omega_0^2 u + \frac{\omega_0}{Q} \dot{u}, \quad \omega_0^2 = \frac{C}{m}, \quad u = l_1 \varphi(t), \quad (52)$$

Загальний розв'язок (52) складається з двох: 1) загальний розв'язок однорідного рівняння (з (52) при нульовій правій частині); 2) частинний розв'язок (52) згідно правої частини цього рівняння. Використовуючи результати інтегрування (37) рівняння для $u(t)$, маємо:

$$\ddot{\varphi} + \gamma \dot{\varphi} + \Omega_0^2 \varphi = 0, \quad \Omega_0 = 18.53 \cdot 1 \div c, \quad \gamma = 12.05 \cdot 1 \div c, \quad (53)$$

$$\varphi(t) = (A_{1\varphi} \cos \Omega t + A_{2\varphi} \sin \Omega t) e^{-(\gamma/2)t}, \quad \Omega = \sqrt{\Omega_0^2 - \frac{\gamma^2}{4}} = 17.52 c^{-1} \quad (54)$$

Невизначені константи $A_{1\varphi}$ та $A_{2\varphi}$ знаходимо з початкових умов, а значить й $u(t)$:

$$\varphi|_{t=0} = \varphi_0; \quad \dot{\varphi}|_{t=0} = \dot{\varphi}_0; \quad u(t) = l_1 (A_{1\varphi} \cos \Omega t + A_{2\varphi} \sin \Omega t) e^{-(\gamma/2)t} \quad (55)$$

Використовуючи (55), знаходимо $\dot{u}(t)$:

$$\dot{u}(t) = l_1 (-A_{1\varphi} \sin \Omega t + A_{2\varphi} \cos \Omega t) \exp(-\frac{\gamma}{2}t) + l_1 (-\frac{\gamma}{2})(A_{1\varphi} \cos \Omega t + A_{2\varphi} \sin \Omega t) \exp(-\frac{\gamma}{2}t) \quad (56)$$

Загальний розв'язок однорідного рівняння, отримаємо з (52) має вид:

$$\delta_{\text{заг}}(t) = (A_{1\delta} \cos \omega t + A_{2\delta} \sin \omega t) \exp\left(-\frac{\omega_0}{Q} t\right) \quad (57)$$

де $A_{1\delta}, A_{2\delta}$, – невизначені константи, які знаходяться з початкових умов (при відомому значенні частинного розв'язку $\delta_{\text{част}}(t)$):

$$\delta|_{t=0} = \delta_0; \quad \dot{\delta}|_{t=0} = \dot{\delta}_0 \quad (58)$$

У даному дослідженні початкові умови (58) вибрано нульовими.

Частинний розв'язок (52) знаходимо у вигляді:

$$\delta_{\text{част}}(t) = (\bar{A}_{1\delta} \cos \omega t + \bar{A}_{2\delta} \sin \omega t) \exp\left(-\frac{\omega_0}{Q} t\right), \quad (59)$$

де константи $\bar{A}_{1\delta}$ і $\bar{A}_{2\delta}$ знаходимо з рівнянь:

$$\begin{cases} \bar{A}_{1\delta}D + \bar{A}_{2\delta}E = A_{1\varphi}F + A_{2\varphi}G \\ -\bar{A}_{1\delta}E + \bar{A}_{2\delta}D = A_{1\varphi}(-G) + A_{2\varphi}F \end{cases} \quad (60)$$

де $D = \omega_0^2 - \frac{\omega_0\gamma}{Q2} - (\Omega)^2 + \frac{\gamma^2}{4}$; $E = \frac{\omega_0}{Q}\Omega - \gamma\Omega$; $F = \omega_0^2 l_1 - \frac{\omega_0}{Q} l_1 \frac{\gamma}{2}$; $G = \frac{\omega_0}{Q} l_1 \Omega$

(61)

Використовуючи (60) і (61) за правилом Крамера знаходимо $\bar{A}_{1\delta}$ і $\bar{A}_{2\delta}$:

$$\begin{cases} \bar{A}_{1\delta} = \frac{\bar{D}(A_{1\varphi}F + A_{2\varphi}G) - \bar{E}(A_{1\varphi}G + A_{2\varphi}F)}{(\bar{D}^2 + \bar{E}^2)} \\ \bar{A}_{2\delta} = \frac{\bar{D}(-A_{1\varphi}G + A_{2\varphi}F) - \bar{E}(A_{1\varphi}F + A_{2\varphi}G)}{(\bar{D}^2 + \bar{E}^2)} \end{cases} \quad (62)$$

Для $\delta_0 = \dot{\delta} = 0$ у (58) маємо:

$$A_{1\delta} = -\bar{A}_{1\delta}; \quad A_{2\delta} = \left(\frac{\gamma}{2} \bar{A}_{1\delta} - \Omega \cdot \bar{A}_{2\delta} - \frac{\omega_0}{Q} A_{1\delta} \right) / \omega; \quad (63)$$

Таким чином, розв'язок (52) має вигляд:

$$\begin{aligned} \delta(t) = & \left\{ (-\bar{A}_{1\delta} \cos \omega t) + \left[\left(\frac{\gamma}{2} A_{1\delta} - \Omega \cdot \bar{A}_{2\delta} - \frac{\omega_0}{Q} A_{1\delta} \right) / \omega \right] \sin \omega \cdot t \right\} \times \\ & \times \exp\left(-\frac{\omega_0}{Q} t\right) + \left\{ (\bar{A}_{1\delta} \cos \omega t) + (\bar{A}_{2\delta} \sin \omega t) \right\} \exp\left(-\frac{\omega_0}{Q} t\right) \end{aligned} \quad (64)$$

Самі константи $A_{1\varphi}$ та $A_{2\varphi}$ знаходимо з початкових умов (55):

$$A_{1\varphi} = \varphi_0; \quad A_{2\varphi} = \frac{1}{\Omega} (\dot{\varphi}_0 + \frac{\gamma}{2} \varphi_0) \quad (65)$$

Таким чином, розв'язок (52) знайдений у повному обсязі.

На рисунках 3, 5, 7, 9, 11, 13, 15, 17, 19 зображені залежності

$f_1(t) \equiv \delta(t)$, $Z_1 = \delta(t) + l_1\varphi(t)$ для різних значень ω_0 й $Q = 100$.

Аналіз отриманих залежностей $\delta(t)$ і $Z_1(t)$ дозволяє зробити висновок про те, що добротність Q демпфера GPS – приймача практично не впливає на $\delta(t)$ і $Z_1(t)$. Суттєвим є вплив початкових умов для φ_0 і $\dot{\varphi}_0$, а також величина ω_0 . При зменшенні ω_0 від $1979,2 \text{ c}^{-1}$ до 110 c^{-1} амплітудні значення $\delta(t)$ і $Z_1(t)$ практично не змінюються, проте осциляції стають більш помітними. Отже, бажано встановлювати GPS – приймач на більш жорсткій основі ($\omega_0 \approx 2 \cdot 10^3 \text{ c}^{-1}$), що зменшує «биття» основи демпфера GPS – приймача. За $\varphi_0 \rightarrow 0$ і $\dot{\varphi}_0 = 1 \text{ c}^{-1}$ можна досягти (після закінчення перехідних процесів у демпфері GPS – приймача) незначних за амплітудою коливань основи демпфера, а саме $\pm Z_{1\max} \approx \pm 0.01 \text{ м}$.

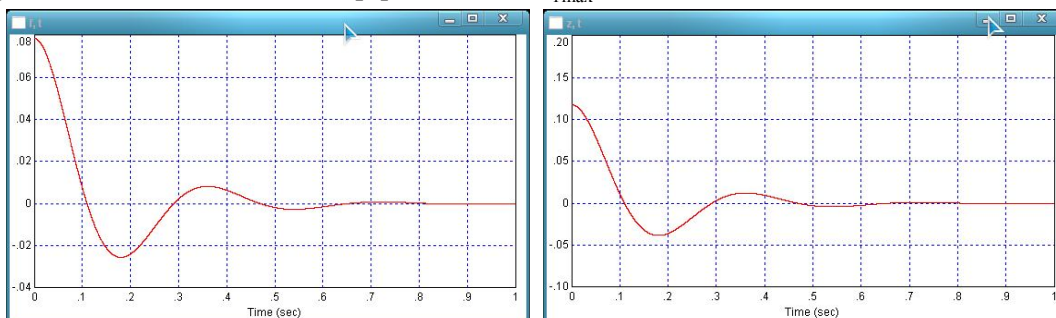


Рис. 2. Залежності $\delta(t)$ і $Z_1(t)$: $\varphi_0 = \pi / 40$; $\dot{\varphi}_0 = 0$; $Z = 1.5\varphi(t) \text{ м}$

© Ю.В. Човнюк, Г.А. Герасимчук, Ю.О. Гуменюк, Я.О. Якубович

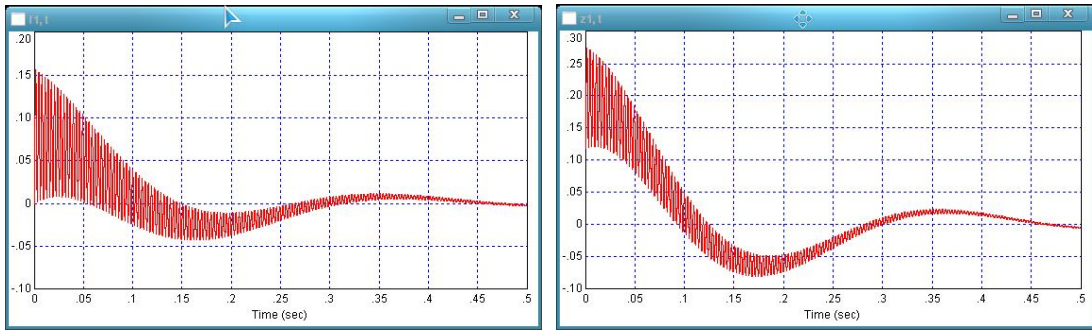


Рис. 3. Залежності $f_1(t) = \delta(t) + l_1\varphi(t)$ $\varphi_0 = \pi / 40$ $\dot{\varphi}_0 = 0$ $\omega_0 = 1979.2c^{-1}$

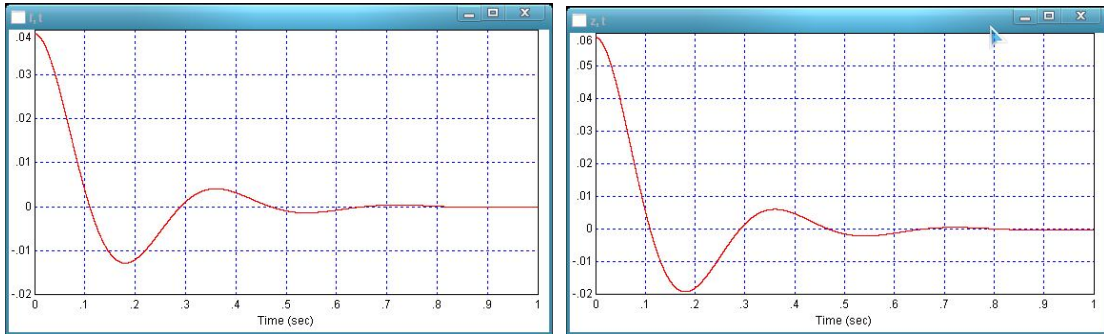


Рис. 4. Залежності $\delta(t)$ і $Z_1(t)$: $\varphi_0 = \pi / 80$ $\dot{\varphi}_0 = 0$ $Z = 1.5\varphi(t)$ м

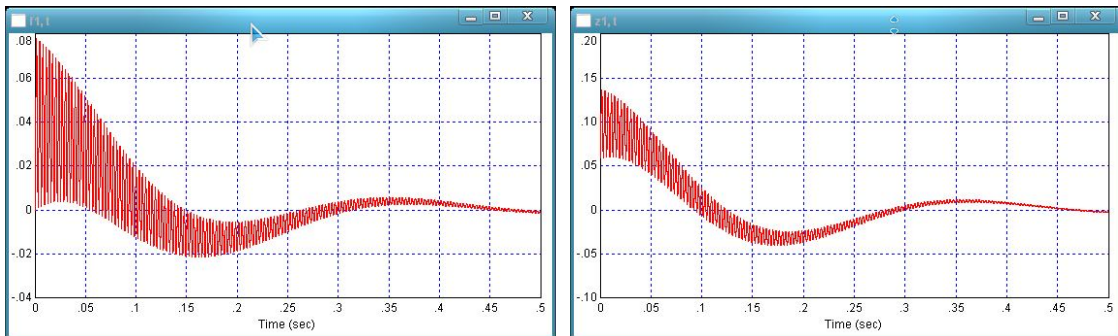


Рис. 5. Залежності $f_1(t) = \delta(t)$ і $Z_1(t) = \delta(t) + l_1\varphi(t)$ $\varphi_0 = \pi / 80$ $\dot{\varphi}_0 = 0$ $\omega_0 = 1979.2 c^{-1}$

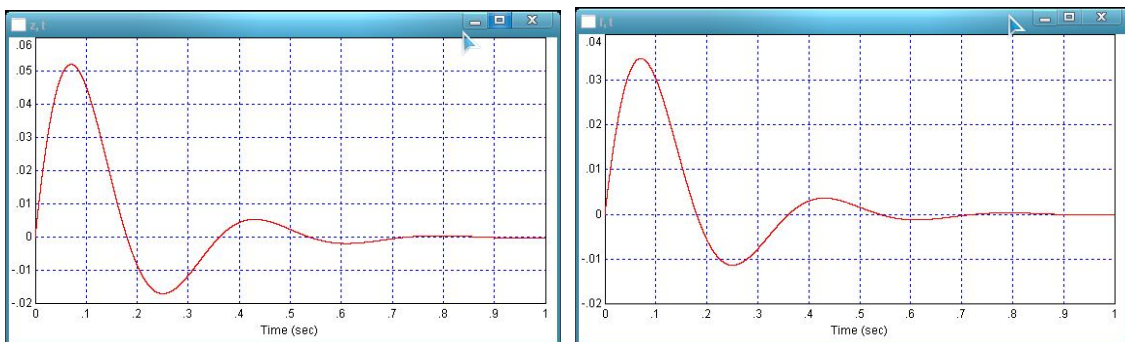


Рис. 6. Залежності $\varphi(t)$ і $Z(t)$: $\varphi_0 = 0$ $\dot{\varphi}_0 = 1c^{-1}$ $Z = 1.5\varphi(t)$ м

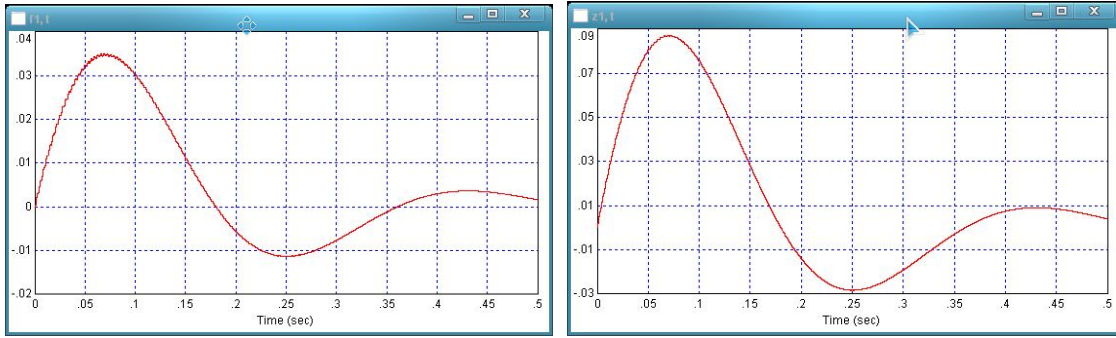


Рис. 7. Залежності $f_1(t) = \delta(t) i Z_1(t) = \delta(t) + l_1 \varphi(t)$ $\varphi_0 = 0$ $\dot{\varphi}_0 = 1 c^{-1}$ $\omega_0 = 1979.2 c^{-1}$

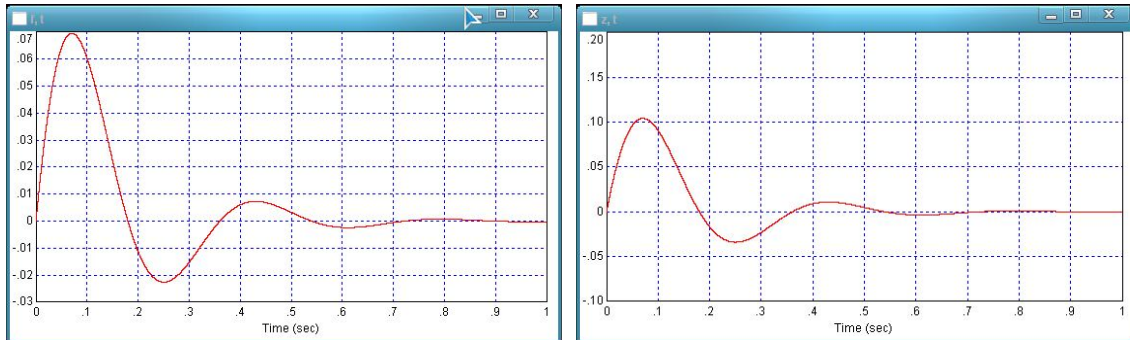


Рис. 8. Залежності $\varphi(t)$ і $Z(t)$: $\varphi_0 = 0$ $\dot{\varphi}_0 = 2 c^{-1}$ $Z = 1.5 \varphi(t) м$

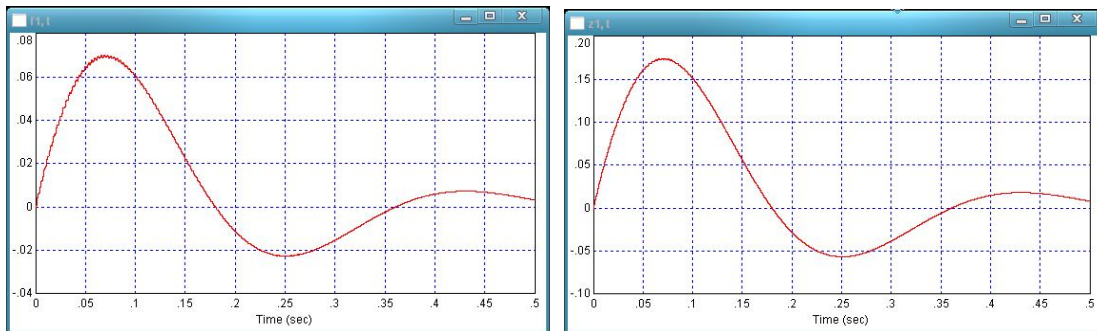


Рис. 9. Залежності $f_1(t) = \delta(t) i Z_1(t) = \delta(t) + l_1 \varphi(t)$ $\varphi_0 = 0$ $\dot{\varphi}_0 = 2 c^{-1}$ $\omega_0 = 1979.2 c^{-1}$

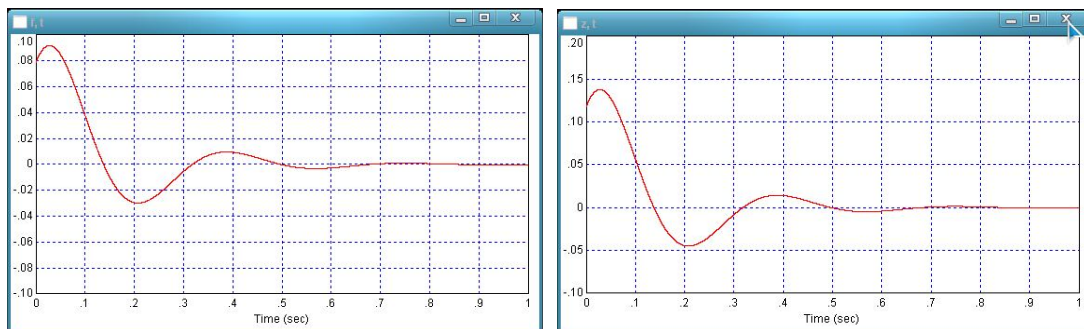


Рис. 10. Залежності: $\varphi(t)$ і $Z(t)$: $\varphi_0 = \pi / 40$; $\dot{\varphi}_0 = 1 c^{-1}$; $Z = 1.5 \varphi(t) м$

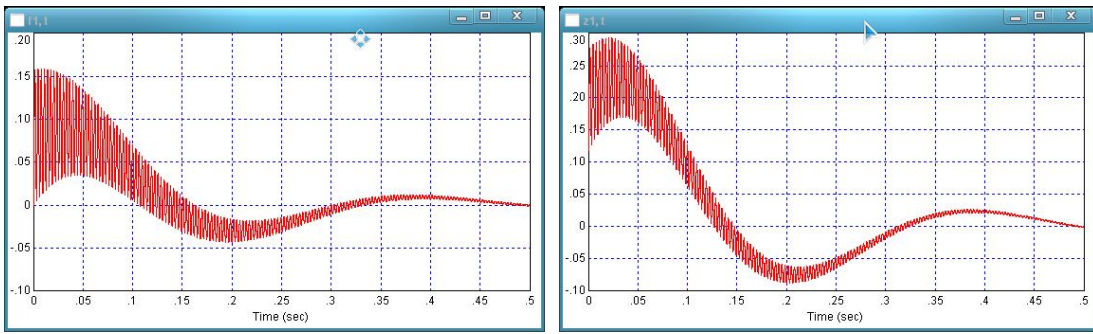


Рис. 11. Залежності

$$f_1(t) = \delta(t) \text{ і } Z_1(t) = \delta(t) + l_1\varphi(t) \quad \varphi_0 = \pi / 40 \quad \dot{\varphi}_0 = 1c^{-1} \quad \omega_0 = 1979.2c^{-1}$$

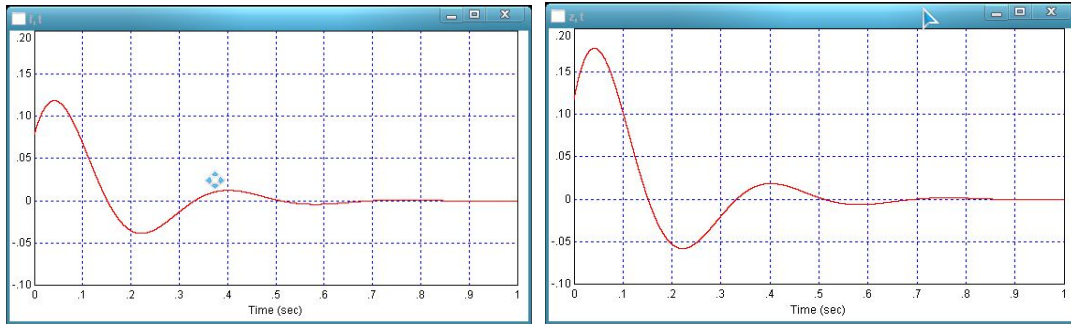


Рис. 12. Залежності $\varphi(t)$ і $Z(t)$: $\varphi_0 = \pi / 40$; $\dot{\varphi}_0 = 2c^{-1}$; $Z = 1.5\varphi(t)м$

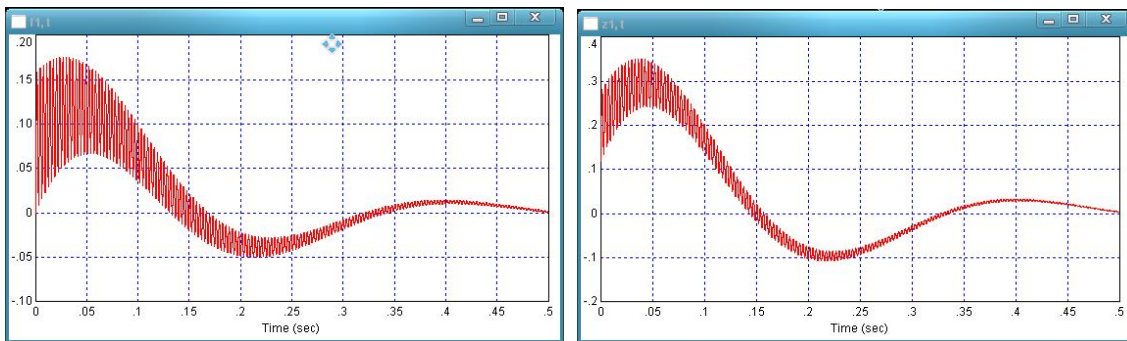


Рис. 13. Залежності

$$f_1(t) = \delta(t) \text{ і } Z_1(t) = \delta(t) + l_1\varphi(t) \quad \varphi_0 = \pi / 40 \quad \dot{\varphi}_0 = 2c^{-1} \quad \omega_0 = 1979.2c^{-1}$$

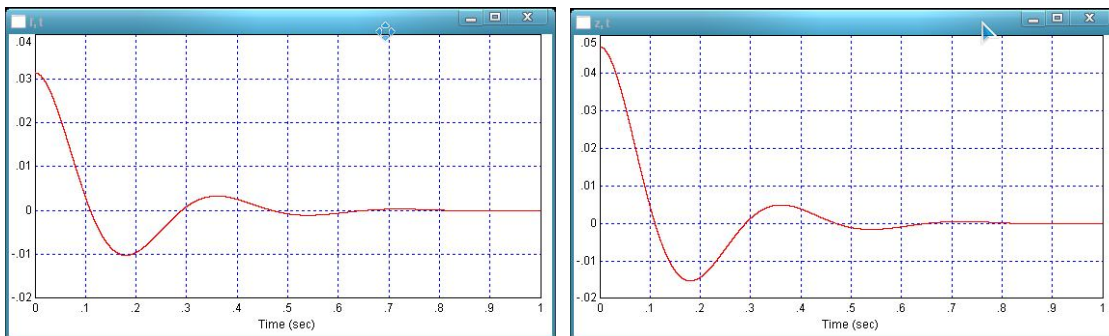


Рис. 14. Залежності: $\varphi(t)$ і $Z(t)$: $\omega_0 = 197.92c^{-1}$; $\varphi_0 = \pi / 100$; $\dot{\varphi}_0 = 0$; $Z = 1.5\varphi(t)м$

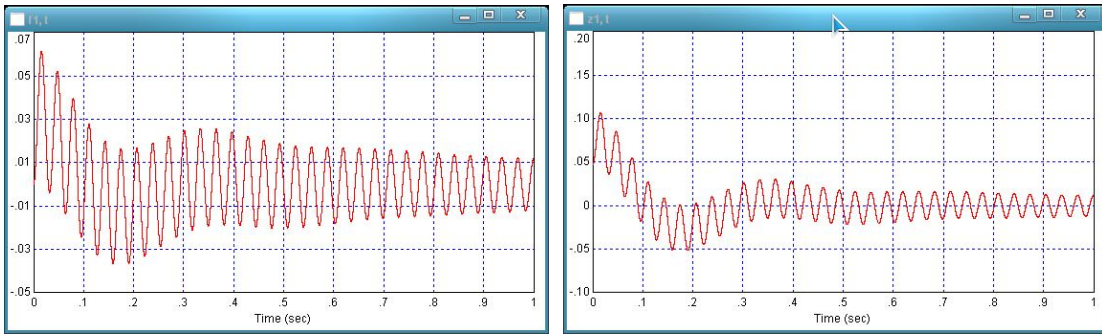


Рис. 15. Залежності

$$f_1(t) = \delta(t) i Z_1(t) = \delta(t) + l_1 \varphi(t) \quad \varphi_0 = \pi / 40 \quad \dot{\varphi}_0 = 2c^{-1} \quad \omega_0 = 1979.2c^{-1}$$

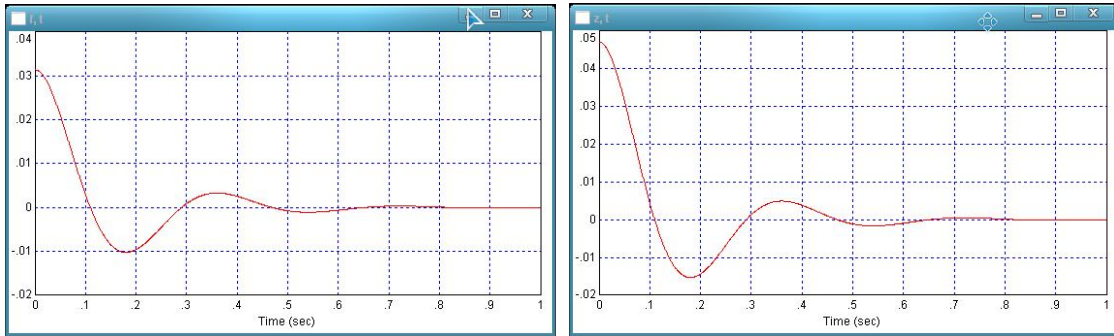


Рис. 16. Залежності: $\varphi(t)$ і $Z(t)$: $\omega_0 = 100c^{-1}$ $\varphi_0 = \pi / 100$; $\dot{\varphi}_0 = 0$; $Z = 1.5\varphi(t)м$

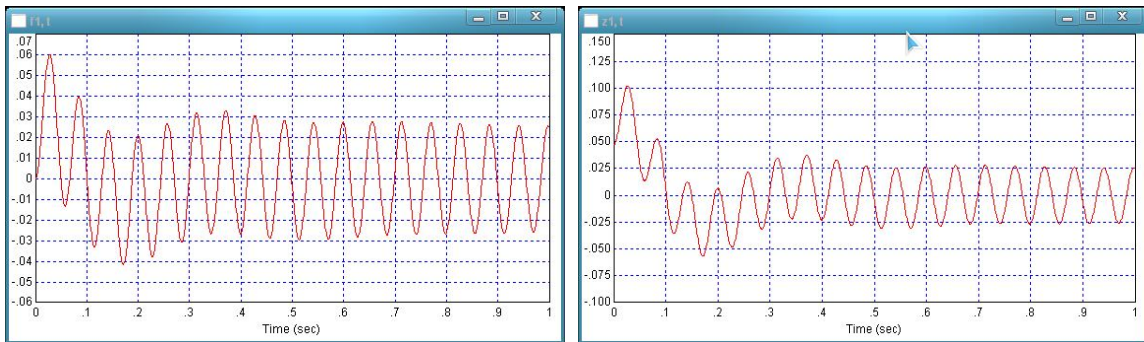


Рис. 17. Залежності $f_1(t) = \delta(t) i Z_1(t) = \delta(t) + l_1 \varphi(t)$ $\varphi_0 = \pi / 100$ $\dot{\varphi}_0 = 0$ $\omega_0 = 110c^{-1}$

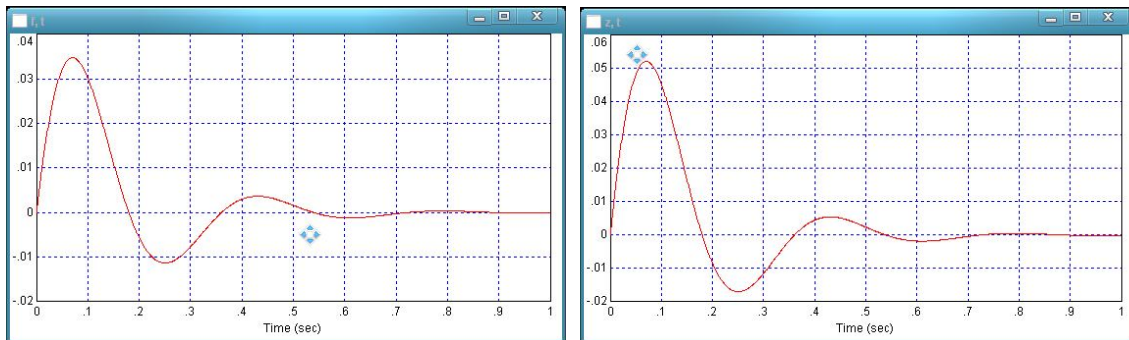


Рис. 18. Залежності: $\varphi(t)$ і $Z(t)$: $\omega_0 = 110c^{-1}$ $\varphi_0 = 0$; $\dot{\varphi}_0 = 1c^{-1}$; $Z = 1.5\varphi(t)м$

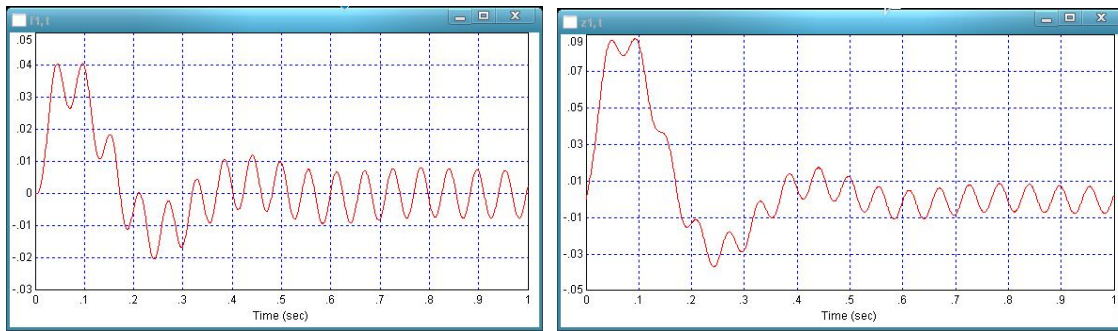


Рис. 19. Залежності $f_1(t) = \delta(t) i Z_1(t) = \delta(t) + l_1 \varphi(t)$ $\varphi_0 = 0$ $\dot{\varphi}_0 = 1c^{-1}$ $\omega_0 = 110c^{-1}$.

Висновки. 1. На підставі отриманих результатів чисельного моделювання на ПЕОМ отримані найбільш раціональні конструктивні і кінематичні параметри гичкозбиральної машини фронтально навішеної на трактор.

2. Встановлено, що власна частота коливань демфера GPS – приймача, встановленого на кабіні трактора, складає $\omega_0 \approx 2 \cdot 10^3 c^{-1}$, а добротність $Q = 100$. Саме за цих значень параметрів вказаного демфера амплітуда коливань його основи не перевищує $\pm 1 \cdot 10^{-2} m$.

3. Отримані результати можуть бути використані також при проведенні конструкторських розробок інших перспективних гичкозбиральних машин, обладнаних GPS – навігаторами.

1. Василенко П.М. Введение в земледельческую механику/П. М. Василенко. – К.: Сільгоспосвіта, 1996. – 252 с.
2. Морозов Б.И. Расчёт движения колёсной машины по неровной дороге/ Б.И. Морозов, Н.М. Грингауз //Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. - 1969. - №7. - С. 11 – 14.
3. Булгаков В.М. Теория бурякозбиральных машин/ В.М. Булгаков.- К.: Видавничий центр НАУ, 2005. - 245 с.
4. Погорельый Л.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз/ Л.В. Погорельый, Н.В. Татьянако. – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
5. Булгаков В.М. Динамика зернозбиральных агрегатів/ В.М. Булгаков, Г.М. Калетник, І.В. Гринник, О.М. Леженкін – К.: Аграрна наука, 2010. - 257 с.
6. Березовий М.Г. Моделювання руху гичкозбиральної машини по нерівностях поверхні ґрунту/ М.Г. Березовий, О.І. Литвинов, В.М. Пришляк, Ю.М. Андреев// Праці державного агротехнічного університету .- 2012.- Вип.12. - Т.1. - С.116 – 126.
7. Леженкін О.М. Математична модель руху причіпної гичкозбиральної машини/ О.М. Леженкін, О.О. Сипливець// Науковий вісник ТДАТУ.- 2012. - Вип. 2. - Т. 3. - С. 223 – 233.
8. Ландау Л.Д. Механика. Т.1/ Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц. – М.: Наука, 1965. – 204 с.
9. Токарев М.Ф. Механические воздействия и защита радиоэлектронной аппаратуры/ М.Ф. Токарев, Е.Е Талицкий, В.А. Фролов.- М.: Радио и связь, 1984. - 294 с.
10. Назаренко В.Г. Влияние процесса установления резонансных колебаний на долговечность элементов электронных приборов / В.Г. Назаренко // Доклады БГРУИР. – 2006. – №4 (16). - С. 95 – 100.
11. Назаренко В.Г. Оценка параметров нестационарных колебаний механической системы с одной степенью свободы в процессе виброиспытаний / В.Г. Назаренко, Е.Б Далецкая, П.М. Миронова// Механика машин, механизмов и материалов. – Минск, 2011. – №2 (15). - С. 51 – 53.

УДК 621.313

О. Шаблій, Ч. Пулька, Л. Цимбалюк, О. Король, М. Базар
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

СХЕМА ПІДКЛЮЧЕННЯ ІНДУКТОРА ПРИ ПАРАЛЕЛЬНОМУ З'ЄДНАННІ З НИМ ЄМНОСТІ ТА ІНДУКТИВНОСТІ ПРИ ВІДНОВЛЕННІ ЗНОШЕНИХ МЕТАЛЕВИХ КОЛІС

Розроблено математичну модель розрахунку схеми підключення індуктора при паралельному з'єднанні з ним ємності та індуктивності, проаналізовано актуальність такої системи, яка підвищує її ефективність (індуктор магнітопровід, резонансна система), а також досліджено вплив низки факторів при паралельному з'єднанні з ним ємності та індуктивності.

Ключові слова: *магнітна та електромагнітна проникність, магнітне поле, індуктивність, ємність, енергія магнітного поля, магнітопровід.*

Постановка проблеми. При відновленні деталей машин часто використовуються різного роду індуктори, джерела нагрівання, які сприяють з'єднанню основного металу з розплавленим. Такими технологіями ремонту є наплавлення з метою відновлення зношеної поверхні деталі, її нарощування для одержання початкової форми та ін. Відповідно із зміною номенклатури деталей, які випускаються промисловістю для забезпечення їх якісного наплавлення чи нарощування поверхонь необхідно підбирати відповідні конструкції індукторів та нагрівальних систем.

В даний час ремонт металевих коліс здійснюється шляхом розточення, багатошарового наплавлення, виготовлення і посадки на колеса готових бандажів. Всі ці технологічні операції не відповідають сучасному рівню вимог, які висуваються до відновлення металевих коліс, є високозатратними та малопродуктивними. Так, застосування неперервно-послідовних технологій наплавлення металевих коліс, довготривале й не забезпечує якісного наплавлення, а виготовлення бандажів та їх посадка на колеса пов'язана з великими як матеріальними так і трудовими затратами.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Раніше авторами була розроблена нова високопродуктивна технологія відновлення залізничних коліс методом заливки рідкого металу в тигель на зношену поверхню, яка дозволяє підвищити продуктивність процесу наплавлення та якість зчеплення рідкого металу з основним металом [1,2,3].

В роботах [4,5,6] проведені теоретичні дослідження температурного поля на поверхні спрацьованого металевого колеса. Особливе значення для цього методу має з'єднання рідкого металу з основним металом, за допомогою електричної схеми підключення індуктора при паралельному з'єднанні з ним ємності та індуктивності, яку необхідно розрахувати. В літературних джерелах такі дослідження відсутні, що пов'язано з необхідністю розроблення математичної моделі для розрахунку такої схеми підключення.

Метою роботи є розроблення математичної моделі розрахунку схеми підключення індуктора при паралельному з'єднанні з ним ємності та індуктивності, у випадку можливості створення резонансу струмів.

Визначено індуктивність системи індуктор-колесо у випадку, коли температура в деякій області колеса перевищує температуру Кюрі. Тоді енергія магнітного поля визначається за формулою

$$W_m = \frac{1}{2} \int_V \dot{H} \cdot \dot{B} dV = \frac{1}{2} \mu_a \int_V \dot{H} \cdot \dot{H}^* dV, \quad (1)$$

де $\mu_a = \mu \mu_0$, $\mu = 1$ — магнітна проникність матеріалу колеса, що нагрівається;

$\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7} \text{ Гн/м}$ — магнітна проникність вакууму; $\dot{B} = \mu \dot{H}$, \dot{B}^* — магнітна індукція, Вб;

\dot{H} — напруженість магнітного поля, що підлягає нагріванню.

Тут \dot{H} визначається з виразу (якщо температура вища від температури Кюрі)

$$\dot{H} = \dot{H}_{m1} = \dot{H}_{me4} \frac{(\bar{M}_1 N_1 + \bar{M}_2 N_2) + i(\bar{M}_1 N_2 - \bar{M}_2 N_1)}{N_1^2 + N_2^2},$$

спряжена величина до цього виразу буде

$$\dot{H}_{m1}^* = \dot{H}_{me4} \frac{(\bar{M}_1 N_1 + \bar{M}_2 N_2) - i(\bar{M}_1 N_2 - \bar{M}_2 N_1)}{N_1^2 + N_2^2},$$

де \dot{H}_{me4} — напруженість магнітного поля на поверхні, яка визначається із теореми про повний струм [7]

$$H_{me4} = \frac{N \cdot I_i \cdot \sqrt{2}}{a},$$

де N — кількість витків індуктора, який має форму гвинтової лінії; I_i — струм в індукторі, А; a — висота індуктора, м.

Тоді вираз, який стоїть під інтегралом в (1) для області колеса, що нагрівається буде

$$\dot{H}_{m1} \cdot \dot{H}_{m1}^* = \dot{H}_{me4}^2 \frac{\bar{M}_1^2 + \bar{M}_2^2}{N_1^2 + N_2^2},$$

а для енергії магнітного поля маємо

$$W_{41} = \frac{1}{2} \mu_a \dot{H}_{me4}^2 \int_V \frac{\bar{M}_1^2 + \bar{M}_2^2}{N_1^2 + N_2^2} dV.$$

Якщо використати формулу для \dot{H}_{me4}^2 , яка випливає із закону повного струму, то одержимо

$$W_{41} = \frac{1}{2} \left[\mu_a \left(\frac{N \sqrt{2}}{a} \right)^2 \int_V \frac{\bar{M}_1^2 + \bar{M}_2^2}{N_1^2 + N_2^2} dV \right] I_i^2 \quad (2)$$

де $\bar{M}_1 = (1 + \sqrt{\mu_{42}}) e^{-c(x)} \cos c(x) + (1 - \sqrt{\mu_{42}}) e^{-d(x)} \cos d(x)$;

$\bar{M}_2 = (1 + \sqrt{\mu_{42}}) e^{-c(x)} \sin c(x) + (1 - \sqrt{\mu_{42}}) e^{-d(x)} \sin d(x)$;

$N_1 = (1 + \sqrt{\mu_{42}}) e^{-c(x_{04})} \cos c(x_{04}) + (1 - \sqrt{\mu_{42}}) e^{-d(x_{04})} \cos d(x_{04})$;

$N_2 = (1 + \sqrt{\mu_{42}}) e^{-c(x_{04})} \sin c(x_{04}) + (1 - \sqrt{\mu_{42}}) e^{-d(x_{04})} \sin d(x_{04})$,

$c(x) = (k_{42} - k_{41}) x_\kappa + k_{41} \cdot x$;

$d(x) = (k_{42} + k_{41}) x_\kappa - k_{41} \cdot x$,

$$\text{тут } k_{41} = \frac{1}{\Delta} = \sqrt{\frac{\omega \mu_0 \mu_{41} \gamma_{41}}{2}} = \sqrt{\pi f \mu_0 \mu_{41} \gamma_{41}}, \quad k_{42} = \frac{1}{\Delta} = \sqrt{\frac{\omega \mu_0 \mu_{42} \gamma_{42}}{2}} = \sqrt{\pi f \mu_0 \mu_{42} \gamma_{42}};$$

Δ – глибина проникнення струму; $\gamma_{41} = \gamma_{42}$ – електрична провідність матеріалу колеса;

μ_{41}, μ_{42} – магнітна проникність матеріалу колеса.

Енергію магнітного поля можна визначити так [8,9]:

$$W_{41} = \frac{1}{2} L_{41} \cdot I_i^2,$$

$$L_{41} = \mu_a \left(\frac{N\sqrt{2}}{a} \right)^2 \int_V \frac{\bar{M}_1^2 + \bar{M}_2^2}{N_1^2 + N_2^2} dV = \mu_{41a} \left(\frac{N\sqrt{2}}{a} \right)^2 2\pi a \int_{x_{04}}^{x_k} \frac{\bar{M}_1^2 + \bar{M}_2^2}{N_1^2 + N_2^2} (L-x) dx \quad \text{– індуктивність Гн.} \quad (3)$$

Зауважимо також, що величина L_{41} швидко зменшується з ростом x , тобто на індуктивність буде впливати лише та частина колеса, куди проникне енергія електромагнітного поля.

Аналогічно знайдемо енергію магнітного поля в тій частині колеса, де $T_4 \leq 755^\circ C$

$$L_{42} = \mu_{42a} \left(\frac{N\sqrt{2}}{a} \right)^2 2 \cdot \pi \cdot a \int_{x_k}^{x_6} \frac{\bar{M}_{12}^2 + \bar{M}_{22}^2}{N_1^2 + N_2^2} (L-x) dx, \quad (4)$$

де

$$\bar{M}_{12} = 2e^{-k_{42}(x)} \cos k_{42}(x),$$

$$\bar{M}_{22} = 2e^{-k_{42}(x)} \sin k_{42}(x).$$

А енергія магнітного поля частини колеса, де $T \leq 755^\circ C$ буде

$$W_{42} = \frac{1}{2} L_{42} \cdot I_i^2.$$

Тоді індуктивність колеса буде

$$L_4 = L_{41} + L_{42},$$

а енергія його магнітного поля дорівнює

$$W_4 = \frac{1}{2} L_4 \cdot I_i^2. \quad (5)$$

Тоді повна енергія в колесі знаходиться за формулою

$$W = \frac{1}{2} \gamma_4 \int_V \dot{E}_4^* \dot{E}_4 dV + \frac{1}{2} \mu_a \int_V \dot{H} \cdot \dot{H}^* dV \quad (6)$$

де γ_4 – питома провідність; \dot{E}_4 – напруженість електричного поля; \dot{E}_4^* – комплексна спряжена величина до \dot{E}_4 .

Остання формула використовується при енергетичних методах розв'язування задач.

Визначимо також індуктивність тигеля у випадку, коли він ще не залитий розплавом, тобто в проміжку $[x_{20}, x_{04}]$.

Будемо вважати, що струм проходить тільки по внутрішніх поверхнях витків індуктора (внаслідок його вигнутості до колеса та близькості до нього) [9].

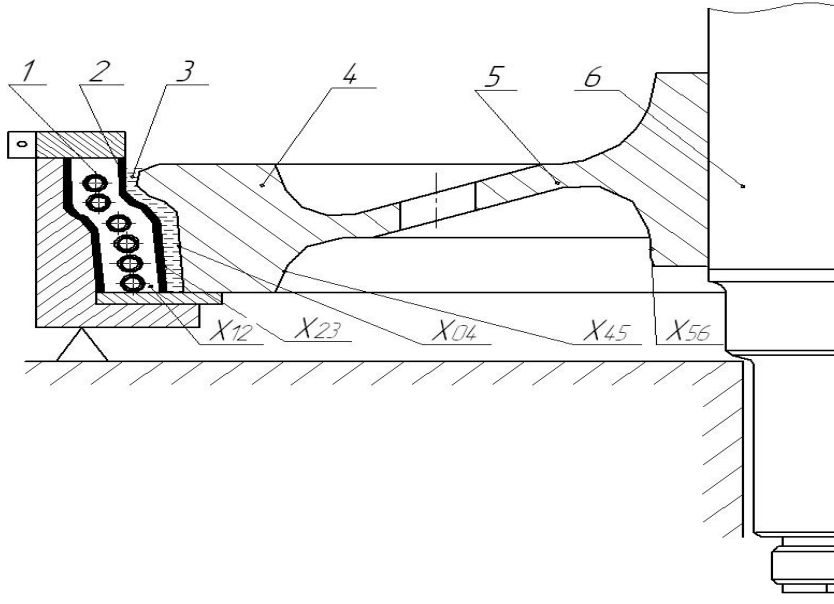


Рис. 1. Розрахункова схема 1 – багатовитковий кільцевий індуктор; 2 – вогнетривка ізоляція тигля; 3 – розплавлений метал, тигель; 4 – деталь (обод); 5 – однодисковий центр; 6 – вісь спарованого металевого колеса; x_{12} – зона між індуктором та ізоляцією; x_{23} – зона між ізоляцією та розплавленим металом; x_{04} – зона між розплавленим металом та зношеною поверхнею металевого колеса; x_{45} – зона між ободом центра та ступецею центра; x_{56} – зона між ступицею центра та віссю колеса

Енергія магнітного поля на проміжку $[0, x_{04}]$ від внутрішньої поверхні індуктора до поверхні колеса дорівнює

$$\begin{aligned}
 W_0 &= \frac{1}{2} \mu_0 \int_V \dot{H}_{me4}^2 dV = \frac{1}{2} \mu_0 \dot{H}_{me}^2 V = \frac{1}{2} \mu_0 \left(\frac{N\sqrt{2}}{a} \right)^2 I_i^2 \times \\
 &\times 2\pi x_{04} \left(L - \frac{x_{04}}{2} \right) a = \frac{1}{2} \mu_0 2\pi x_{04} \left(L - \frac{x_{04}}{2} \right) a \left(\frac{N\sqrt{2}}{a} \right)^2 I_i^2 = \frac{1}{2} L_0 I_i^2, \\
 W_0 &= \frac{1}{2} L_0 I_i^2, \tag{7}
 \end{aligned}$$

де

$$L_0 = \mu_0 2\pi x_{04} \left(L - \frac{x_{04}}{2} \right) a \left(\frac{N\sqrt{2}}{a} \right)^2.$$

Зауважимо наперед також, що координати границі x_k між зонами, де температура в колесі більша і менша від температури Кюрі, знаходиться шляхом табулювання її при $x > x_{04}$.

Визначимо також індуктивність індуктора та магнітопровода. Для цього знайдемо магнітний потік через індуктор та магнітопровід. Перший з них дорівнює

$$\Phi_i = \frac{\sqrt{2} \cdot \dot{U}_i}{i \cdot \omega \cdot N} = \frac{\sqrt{2} \cdot \dot{U}_i}{i \cdot 2 \cdot \pi \cdot f \cdot N}. \quad (8)$$

де f – частота струму, Гц; ω – кругова частота.

Величина цього потоку буде мати вигляд

$$\Phi_i = \frac{\sqrt{2} \cdot U}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot N}, \quad \Phi_i = L_i \cdot I_i. \quad (9)$$

де N – число витків індуктора; U – напруга на індукторі; L_i – індуктивність в індукторі; I_i – величина струму в індукторі.

Визначимо напругу U_i через силу струму й повний опір індуктора

$$U_i = I_i \cdot \sqrt{r_i^2 + x_i^2}, \quad (10)$$

де $r_i = \frac{l}{a} \sqrt{2} \frac{\rho}{\Delta} \cos \frac{\pi}{4}$, $x_i = \frac{l}{a} \sqrt{2} \frac{\rho}{\Delta} \sin \frac{\pi}{4}$ – величина активного та реактивного опору індуктора;

I_i – величина струму в індукторі; ρ – питомий опір матеріалу індуктора; l – довжина індуктора; a – висота індуктора; Δ – глибина проникнення електромагнітного поля в матеріал індуктора.

Підставивши U_i в (10), отримаємо

$$\Phi_i = \frac{\rho \cdot l \cdot I_i}{a \cdot \Delta \cdot \pi \cdot f \cdot N}. \quad (11)$$

Звідси індуктивність індуктора дорівнює $\frac{\Phi_i}{I_i} = \frac{\rho \cdot l}{a \cdot \Delta \cdot \pi \cdot f \cdot N} = L_i$.

Енергія магнітного поля в індукторі буде визначатись за формулою

$$W_i = \frac{1}{2} \cdot L_i \cdot I_i^2. \quad (12)$$

Магнітний потік, який проходить через магнітопровід (систему магнітопроводів) дорівнює

$$\Phi_m = L_m \cdot I_i. \quad (13)$$

Енергія магнітного поля, яка створюється потоком Φ_m , що проходить через магнітопровід, має вигляд

$$W_m = \frac{1}{2} \cdot L_m \cdot I_i^2 \quad (14)$$

З допомогою формул (11) – (13) одержимо

$$\frac{W_m}{W_i} = \frac{\Phi_m}{\Phi_i} = \frac{L_m}{L_i} = K_m. \quad (15)$$

де W_m – енергія магнітного поля магнітопроводу; W_i – енергія магнітного поля індуктора; Φ_m – магнітний потік магнітопроводу; Φ_i – магнітний потік індуктора; L_m – індуктивність магнітопроводу.

Коефіцієнт K_m визначається через відношення геометричних розмірів магнітопроводу та індуктора, які можна заміряти або визначити через геометричні розміри та фізичні величини магнітопроводу та індуктора.

В попередніх формулах визначена сила струму, його частота, геометричні розміри та розміщення індуктора, а також фізичні властивості його матеріалу, які необхідні для створення на підготовленій поверхні колеса необхідної температури за заданий час, яка потрібна для активної взаємодії нагрітого матеріалу колеса з розплавленим металом тигеля. Створення сили струму з такими параметрами (тепер вже знайденими) можна здійснити джерелом живлення, розрахованим на створення струму з такими параметрами, при цьому повинні виконуватись умови резонансу або близькі умови до нього. При паралельному з'єднанні індуктивності та ємності будемо мати випадок можливості створення резонансу струмів.

В такому колі (рис. 1) напруга на паралельних витках однакова, а струм дорівнює геометричній сумі струмів вузла [10,11].

$$\dot{I} = \dot{I}_1 + \dot{I}_2, \quad (16)$$

де величина першого доданку дорівнює

$$I_1 = \frac{U}{Z} = \frac{U}{\sqrt{R^2 + X_L^2}} = \frac{U}{\sqrt{R^2 + (\omega \cdot L)^2}}.$$

Як вектор вона має вигляд

$$\dot{I}_1 = \frac{U}{R + i \cdot \omega \cdot L} = \frac{U(R - i \cdot \omega \cdot L)}{R^2 + \omega^2 \cdot L^2} \quad (17)$$

Другий доданок в (16) як величина й як вектор має такий вигляд

$$I_2 = \frac{U}{X_C} = U \cdot \omega \cdot C$$

$$\dot{I}_2 = i \cdot U \cdot \omega \cdot C. \quad (18)$$

Тоді струм в колі з опором R , індуктивністю L та ємністю C будедорівнювати

$$\begin{aligned} \dot{I} &= \frac{U}{R + i \cdot \omega \cdot L} + U \cdot i \cdot \omega \cdot C = U \left(\frac{R - i \cdot \omega \cdot L}{R^2 + \omega^2 \cdot L^2} + i \cdot \omega \cdot C \right) = \\ &= \frac{U \cdot R}{R^2 + \omega^2 \cdot L^2} - i \frac{U}{R^2 + \omega^2 \cdot L^2} \left[\omega \cdot L - \omega \cdot C (R^2 + \omega^2 \cdot L^2) \right] \end{aligned} \quad (19)$$

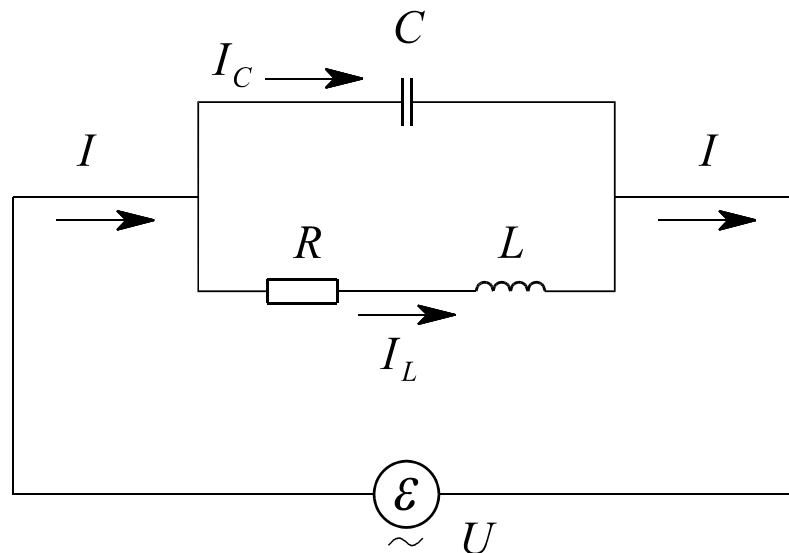


Рис. 2. Схема підключення індуктора при паралельному з'єднанні з ним ємності

Значить, при умові

$$\omega \cdot L - \omega \cdot C (R^2 + \omega^2 \cdot L^2) = 0 \quad (20)$$

електричне коло поводить себе як коло тільки з активним опором.

Зсув фаз між зовнішнім напруженням і силою струму у випадку виконання умови (20) рівний нулю.

Останню умову перепишемо так

$$\frac{1}{\omega \cdot C} - \omega \cdot L = \frac{R^2}{\omega \cdot L}; \quad \frac{R^2}{\omega \cdot L} + \omega \cdot L = \frac{1}{\omega \cdot C} \quad (21)$$

або

$$C = \frac{1}{\omega \cdot \left(\frac{R^2}{\omega \cdot L} + \omega \cdot L \right)}; \quad I = I_L + I_C.$$

В більшості практично важливих випадків $\omega \cdot L \gg R$, а тому вираз (21) можна з великою точністю записати:

$$\omega = \frac{1}{\sqrt{L \cdot C}}. \quad (22)$$

При частоті (резонансній) між точками А і Д імпеданс досягає максимуму, а сила струму I_0 в колі – мінімуму. Отже сили струму I_L і I_C при цьому є мінімальні.

Векторна діаграма сили струмів в контурі між точками А і Д подана на рисунку.

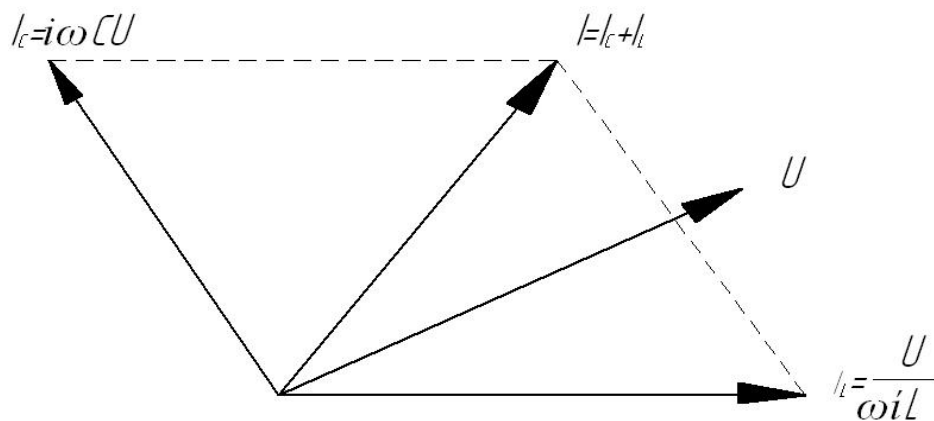


Рис. 3. Векторна діаграма сили струмів в контурі з паралельно підключеною ємністю і індуктивністю

При наближенні до резонансного стану діаграма струмів набуває вигляду.

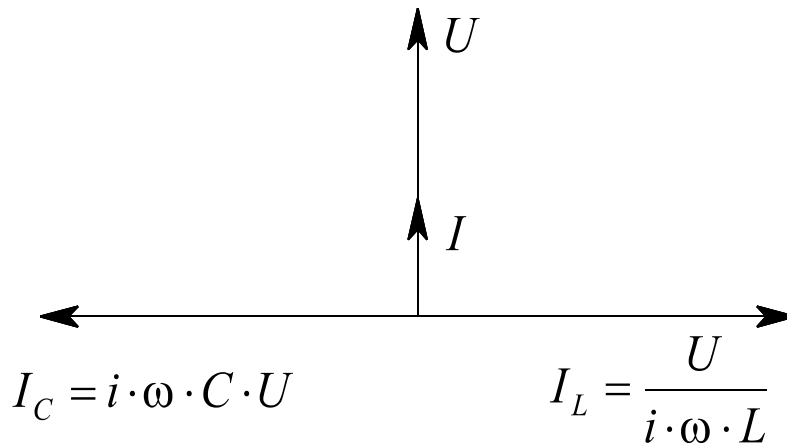


Рис. 4. Векторна діаграма струмів при резонансі струмів

В резонансі один з другим, як це видно на рисунку 3, знаходяться сили струмів ємності та індуктивності. Тому вони компенсують один одного, а сам резонанс називається резонансом струмів.

Нехай напруга в колі U задається за законом $U = U_0 \sin \omega t = E$ і створюється джерелом живлення. Тоді сила струму зовнішнього кола визначається за формулою

$$I = \frac{U}{|Z|} = \frac{U_0}{|Z|} \cdot \sin \omega t, \quad (23)$$

де U_0 – початкова напруга ЕРС.

А значить з (20) випливає, що резонансна частота в колі буде дорівнювати

$$f_p = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \sqrt{L \cdot C}}. \quad (24)$$

Але для більш точних розрахунків і, особливо, коли частота f низька, слід для проведення розрахунків використовувати формулу (21).

Вираз (19) перепишемо у вигляді

$$\dot{U} = \dot{I} \cdot \dot{Z}, \quad (25)$$

де $\dot{Z} = \frac{1}{\frac{R}{R^2 + \omega^2 \cdot L^2} - i \frac{1}{R^2 + \omega^2 \cdot L^2} [\omega \cdot L - \omega \cdot C (R^2 + \omega^2 \cdot L^2)]}$ – повний комплексний

опір кола,

або

$$Z = \frac{1}{\sqrt{\frac{R^2}{(R^2 + \omega^2 \cdot L^2)^2} + \frac{1}{(R^2 + \omega^2 \cdot L^2)^2} [\omega \cdot L - \omega \cdot C (R^2 + \omega^2 \cdot L^2)]^2}}. \quad (26)$$

З допомогою останнього рівняння побудуємо графік повного комплексного опору колеса.

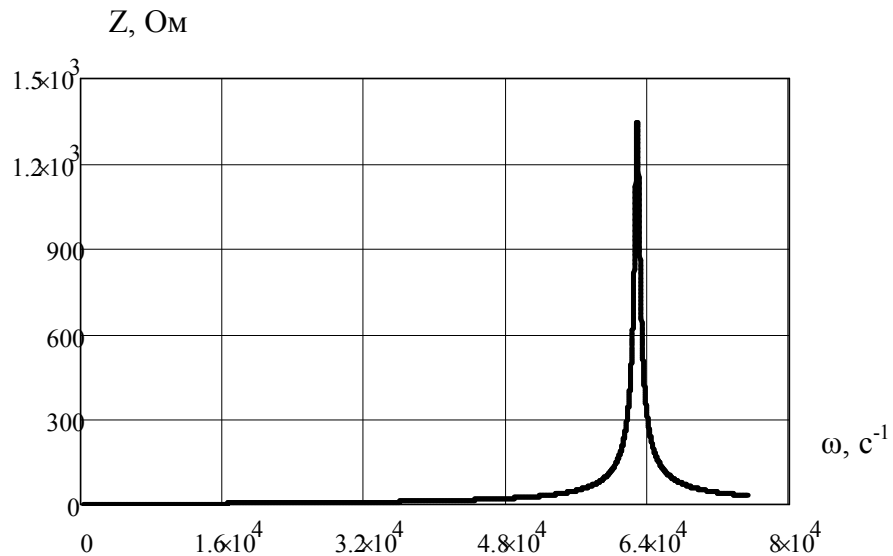


Рис. 5. Залежність повного комплексного опору від частоти струму f

На рисунку 5 зображено графік повного комплексного опору від частоти, де комплексний

опір Z досягає максимуму при частоті $\omega_0 = \frac{1}{\sqrt{L \cdot C}}$, яка називається резонансною частотою

контуру. При цьому амплітуда опору рівна $\frac{U_0}{I}$, з (23) $|Z| = \frac{U_0}{I} \sin \omega t$.

Висновки. Розроблено математичну модель, яка дозволяє отримувати розміри тигеля для заливання розплавленого металу, розміри та конструкцію індуктора для створення електромагнітного поля на нагрівання поверхні кочення колеса, розміри системи захисту індуктора від температурного режиму тигеля, та системи підвищення ефективності її (індуктора, магнітопровід, резонансна система). Досліджено питому потужність теплових джерел в залежності від частоти та сили струму в індукторі, кількості його витків та розподіл її в колесі. Показано, що вона зростає пропорційно частоті струму, квадрату сили струму та кількості витків індуктора, яка інтенсивно спадає в залежності від глибини проникнення електромагнітного поля в колесо.

Визначено енергію магнітного поля в колесі та його індукцію. Встановлено, що із зростанням частоти потужність і сила струму спадають, прямуючи до деякої (знайденої) величини.

1. Шаблій О. М. Спосіб відновлення спрацьованих сталевих деталей [Текст] / О. М. Шаблій, Ч. В. Пулька, Б. М. Береженко // Патент на корисну модель №42596 по заявці № u200901692 від 26.02.09р. опубліковано Б. №13 від 10.07.09.
2. Шаблій О. М. Спосіб відновлення спрацьованих сталевих деталей [Текст] / О. М. Шаблій, Ч. В. Пулька, І. І. Стойко, О. І. Король // Патент на корисну модель №45731 по заявці №u200905443 від 29.05.09р. опубліковано Б. №22 від 25.11.09 р.
3. Шаблій О. М. Спосіб наплавлення сталевих виробів [Текст] / О. М. Шаблій, Ч. В. Пулька, М. С., Базар, О. І. Король // Патент на винахід №95330 В23К 13/00, Бюл. №2 від 25.07.2011.
4. Шаблій О.М. Створення температурного поля на торці спрацьованого металевго колеса коли температура перевищує температуру Кюрі [Текст] / Шаблій О.М., Пулька Ч.В., Король О.І., Базар М.С. // Вісник ТНТУ ім. Івана Пулюя. – №1 – 2012. – С. 208 – 219.
5. Шаблій О.М., Визначення розподілу швидкості води в трубці прямокутного поперечного перерізу [Текст] / Шаблій О.М., Пулька Ч.В., Король О.І., Базар М.С. // Тези II науково-технічної конференції «Інформаційні моделі, системи та технології» 25 квітня 2012 року, ТНТУ ім. Івана Пулюя, м. Тернопіль, С. 54.
6. Шаблій О.М., Математична модель створення температурного поля на поверхні спрацьованого металевго колеса, коли температура перевищує температуру Кюрі [Текст] / Шаблій О.М., Пулька Ч.В., Король О.І., Базар М.С. // Тези I науково-технічної конференції «Інформаційні моделі, системи та технології» 25 квітня 2012 року, ТНТУ ім. Івана Пулюя, м. Тернопіль, С. 6-7.
7. Слухоцкий А.Е. Индукторы для индукционного нагрева. [Текст] / А.Е. Слухоцкий. – Л.: Машиностроение, 1978. – 325 с.
8. Слухоцкий А.Е. Индукторы. [Текст] / А.Е. Слухоцкий. – Л.: Машиностроение, 1979. – 70 с.
9. Матвеев А. Н. Электричество и магнетизм [Текст] / А. Н. Немков. – М.: Высшая школа, 1983. – 462 с.
10. Бессонов Л.А. Теоретические основы электротехники: электромагнитное поле. [Текст] / Л.А. Бессонов. – М.: Высшая школа, 1986. – 263 с.
11. Калантаров П.Л. Расчет индуктивностей. [Текст] / П.Л. Калантаров, Л.А. Цейтлин. – Л.: Энергия, 1978. – 488 с.

УДК 667.64:678.026

А.В. Шарко, Б.И. Морозов

МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ТЕРМОУПРОЧНЯЕМЫХ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ

Приведены результаты измерений электрофизических и прочностных свойств: пределов прочности, текучести, относительного удлинения, твердости, электропроводности, частоты автоциркуляции ультразвуковых колебаний образцов из термоупрочняемого сплава АК4-1 после закалки от разных температур. Предложена и апробирована комплексная система контроля качества термообработки: температуры нагрева под закалку и температуры старения, включающая последовательность операций измерения удельной электрической проводимости, твердости и частоты автоциркуляции, как производной скорости распространения поверхностных акустических волн.

Актуальность темы. Высокая химическая стойкость к влиянию агрессивных сред, повышенные физико-механические свойства, улучшенная коррозионная стойкость и износостойкость обуславливают широкое применение алюминиевых сплавов в различных отраслях промышленности. Сложные условия эксплуатации технического оборудования в условиях агрессивных сред при знакопеременных нагрузках и высоких температурах обуславливают повышенные требования к эксплуатационным характеристикам материалов. Особенно высокие требования предъявляются: температурным режимам закалки и старения, обеспечивающим необходимый комплекс прочностных свойств. Превышение температуры закалки выше допустимого предела приводит к пережогу материала, характеризуемого резким снижением механических свойств. Поскольку это является неисправимым браком производства, разработка методов оценивания физических и технологических свойств материалов является актуальной научной и практической задачей.

Анализ публикаций и достижений по проблеме оценивания технологических свойств материалов [1-5] показывает, что на практике качество термообработки деталей и заготовок из алюминиевых сплавов контролируется на основании записей температурных режимов закалки и старения с помощью термопар и дополнительных испытаний механических свойств и микроструктуры образцов-свидетелей.

Такая система контроля в ряде случаев, например при термообработке особо ответственных деталей, оказывается недостаточной. Как правило, термопары устанавливаются в одной-двух точках печи во избежание помех при загрузке деталей. Вместе с тем в воздушных печах с принудительной циркуляцией воздуха при укладке деталей больших размеров и сложной конфигурации имеет место эффект экранировки, приводящий к колебаниям температуры в разных зонах печи до нескольких десятков градусов.

Таким образом, в реальной ситуации температура нагрева под закалку разных деталей может оказаться различной и существенно отличаться от температуры нагрева образцов-свидетелей. Но даже небольшие, в пределах 10–15°C, отклонения температуры нагрева под закалку от оптимальных температур для термоупрочняемых алюминиевых сплавов оказывают значительное влияние на механические и коррозионные свойства материала изделий. Нагрев выше верхнего значения допустимых температур вызывает рост зерна, окисление и оплавление границ зерен, что приводит к резкому падению прочности и пластичности. При занижении температуры нагрева под закалку происходит неполное растворение интерметаллических соединений в твердом растворе и, в конечном счете, снижение прочности и коррозионной стойкости материала. На свойства деталей и заготовок могут оказать влияние и другие трудноучитываемые факторы, в том числе уменьшение скорости охлаждения при закалке и задержка нагретых деталей при их переносе из печи в закалочную ванну.

Для повышения надежности оценки качества термообработки в некоторых случаях наряду с контролем образцов-свидетелей проводятся механические испытания и металлографический контроль микроструктуры одной-двух деталей из каждой партии, подвергающихся термообработке. Однако такой контроль требует значительных затрат, так как связан с разрушением деталей и изготовлением из них разрывных образцов и большого количества макрошлифов, вырезанных из различных зон деталей. Кроме того, металлографический

контроль не гарантирует надежного выявления пережога в его начальной стадии, и, как следствие, возможны случаи перебраковки изделий.

Целью работы является разработка метода оценки технологических свойств термоупрочняемых алюминиевых сплавов на базе изучения взаимосвязей физико-механических свойств и технологических параметров структурообразования материалов.

Изложение основного материала. Известно, что для сплава АК4-1 оптимальные механические свойства и коррозионная стойкость обеспечиваются в сравнительно узком диапазоне температур старения – от 185 до 195°C. Занижение температуры старения на 10 – 20°C относительно оптимальных значений приводит к снижению коррозионной стойкости и уменьшению пределов прочности σ_B и пределов текучести $\sigma_{0.2}$, а завышение температуры старения вызывает перестаривание сплава, происходит снижение σ_B и $\sigma_{0.2}$.

Диапазон оптимальных температур для нагрева изделий из сплава АК4-1 под закалку 525 – 535°C [5]. При завышении температуры нагрева под закалку на 15 – 25°C наблюдается перегрев сплава и снижение пределов прочности σ_B , пределов текучести $\sigma_{0.2}$ и относительного удлинения δ , дальнейший рост температуры нагрева под закалку приводит к пережогу и катастрофическому падению его прочностных и пластических свойств.

Как показали исследования автора, опубликованные в [3,4], при нагреве изделий до температуры нагрева под закалку, превышающей 570°C, резко увеличивается коэффициент затухания ультразвука, что позволяет по результатам измерений этого параметра определять установившуюся стадию пережога. Для выявления возможных завышений температуры закалки на 15 – 30°C, приводящих к начальной стадии пережога, более перспективным оказывается контроль технологических параметров термообработки по изменениям скорости продольных ультразвуковых волн. Однако практическая реализация метода с использованием продольных волн связана с большими трудностями из-за сравнительно небольшой толщины подавляющей части деталей и их сложной конфигурации. В связи с этим представляет интерес оценка возможности замены в качестве рабочей характеристики скорости продольных волн на скорость поверхностных волн, возбуждение и прием которых осуществляется при одностороннем доступе к изделию с помощью отдельных излучателя и приемника, расположенных на фиксированной базе.

Расчеты скоростей продольных C_l и поверхностных $C_{ПОВ}$ волн с использованием справочных данных [5] для упругих констант из сплава АК4-1 в отожженном состоянии и после закалки с последующим старением дают для относительных изменений скоростей близкие значения:

$$\left(\frac{\Delta c}{c}\right)_l = 0,97\%, \quad \left(\frac{\Delta c}{c}\right)_{ПОВ} = 1,3\%. \quad \text{Это показывает, что для контроля температурных режимов}$$

закалки могут быть использованы измерения как C_l так и $C_{ПОВ}$.

Для измерений использовали призматические датчики с уменьшенной зоной акустического контакта (рис. 1). Пьезопреобразователь имел волновод в виде скошенной призмы, угол при вершине которой удовлетворял условию $0 < \beta < \frac{\pi}{2} - \alpha_{кр}$, где $\alpha_{кр}$ – второй критический угол для границы раздела волновода и изделия; β – угол, образованный акустической осью пьезоэлемента и контактной поверхностью призмы.

С целью обеспечения максимального переноса энергии ультразвуковой волной расстояние от точки ввода ультразвуковых колебаний до пьезоэлемента вдоль его акустической оси выбирали таким образом, чтобы оно не превышало ближней зоны дифракции Френеля. В качестве жидкости, обеспечивающей акустический контакт между пьезопреобразователем и контролируемым изделием, использовали трансформаторное масло.

Особое внимание уделяли технологии нанесения контактной жидкости. Способ нанесения этой жидкости непосредственно перед контролем на всю поверхность изделия в данном случае недопустим, поскольку энергия ультразвуковой волны из-за растекания по поверхности трансформаторного масла уменьшается и возникают мешающие отражения. Поэтому контактной жидкостью смачивали только зоны соприкосновения пьезопреобразователей с изделием; пространство между пьезопреобразователями оставалось незаполненным. Для исключения растекания

трансформаторного масла в процесі вимірювань місце вводу і приєма ультразвукових коливань екранували технічним войлоком, легко поглинаючим контактну рідину. Шлях ультразвукової хвилі при цьому способі збудження коливань зображено на рис. 1 сплошною лінією.

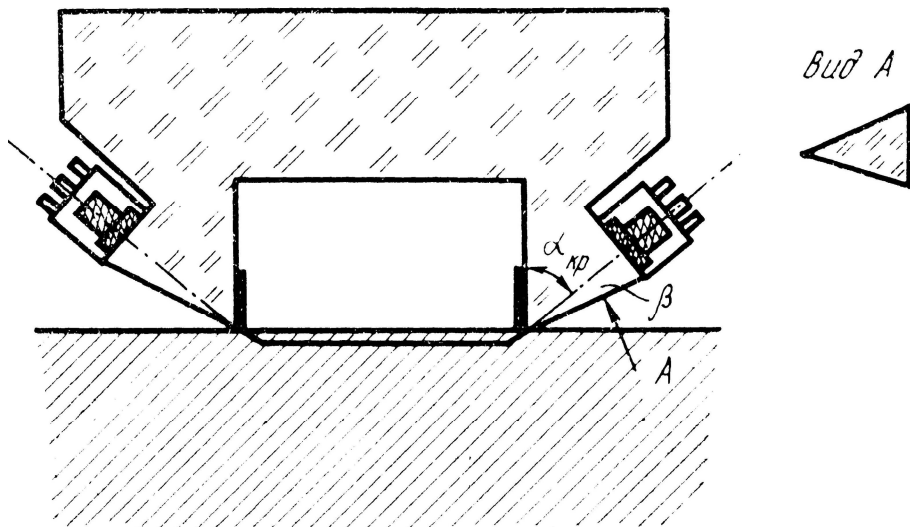


Рис. 1. Пьезопреобразователь для измерений скорости поверхностной акустической волны

Температурні режими нагрівів під закалку і старіння контролювали по частоті автоциркуляції імпульсів f , яку визначали як середнє арифметичне з 3-5 показань частотомера при різних установах пьезопреобразователей на контролюєму об'єкті. Результати вимірювань межів міцності σ_B , межів текучості $\sigma_{0,2}$, твердості по Брінелю і відносного подовження δ представлені в табл. 1.

На рис. 2 зображено графік залежності частоти автоциркуляції імпульсів f від температури нагріву під закалку. Кожна точка на графіку є усередненням результатів вимірювань трьох зразків з однаковою температурою заковки. Залежність частоти f від температури заковки носить нелінійний характер, тому чутливість експеримента S в різних температурних діапазонах різняча. В діапазоні температур 540 – 560°C вона складає

$$S = \left| \frac{\Delta f}{\Delta T} \right| = \left| \frac{f_{560} - f_{540}}{T_{560} - T_{540}} \right| = \left| \frac{88,02 - 89,02}{20} \right| \frac{\text{кГц}}{^\circ\text{C}} = 50 \frac{\text{Гц}}{^\circ\text{C}}$$

Таблиця 1

Фізико-механічні властивості зразків зі сплаву АК4-1 при різних температурах заковки

Температура заковки, °C	Механічні властивості після заковки і старіння при 190°C – 12ч				Електрофізичні і акустичні властивості в свіжезакаленному стані	
	σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	HRB	γ , Мсм/м	f , кГц
510	390-400	340-350	8-8,5	69-72	20,5-21,0	88,87-88,91
520	415-430	360-370	7-7,5	73-76	20,0-20,5	88,96-89,01
530	420-435	365-375	7-7,5	74-77	19,5-20,0	89,10-89,16
540	420-435	365-375	6,5-7,0	75-78	19,0-19,7	88,98-89,04
560	400-420	350-360	5,5-6,0	72-74	18,5-19,0	88,00-88,06
570	150	-	2,0	70	18,5-18,75	87,10-87,25
580	130	-	2,0	40	18,5	85,90-86,10

В диапазоне температур 560 – 570°C чувствительность увеличивается и составляет $85 \frac{\text{Гц}}{^\circ\text{C}}$. При дальнейшем росте температур S достигает $115 \frac{\text{Гц}}{^\circ\text{C}}$.

С учетом отклонений частоты f от средних значений на $\pm (20 \div 50)\text{Гц}$ при контроле разных плавок можно считать, что погрешность определения температуры закалки в интервалах, соответствующих как начальной, так и установившейся стадии пережога, не превышает 2 – 3°C, что гораздо меньше погрешности измерений температуры в печах с помощью термопар, составляющей $\pm 5^\circ\text{C}$.

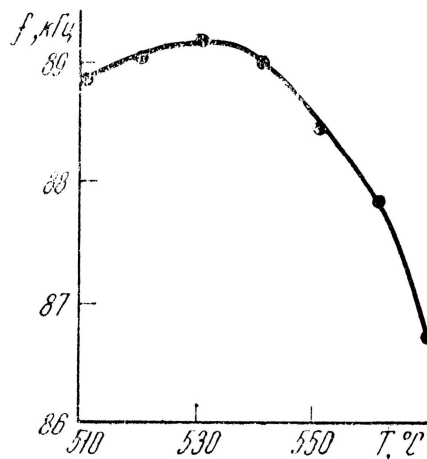


Рис. 2. Взаимосвязь частоты автоциркуляции импульсов поверхностной акустической волны и температуры закалки сплава АК4-1 после старения при 190°C – 12ч

Несмотря на высокую чувствительность, возможности акустического метода контроля ограничены. Это обуславливается наличием явно выраженного максимума на графике зависимости f от температуры закалки (см. рис. 2). Каждому значению f в области максимума соответствуют два значения температуры закалки, поэтому акустический метод может быть рекомендован для выявления мест с температурой нагрева под закалку, превышающей 550°C.

Более широкие возможности открываются при комплексном контроле температурных режимов закалки с применением вихревого и акустического методов.

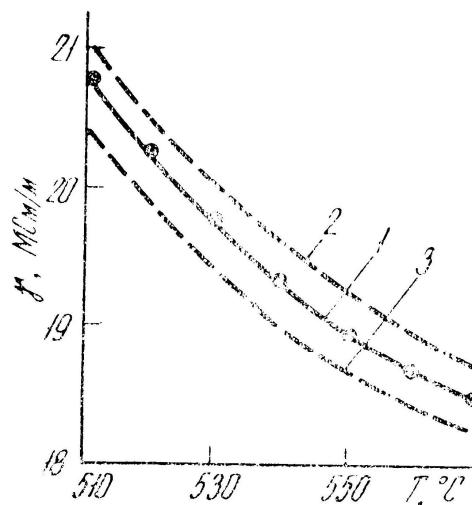


Рис. 3. Зависимость удельной электрической проводимости от температуры закалки сплава АК4-1 в свежезакаленном состоянии

На рис. 3 представлені залежності удельної електричної провідності γ від температури закалки поковок в свежезакаленному стані. Кожна точка на кривій 1 є усередненим значенням γ для поковок різних плавів з однаковою температурою закалки, а на кривих 2 і 3 вони відповідають найбільшим і найменшим значенням γ при цих температурах. Як видно з рисунка, з ростом температури нагріву під закалку γ монотонно зменшується. Однак контроль температурних режимів закалки тільки вихретоковим методом не ефективний через велике впливання коливань хімічного складу в межах марки матеріалу на величину електропровідності γ . Погрешність оцінки температури закалки при такому контролі досягає $\pm 10^\circ\text{C}$.

При температурі старіння до 130°C і видержці від 12 ч до 7 днів прочностні, пластичні та електрофізичні властивості сплаву АК4-1 практично не змінюються. З ростом температури від 150°C до 170°C поступово підвищується межа міцності та текучості σ_B , σ_{02} і зменшується відносне подовження δ . Твердість сплаву збільшується при температурі старіння 170°C за 12 ч до 68–71 HRB і за 24 ч – до 70–74 HRB. Удельна електрична провідність γ зростає при 170°C за 12 ч на 0,25–0,30 Мсм/м і досягає в залежності від хімічного складу матеріалу 17,8–19,3 Мсм/м. При цьому відбувається розпад твердого розчину з виділенням фази як по границях зерен, так і по окремим зернам, однак при старінні виявляється нерівномірність цього розпаду, що обумовлює низьку корозійну стійкість.

В процесі старіння при 180 – 200°C уже після 12 ч прочностні властивості досягають максимальних значень, твердість сплаву при 180 – 195°C становить 73–76 HRB, а при 200°C 71–74 HRB. Величина γ різко зростає. Аналіз мікроструктури показує, що розпад твердого розчину йде рівномірно по всьому об'єму зерен, що обумовлює підвищення корозійної стійкості сплаву в декілька разів.

Старіння при температурі вище 200°C призводить до коагуляції продуктів розпаду твердого розчину і, в кінцевому рахунку, до зниження прочностних властивостей та твердості. Так, при 210°C твердість сплаву падає до 65–69 HRB.

На основі виконаних експериментальних досліджень запропонована система комплексного незрушаючого контролю технічних параметрів термоупрочнюваних алюмінієвих сплавів. При комплексному контролі температурних режимів закалки деталей зі сплаву АК4-1 вихретоковим і акустичними методами первісно за величиною удельної електричної провідності відбираються всі деталі з $\gamma < 20$ Мсм/м, закалені при температурі, перевищуючій 530°C , а потім за результатами акустичних вимірювань відбраковуються деталі, закалені при температурі вище 540°C .

Висновок. Комплексний контроль за сукупністю електрофізичних і акустичних параметрів дозволяє виявити як початкову, так і установившися стадію пережога.

1. Механіка руйнування і міцність матеріалів: довід. посіб. / під ред. В. В. Панасюка. – Т.9: Міцність і довговічність авіаційних матеріалів і елементів конструкцій / О.П. Осташ, В.М. Федірко, В.М. Учанін та ін. – Львів: Сполом, 2007. – С. 1068.
2. Царенко В.К., Куц Ю.В. Основи ультразвукового неруйнівного контролю: підручник. – Київ: НТУУ «КПІ», 2010. – С. 448.
3. Морозов Б.И., Шарко А.В. Установление закономерностей связи между показателями твердости и акустическими свойствами материалов / Б.И. Морозов, А.В. Шарко // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування: Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції, 10-12 жовтня 2012 р. – Херсон, 2012 р. – С. 236-238.
4. Морозов Б.И. Акустические исследования структурно-чувствительных характеристик сталей и сплавов / Б.И. Морозов // Вісник Херсонської державної морської академії. - №2(7). – 2012. – С. 52-57.
5. Промышленные алюминиевые сплавы. справ. изд. – под ред. Алиева С. Г., Альтмана М.Б., Амбарцумяна С.М. и др. – М.: Металлургия, 1984, С. 109—121.

УДК 621.19

І.С. Шевчик

Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПРАЛЬНИХ МАШИН-АВТОМАТІВ

Дана стаття розкриває фізичний зміст впливу функціональних властивостей та параметрів на якість пральних машин-автоматів. Розглянуті експлуатаційні характеристики сучасних ПМА.

Ключові слова: пральна машина, якість, конкурентоздатність, ефективність.

Постановка проблеми. Пральні машини – товар першої необхідності високого рівня вжитку. В останні роки ринок побутової техніки вирізняється ростом асортименту пральних машин, розвитком кредитування населення і появою нових моделей машин, які забезпечують високий рівень якості прання.

Удосконалення пральних машин проходить за наступними напрямками:

- зниження енергоспоживання;
- підвищення ефективності прання;
- підвищення надійності вузлів;
- покращення дизайнерського оформлення.

Для проведення удосконалення обраної моделі пральної машини в першу чергу потрібно виконати комплексну оцінку якості з метою виявлення впливу окремих споживчих властивостей на ступінь задоволення потреб споживачів і оцінювання рівня якості та конкурентоздатності моделі.

Аналіз досліджень. Питання оцінки рівня якості продукції та функціональних властивостей пральних машин розглядаються в роботах Г.Г. Азгальдова [1], С.С. Болотова [2], З.Н. Крапивенського [3], Л.Г. Тульчина [4], В.М. Щаренського [5] та багатьох інших вчених.

Аналіз чинних літературних джерел виявив, що якість пральних машин досягається шляхом покращення функціональних властивостей і характеристик, які здатні задовольняти потреби покупця. Якщо окрема властивість чи група властивостей характеризують лише одну сторону товару, то критерій якості оцінює його в цілому.

За сучасних умов споживач пред'являє серйозні вимоги до експлуатаційних характеристик пральних машин-автоматів. Основною такою вимогою є якість прання. Ще важливим для споживача є тривалість прання, ефективність полоскання, швидкість сушіння білизни, клас енергоспоживання, рівень шуму та маса пральної машини. З урахуванням вище зазначеного, сформулюємо мету нашої роботи.

Мета роботи: Аналіз функціональних властивостей і характеристик пральних машин-автоматів і надання рекомендацій щодо вибору сучасним споживачам.

Виклад основного матеріалу. Згідно ДСТУ2721 встановлені вимоги до технічного рівня параметрів пральних машин. Оцінювання характеристик функціонального призначення проводиться за такими параметрами:

- ефективність прання;
- ефективність полоскання;
- зменшення міцності зразків текстильних матеріалів;
- ефективність віджимання білизни;
- питомі витрати електроенергії та води.

Ефективність прання визначає ступінь виконання основної функції пральних машин не залежно від їхнього конструктивного виконання.

Показник ефективності полоскання визначається шляхом розрахунку лужності води після останнього циклу обробки порівняно з водопровідною водою.

Зниження міцності зразків текстильних матеріалів – показник, який дає можливість оцінити ступінь впливу механічного джерела активації мийного розчину на матеріал.

Ефективність віджимання визначається залежністю колової швидкості віджимного пристрою – барабана (центрифуги).

Питома витрата електроенергії та води характеризує економічність машини.

З метою поглибленого аналізу процесу формування функціональних параметрів пральних машин розглянемо фактори, які впливають на їх формування.

Перший фактор – тип пральної машини. На ринку пральних машин представлені машини активаторного та барабанного типів.

Активаторні пральні машини потребують попередніх операцій з підготовки виробів до прання, а також втручання людини під час виконання операцій прання та віджиму.

До переваг даного типу пральних машин можна віднести високу ефективність очищення виробів. Це пояснюється високою інтенсивністю фільтрації гідропотоків, які проходять через структуру матеріалу. Дисковий активатор під час обертання створює турбулентний рух гідропотоків високої швидкості. Швидкість гідропотоку значно більша за швидкість руху матеріалу.

Враховуючи сказане можна стверджувати, що ефективність обробки білизни в пральній машині активаторного типу визначається її конструктивним виконанням і кінематичними параметрами.

Процес прання в пральних машинах барабанного типу здійснюється у декілька етапів: прання, полоскання, віджим. Робота машин-автоматів, які переважно представлені на ринку, здійснюється згідно встановленої програми. Аналіз відомих досліджень С.С. Болотова [2] виявив, що ефективність процесу прання машин барабанного типу, в значній мірі, залежить від форми та кількості гребенів, встановлених на внутрішній поверхні прального барабану.

Таблиця 1

Експлуатаційні характеристики сучасних ПМА.

Експлуатаційні характеристики	Торгова марка ПМА з фронтальним завантаженням					
	BEKO WMB 91442 LC	INDESIT WIN 81 EX	ZANUSSI ZWG 580P	GORENJE W 8624H	BOSCH WAS 24443 OE	ELEKTROLUX EWN 148640 W
Максимальне завантаження білизни, кг	9	5	8	8	8	8
Клас енергоспоживання	A++	A+	A+	A	A	A+
Клас прання	A	A	A	A	A	A
Клас віджиму	A	D	D	B	B	A
Споживання електроенергії, кВт/год	0,15	0,85	1,02	1,02	1,03	1,36
Максимальна швидкість віджиму, об/хв	1400	800	800	1400	1200	1400
Витрата води за прання, л	66	53	49	58	65	63
Кількість програм	16	15	16	15	18	15
Габарити, см	85×60×60	85×59,5×52,5	60×85×54	60×85×60	84,7×60×60	60×85×60
Країна виробник	Турція	Італія	Італія	Словаччина	Германія	Швеція
Ціна, грн	4267	2416	3570	6259	7440	9355

Другий фактор, який впливає на формування функціональних показників якості пральних машин – конструктивне виконання робочого органу та швидкість його обертання. Габаритні розміри машин повинні встановлюватись виходячи з результатів розрахунків техніко-

конструктивних характеристик гідросистеми машин, електричного приводу, пристроїв керування, циклу обробки матеріалу. Важливим для покращення експлуатаційних показників машин є критерій водного модуля, який оцінює втрати води на кг білизни.

Крім вище зазначених параметрів на процес формування функціональних параметрів пральних машин впливають хімічний склад і концентрація СМЗ, маса завантаження виробів і структура та склад матеріалів з яких вони виконані. Як бачимо, якість пральної машини формується під впливом великого переліку факторів, які в свою чергу часто мають змінні значення.

З урахуванням аналізу цих факторів і важливості їхнього враховування з метою поглиблення процедури оцінювання якості пральних машин нами було зроблено порівняльну характеристику параметрів пральних машин.

Висновки. До сучасних пральних машин-автоматів пред'являються наступні вимоги експлуатаційних характеристик: якість прання, тривалість прання, ефективність полоскання, швидкість сушіння білизни, клас енергоспоживання, рівень шуму та маса пральної машини. Цим вимогам у значній мірі відповідає сучасний асортимент пральних машин. З вищенаведених характеристик нових пральних машин-автоматів можна зробити наступні висновки: що нині асортимент пральних машин розширюється великими темпами шляхом застосування нових технологій та додаткових функцій; що сучасний споживач переважно купує пральні машини типу АПМ з фронтальним завантаженням білизни іноземного виробництва.

1. Азгальдов Г.Г. Теория и практика оценки качества товаров. – М.: Экономика, 1982. – С. 276.
2. Болотова С.С. К вопросу о классификации стиральных машин / С.С. Болотова //Товароведение и экспертиза товаров: состояние, проблемы и перспективы развития / Сборник материалов межрегиональной научно-практической конференции, посвященной 100-летию торгово-экономического образования России. – Уфа, 2006. –С. 300.
3. Крапивенский З.Н. Оценка качества продукции. –М.: Издательство стандартов, 1968. –116с.
4. Тульчин Л.Г. Анализ методов оценки качества промышленной продукции. –Л.: ЛДНТП, 1989. – С. 26.
5. Щаренський В.М. Бытовые электротовары: товароведение. –М.: Экономика, 1988. – С. 265.

УДК 631.303
В.В. Шевчук
УкрНИИПИТ им. Л. Погорелого

О ВЗАИМОДЕЙСТВИИ С ПОЧВОЙ ДВИЖУЩИХСЯ ИГЛ ИГОЛЬЧАТОЙ БОРОНЫ

В статье рассмотрена работа игл игольчатой бороны при их перемещении по почве.

Ключевые слова: *игла, игольчатая борона, диск, почва, рыхление, взаимодействие, скорость.*

Постановка проблемы. Игольчатые бороны широко применяются при обработке почвы. В то же время многие вопросы работы этих борон мало исследованы [1, 2, 3, 4, 5].

Анализ последних исследований и публикаций. По данной теме имеются опубликованные работы [1, 2, 3, 4, 5], но не исследовано движение игл по почве с большой глубиной. Не рассмотрены также вопросы определения скорости скольжения игл по почве.

Цель исследования. Определить закономерности качения игл бороны по почве при большой глубине их хода.

Результаты исследования. Секция игольчатой бороны состоит из пяти игольчатых дисков, оси которых жестко связаны друг с другом. Каждый диск содержит ось, втулку, ступицу и двенадцать игл (рис. 1), жестко связанных со ступицей. Игла представляет собою радиально закрепленный на диске прямолинейный стержень, форма которого в средней части близка к цилиндрической; в концевой части игла выполнена в виде конуса и заканчивается острием.

Во время движения бороны каждый диск вращается вокруг своей оси; ось эта в свою очередь, будучи жестко связанной с общим держателем осей для всех дисков, движется на одинаковой высоте от поверхности почвы. Так работает борона при жесткой связи осей дисков. Если же рассматривать движение отдельного игольчатого диска при условии, что ось его не связана с общим держателем осей, то характер его движения меняется. Рассмотрим это движение при большом внедрении игл в почву.

Пусть диск, ось которого не связана с общим держателем осей (рис. 1), движется влево по ровной однородной почве, не содержащей твердые включения (камни). Скорость его центра тяжести C обозначим V_C . Под действием силы тяжести G диска, приложенной в центре тяжести C , игла диска углубляется в почву на глубину h_0 . В начале движения машины опустившаяся в почву игла задержится, и какая-то из ее точек C_V станет мгновенным центром вращения (это точка, скорость которой в данный момент равна нулю). Точка C_V стала мгновенным центром вращения потому, что она находится в почве глубоко, и точке этой трудно быстро менять свое положение.

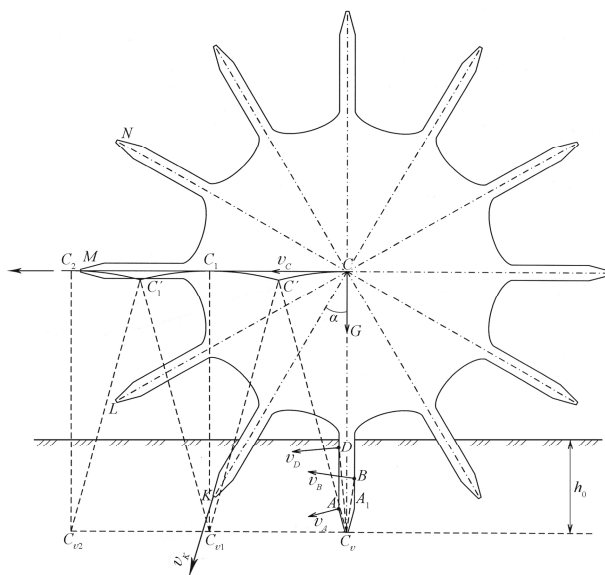


Рис. 1. Схема к анализу движения по полю диска игольчатой бороны, ось которого не связана с осями других дисков, а иглы внедрились глубоко в почву

© В.В. Шевчук

Если точка C_v является мгновенным центром вращения, то радиусом поворота центра C диска будет линия CC_v и угловая скорость вращения иглы ω_n будет равна $\frac{x_C}{CC_x}$, где CC_v – расстояние от центра C до точки C_v .

При движении центра диска влево его точки также будут совершать движение; например, точка D приобретет скорость V_D , точка B приобретет скорость V_B , точка A будет иметь скорость V_A .

Принимая, что положение точки C_v какое-то время не меняется при движении машины влево, то при этом движении машины центр C должен будет несколько опуститься, что видно из рис. 1, на котором показано новое положение иглы C_1C' при перемещении центра C влево к точке C' . Дуга CC' – это траектория движения точки C в начале перехода иглы C_1C вместе с диском игольчатой бороны из положения C_1C в положение C_1C' . Во время этого перехода оказавшаяся впереди иглы C_1C игла KC также повернется вместе с диском вокруг точки C_v против часовой стрелки, при этом точка K (конец иглы KC) придет со скоростью V_K , равной ω_n , умноженной на расстояние KC_v , в точку C_n (здесь C_n – положение мгновенного центра вращения иглы CK в конце поворота вокруг точки C_v и начале поворота вокруг точки C_n), и останется в этом месте в почве.

При приближении иглы CK к положению $C'KC_n$, игла C_1C начнет выходить из положения C_1D вверх и влево, точка C' (центр диска) вместе с иглой C_1C' направится влево и вверх в точку C_1 ; туда же придет центр C диска после того, как игла KC займет вертикальное положение C_nC_1 , т.е. точка C' перейдет в положение C_1 .

При дальнейшем движении машины игла KC_1 , которая заняла вертикальное положение C_nC_1 , будет повторять те же движения, которые уже свершились с иглой C_1C , а именно, произойдет поворот иглы вокруг точки C_n с движением точки C_1 по дуге C_1C_1' . При этом центр игольчатого диска C придет в точку C_1' , а с следующей за иглой KC иглой LC будут происходить те же события, которые раньше произошли с иглой KC , а до этого – с иглой C_1C .

Таким образом, движение центра C отдельного диска состоит из ряда колебаний вниз по траекториям CC' , C_1C_1' и др. и вверх по таким траекториям, как $C'C_1$, $C_1'C_2$ и т.д. Углубление иглы в почву произойдет через каждые 30° поворота диска при длине окружности концов диска, равной $3,14 \cdot 2 \cdot 144 \approx 904$ мм.

Скорости V_A , V_D и V_K представляют собой скорости воздействия точек A , D и K иглы бороны на почву с целью ее измельчения и крошения. Чем меньше глубина h_0 погружения игл в почву, тем меньше нагрузка на иглы.

Рассмотрим теперь движение бороны при значительном углублении игл в почву и жесткой связи осей дисков друг с другом. Эта схема представлена на рис. 2.

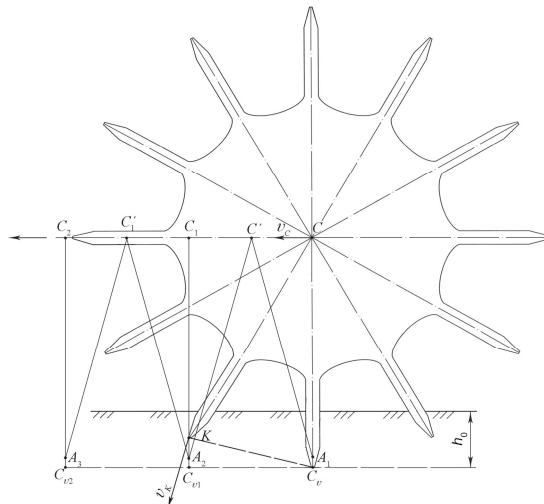


Рис. 2. Схема к анализу движения по полю диска игольчатой бороны, ось которого связана с осями других дисков, а глубина погружения иглы значительна

Жесткая связь осей дисков друг с другом означает, что центры C (оси) движутся по горизонтали, не отклоняясь вверх или вниз.

Пусть диск с центром C , перемещаясь вместе с другими дисками, движется так, что скорость V_C центра C направлена по горизонтали, а глубина h_0 погружения игл в почву значительна (рис. 2). Вначале радиус CC_v вертикален, а точка C_v (мгновенный центр вращения) находится в нижней точке вертикальной иглы CC_v . При движении центра C по горизонтали влево, влево подастся верхняя часть иглы CC_v , точка C останется на уровне горизонтальной линии, проходящей через центр C ; нижний конец иглы CC_v будет при этом выходить из почвенного углубления у точки C_v и поднимется вверх на некоторую высоту C_vA_1 ; игла при этом займет положение $C'A_1$, и будет иметь место равенство $CC_v = C'A_1$. Одновременно повернется влево вся игла A_1C и займет положение A_1C' (о чем выше уже говорилось); также одновременно повернется вниз игла CK и опустится также вниз её точка K . При дальнейшем движении влево центра C точка K опустится вниз в положение A_2 , а затем игла CK займет вертикальное положение C_1C_v .

При продолжении движения центра C влево будет иметь место повторение изложенных событий, а именно центр C подойдет к положению C_1' , при этом нижний конец K иглы CK выйдет вверх из положения точки C_v в почву, к этому времени игла CL опустится вниз и точка L будет приближаться к точке A_3 , а затем и $C_{v/2}$. В то время, когда центр C подойдет к положению C_2 конец L иглы опустится в почвенное углубление, где находятся точки A_3 и $C_{v/2}$, а в момент, когда центр C будет в положении C_2 игла KL займет вертикальное положение $C_2C_{v/2}$.

При уменьшении погружения игл в почву уменьшается и нагрузка на иглы и диски. Основную работу по разрушению почвенных частиц производят концы игл, а также боковые и задние их стороны, при опускании в почву, нахождении в почве и выходе из неё.

Следует отметить, что чем больше глубина h_0 погружения игл в почву, тем больше раздвигаются почвенные частицы, соприкасающиеся с иглами в зоне их заглубления.

Выводы. Из изложенного следует, что при движении осей дисков в одном держателе с осями других дисков их центры тяжести движутся по прямой линии без колебаний вверх и вниз. С увеличением глубины погружения игл в почву возрастает степень разрушения почвенных частиц и их перемещение иглами в разные стороны.

1. Заика П.М. Теорія сільськогосподарських машин. – Т.1, (ч.1). Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. – Харків: ОКО. – 2001. – С. 444.
2. Кравчук В., Хайлис Г., Шевчук В. О качении дисков игольчатой бороны при перемещении по поверхности почвы // Техніка і технології АПК. – 2011. – № 10. – С. 23-25.
3. Карпенко А. Н., Халанский В.М. Сельскохозяйственные машины. – М.: Агропромиздат, 1989. – С. 528.
4. Кленин Н.И., Сакун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. Изд. 3-е доп. и перераб., – М.: Колос, 1994. – С. 751.
5. Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. – К.: Изд. УСХА. 1992. – С. 235.

УДК 621.891/892.004.12

С.П. Шимчук

Луцький національний технічний університет

СУЧАСНІ МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕРТЯ ТА ЗНОШУВАННЯ

В статті проаналізовано широкий асортимент випробувально-вимірювального обладнання та вибрано, на погляд автора, найбільш оптимальні випробувальні та трибометричні засоби для дослідження процесів тертя

Вступ. Сучасні машини та механізми являють собою сукупність трибосистем. Сила тертя, інтенсивність зношування трибоповерхонь, шум, вібрація – це ті фактори, які впливають на експлуатаційні показники і, як наслідок, на довговічність роботи трибовузлів. Основні експлуатаційні характеристики будь-якої трибосистеми значною мірою залежать від правильного підбору та якості мастильних матеріалів. Усі підняті вище питання повинні вирішуватись на стадії проектування трибовузла необхідними конструкторськими розрахунками та методами і засобами лабораторних досліджень.

Теорії тертя та зношування. Теорії тертя та зношування використовуються для пояснення природи трибопроцесів з метою правильного підбору режимів тертя. На даний час найбільш широко використовувані три теорії тертя. Перша – молекулярно-механічна чи адгезійно-деформаційна. Згідно цієї теорії в поверхневих шарах тіл тертя відбувається два процеси: багатократна деформація поверхневих шарів контактуючих поверхонь та утворення і розрив сил молекулярної взаємодії в місцях фактичного контакту при їх відносному ковзанні. Сила тертя і розсіювана енергія при цьому кількісно залежать від фізико-механічних властивостей матеріалів деталей пари тертя, величини та просторової конфігурації параметрів шорсткості, активності молекулярної взаємодії на фрикційному контакті [1]. Механохімічна теорія розглядає тертя як процес утворення і руйнування вторинних структур на робочих поверхнях. Згідно цього підходу, сила тертя являє собою суму похідних від складових енергій дисипації. Авторами [2] показано, що кількість виникаючого тепла являє собою 70-100% від всієї механічної енергії затраченої на тертя. Атомно-молекулярна теорія тертя [3] розглядає цей процес, як ковзання двох поверхневих шарів молекул. Через молекулярну шорсткість ковзання поверхонь в напрямку вектора відносної швидкості супроводжується коливальним рухом тіл в напрямі перпендикулярному цьому вектору.

Задачі дослідження. На основі аналізу широкого асортименту випробувально-вимірювального обладнання вибрати найбільш оптимальні випробувальні та трибометричні засоби для дослідження процесів тертя.

Випробувально-вимірювальне обладнання. Сучасні випробувально-вимірювальні засоби доцільно поділити на три групи:

- методи і прилади для вимірювання величини зношування (як лінійного так і об'ємного) та мікрорельєфу трибоповерхонь;
- методи і прилади для дослідження структури поверхневих шарів матеріалів деталей та напрацьованих вторинних структур;
- методи і прилади для дослідження конструкційних і мастильних матеріалів на тертя і зношування.

На сьогодні основними методами вимірювання трибопараметрів поверхонь твердих тіл є контактні профілометричні методи. Сучасні механічні вимірювальні прилади, що працюють за контактним принципом ошупування поверхні конусними голками, типу профілограф-профілометр «Калібр М-201», М-283, «Абрис ПМ-7», ПМ-300 і багато інших не здатні достатньо точно проводити оцінку якості поверхні при визначенні шорсткості по параметрах Ra, Rz, а також вимірювати знос (через голку, яка має певний радіус заокруглення). Крім цього вимірювання на згаданих приладах є трудомістким та малоінформативним, а профілограма будується по двох координатах (рис. 1).

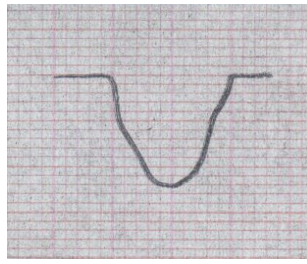


Рис. 1. Профілограма доріжки тертя на нерухомому плоскому зразку при однонаправленому терті ковзання

Вирішення цієї проблеми полягає у використанні та широкому впровадженні у виробництво безконтактних вимірювальних засобів. Авторами [4] було здійснено досить обширний патентний і літературний пошук та показано доцільність використання лазерного мікроскопа-профілометра ЛМП. У цьому приладі передбачається реалізація диференційно-фазового метода досліджень, який забезпечує високу чуттєвість до зміни профілю поверхні по висоті (до 1 ангстрема) і хороший віброзахист у сполученні з використанням швидкодійних двохкоординатних акусто-оптичних пристроїв управління лазерним випромінюванням [5]. Це все у сукупності дає можливість оцінювати зовнішній вигляд поверхонь тертя та вимірювати як параметри шорсткості так і величину зношування у дво- та тривимірній системах координат (рис. 2).

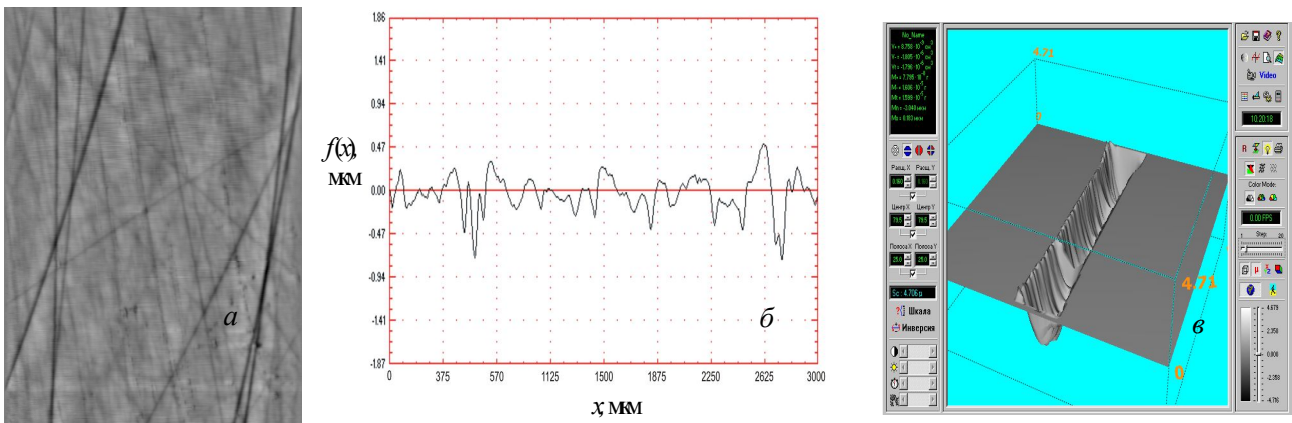
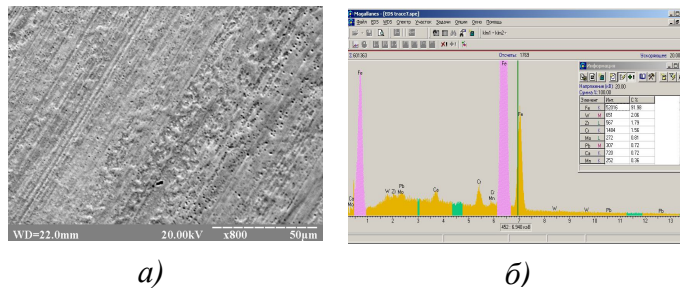


Рис. 2. Загальний вигляд поверхні тертя
а) структура поверхні; б) профілограма; в) тривимірне зображення лунки зносу

Не менш важливою проблемою при вивченні трибопроцесів є дослідження будови поверхонь та напрацьованих вторинних структур (ВС). На сьогодні одним з кращих вітчизняних приладів є растровий електронний мікроскоп-мікроаналізатор РЕМ 106И. Технічні характеристики в растровому режимі і режимі мікроаналізу дозволяють швидко та якісно оцінювати кількісний елементний склад матеріалів методом рентгенівського мікроаналізу (для оцінювання ВС) та досліджувати рельєф робочих поверхонь (рис. 3). Рентгенівський мікроаналіз здійснюється по оцінці довжин хвиль і енергій квантів характерного рентгенівського випромінювання. Прилад забезпечує одержання зображення в режимах вторинних (SE) та відбитих (ТОРО, СОМРО) електронів, а також характерних рентгенівських променях.

Рис. 3. а) загальний вигляд поверхонь тертя $\times 800$; б) спектри напрацьованих ВС

Серед різноманіття випробувальних приладів тертя було вибрано лабораторні прилади з лінійним контактом ПТПЛК [6] та ПТЛК(рв) [7], які дозволяють проводити трибовипробування при лінійному контактуванні деталей модельної трибопари із сталими миттєвими контактними напруженнями і контрольованими радіальними відхиленнями модельного вала відповідно та оцінено точність відтворюваності початкових умов на них шляхом оцінювання вірогідної відносної похибки випробувань по методиці [8]:

$$\pm \frac{\varepsilon_{\alpha}}{X} \cdot 100\%.$$

Точність прямого вимірювання:

$$\varepsilon_{\alpha} = t_{\alpha,k} S_{\bar{X}}$$

де $t_{\alpha,k}=2,09$, при $\alpha=0,95$ для серії із 20 вимірювань; $S_{\bar{X}}$ - середня квадратична похибка середнього арифметичного.

Таблиця 1

Результати випробувань авіагасу ТС-1 при терті ковзання з постійними миттєвими контактними напруженнями

№ п/п	Сумарний знос, мкм	$\Delta X(X_i)$	$(\Delta X(X_i))^2$
1	64,3	-0,53	0,28
2	66,5	1,67	2,79
3	65,1	0,27	0,073
4	63	-1,83	3,35
5	64,3	-0,53	0,28
6	63,8	-1,03	1,06
7	67	2,17	4,71
8	63,8	-1,03	1,06
9	65,1	0,27	0,073
10	66,5	1,67	2,79
11	63	-1,83	3,35
12	63,8	-1,03	1,06
13	64,3	-0,53	0,28
14	63,8	-1,03	1,06
15	65,1	0,27	0,073
16	67	2,17	4,71
17	65,1	0,27	0,073
18	64,3	-0,53	0,28
19	66,5	1,67	2,79
20	64,3	-0,53	0,28

Середня квадратична похибка середнього арифметичного при випробуваннях на ПТПЛК:

$$S_{\bar{X}} = \sqrt{S_{\bar{X}}^2} = 0,28.$$

Точність прямого вимірювання:

$$\varepsilon_{\alpha} = t_{\alpha,k} S_{\bar{X}} = 0,59;$$

де $t_{\alpha,k}=2,09$, при $\alpha=0,95$ для серії із 20 вимірювань;

Вірогідна відносна похибка:

$$\pm \frac{\varepsilon_{\alpha}}{X} \cdot 100\% = 0,9\%.$$

Таблиця 2

Результати випробувань авіагасу ТС-1 при терті ковзання та контрольованих величинах радіальних відхилень $0 \pm 1,5$ мкм на ПТЛК(рв)

№ п/п	Сумарний знос, мкм	$\Delta X(X_i)$	$(\Delta X(X_i))^2$
1	33,9	-1,13	1,28
2	32,2	-2,83	8,01
3	34,57	-0,46	0,21
4	33,9	-1,13	1,28
5	36,17	1,14	1,3
6	34,57	-0,46	0,21
7	36	0,97	0,94
8	34,57	-0,46	0,21
9	36,17	1,14	1,3
10	36	0,97	0,94
11	36	0,97	0,94
12	34,57	-0,46	0,21
13	33,9	-1,13	1,28
14	34,57	-0,46	0,21
15	36,17	1,14	1,3
16	36	0,97	0,94
17	34,57	-0,46	0,21
18	36,17	1,14	1,3
19	36	0,97	0,94
20	34,57	-0,46	0,21

Середня квадратична похибка середнього арифметичного при випробуваннях на ПТЛК(рв):

$$S_{\bar{X}} = \sqrt{S_{\bar{X}}^2} = 0,25.$$

Точність прямого вимірювання:

$$\varepsilon_{\alpha} = t_{\alpha,k} S_{\bar{X}} = 0,52;$$

де $t_{\alpha,k}=2,09$, при $\alpha=0,95$ для серії із 20 вимірювань.

Вірогідна відносна похибка:

$$\pm \frac{\varepsilon_{\alpha}}{X} \cdot 100\% = 1,48\% .$$

Приведені вище результати випробувань авіагасу ТС-1 на лабораторних приладах тертя з лінійним контактом, (табл. 1, табл. 2), які проводились при однакових початкових умовах, показують, що вони суттєво відрізняються між собою. Так середні значення величин зношення отримані при 20 паралельних випробуваннях випробовуваного середовища на вибраних приладах тертя розміщуються у наступній послідовності:

- 35,03 мкм при величині радіального відхилення $\delta = \pm 1,5$ мкм на ПТЛК(рв);
- 64,83 мкм на ПТПЛК.

Висновки.

1. Розглянуте вище випробувально-вимірювальне обладнання доцільно використовувати комплексно при оцінці протизносних та антифрикційних властивостей конструкційних та мастильних матеріалів, присадок та покриттів для більш глибокого вивчення трибопроцесів.
2. Випробувально-вимірювальне обладнання необхідно постійно модернізувати та удосконалювати.

1. Костецкий Б.И. Износостойкость деталей машин. Москва–Киев: Машгиз, 1950. – 168 с.
2. Костецкий Б.И., Линник Ю.И. Исследование энергетического баланса при внешнем трении металлов // ДАН СССР. – 1968. – №5(т.183). – С. 1052 - 1055.
3. Дерягин Б.В., Кротова Н.А. Адгезия. – М–Л.: Изд-во АН СССР. – 1949. – 29 с.
4. Патент 217 9328 С1 РФ, МКИ 7G02 В21/00, G01 В11/30. Способ дифференциально-фазовой профилометрии и/или профилометрии и устройство для его реализации / С.Н. Кияшко (РФ), Е.Н. Смирнов, Л.Н. Ильченко, С.А. Коленов, А.У. Стельмах (Украина) – №2001116525/28; Заявлено 19.06.01; Опубл. 10.02.02, Бюл. №4. – С. 15.
5. Лазерний скануючий профілограф-профілометр Дедал ЛСПП / С.М Кіяшко, Є.М. Смірнов, О.У. Стельмах, Л.М. Ильченко, С.О.Коленов, О.Ю. Сидоренко // Наукові нотатки. – Луцьк. 2004. – Вип. 15. – С. 135 - 136.
6. Костюнік Р.Є. Вплив сталості лінійного контакту трибосистеми ковзання на її характеристики // Вісник НАУ. – 2004. – №3. – С. 23 - 25.
7. Аксьонов О.Ф., Стельмах О.У., Шимчук С.П., Коба В.П., Джамаль Ібрагім Мансур. Методологія визначення протиспрацьовувальних властивостей мастил за критеріями трибохарактеристик утворюваних у них вторинних структур // Вісник НАУ. – 2006. – С. 62 - 64.
8. Стельмах А.У., Сидоренко О.Ю., Костюнік Р.Є. Методика ідентифікації ГСМ по противоизносным и антифрикционным свойствам с учетом реальных условий их работы // Технологические системы. – 2002. – №3. – С. 96 - 101.

УДК 621.001.2; 622.24.051

І.О. Шуляр¹, М.В. Маковійчук², Л.Я. Роп'як¹¹Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу²Івано-Франківський відділ Інституту прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України

ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ТВЕРДИХ ЧАСТИНОК В РІДКОМУ СПЛАВІ ПРИ ВІДЦЕНТРОВОМУ АРМУВАННІ З ДВОМА ВЗАЄМНО ПЕРПЕНДИКУЛЯРНИМИ ОСЯМИ ОБЕРТАННЯ ЛИВАРНОЇ ФОРМИ

Досліджується рух твердих армуючих частинок в об'ємі рідкого сплаву за усталеного режиму обертання ливарної форми відносно вертикальної та горизонтальної осей. На основі прийнятої моделі побудовано нелінійні диференціальні рівняння, що описують відносний рух твердої армуючої частинки у рідкому середовищі з в'язким опором. Систему диференціальних рівнянь розв'язано чисельним методом Рунге-Кутта та проаналізовано залежність розв'язків від вихідних даних – початкових умов та інших технологічних параметрів процесу литва. За характером траєкторій армуючих частинок визначено оптимальні технологічні параметри процесу відцентрового литва для забезпечення потрібної конфігурації армованої зони заготовки деталі.

Вступ. Металеві матричні композити, особливо композити, армовані частинками твердих сплавів, за останні роки набули широкого використання у різних галузях промисловості завдяки їх покращеним механічним та трибологічним властивостям. З метою підвищення зносостійкості озброєння бурового інструменту, успішно використовується технологія армування частинками твердого сплаву при виготовленні заготовок способом відцентрового литва. Відомо, що для забезпечення оптимального формування армованої зони, ряд заготовок деталей доцільно виготовляти із двома осями обертання ливарної форми, наприклад фрезери, лопатеві долота, а також вставні зубки бурового інструменту.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В роботах [1, 2] досліджено процес армування деталей з однією віссю обертання, здійснено аналітичне обґрунтування раціонального розподілу частинок твердого сплаву у робочій області елементів деталей бурового інструменту за рахунок особливостей конструкції його заготовки та кінематичних параметрів процесу відцентрового литва.

Для розширення технологічних можливостей процесу відцентрового литва використовують спосіб отримання армованих виливок [3, 4] з двома осями обертання ливарної форми. Дослідження руху твердих частинок у процесі відцентрового армування з двома осями обертання проводилися у роботі [5]. Тут визначальні рівняння руху частинок отримані шляхом безпосереднього проектування сил на осі координат без обґрунтування вибору розрахункової формули для сили гідродинамічного опору. Крім того, для проведення чисельного аналізу наведені рівняння потребують подальших перетворень і не забезпечують точного визначення оптимальних технологічних параметрів процесу відцентрового литва для формування раціонального розподілу армуючих частинок у робочій зоні заготовки деталі.

Мета даної роботи полягає у моделюванні руху зерен твердого сплаву у рідкому металі при відцентровому армуванні шляхом обертання ливарної форми відносно двох взаємно перпендикулярних осей, а також створення методики визначення оптимальних технологічних параметрів процесу литва для забезпечення формування потрібної армованої області виливок деталей.

Формулювання задачі та припущення моделі. Рух твердих частинок і характер їх розподілу в об'ємі рідкого металу залежить від багатьох технологічних параметрів процесу армування – розмірів та питомої ваги твердих частинок, місця і швидкості їх введення, температури та в'язкості сплаву, а також від співвідношення величин кутових швидкостей ливарної форми відносно горизонтальної та вертикальної осей обертання. У свою чергу, від напрямку та вигляду траєкторій руху частинок твердого сплаву безпосередньо залежатимуть геометричні розміри та форма зони армування, що впливають на ефективність експлуатації армованої деталі.

З метою моделювання та визначення кінематичних характеристик процесу відцентрового армування з двома осями обертання побудуємо диференціальні рівняння руху твердої частинки у рідкому сплаві і дослідимо залежність їх розв'язків від вихідних технологічних параметрів процесу литва та початкових умов.

Для побудови математичної моделі досліджуваного процесу армування прийемо ряд припущень:

– унаслідок незначних розмірів реальну форму твердої армуючої частинки замінимо на сферичну з деяким усередненим радіусом;

– не ставлячи обмежень на геометричну форму деталей, отриманих шляхом відцентрового литва, для визначеності рух твердих частинок розглядатимемо у циліндричній області, повністю заповненій рідким металом, поверхня якої моделює форму деталі;

– припустимо, що під час руху фізичні властивості твердої частинки та рідкого металу залишаються сталими, а швидкості обертання ливарної форми навколо горизонтальної та вертикальної осей – незмінними за величиною;

– розглядатимемо усталений рух рідкого металу, коли всі його частинки мають однакову кутову швидкість, яка дорівнює кутовій швидкості ливарної форми. Тобто вважатимемо, що метал, який обертається разом з ливарною формою, знаходиться у відносному спокої;

– прийемо, що з досягненням твердою частинкою периферії деталі, її рух припиниться унаслідок взаємодії з стінками форми (фронтом кристалізації).

Аналіз силових факторів та диференціальні рівняння руху. Для опису динаміки процесу відцентрового армування, тверду армуючу частинку розглядатимемо як матеріальну точку M , що здійснює складний рух – переносний обертальний (рух разом із рідким сплавом та формою) та відносний поступальний (рух відносно рідкого сплаву), швидкість якого невідома і підлягає визначенню. Місцезнаходження армуючої частинки $M(x, y, z)$ в кожен момент часу будемо визначати у рухомій системі координат $Oxyz$, незмінно зв'язаній з ливарною формою, а положення форми – у нерухомій системі координат $O\xi\eta\zeta$ (рис. 1).

Згідно з умовами розглядуваного способу відцентрового армування, ливарна форма обертається відносно двох взаємно перпендикулярних осей – нерухомої вертикальної $O\zeta$ та рухомої горизонтальної Ox (власної осі ливарної форми) – із заданими величинами кутових швидкостей $\omega_\zeta = \text{const}$ і $\omega_x = \text{const}$ відповідно. Для визначеності додатними напрямками обертання ливарної форми вважатимемо напрямки проти руху годинникової стрілки, якщо дивитися з кінця вектора відповідної кутової швидкості. Положення рухомої системи відносно нерухомої у кожен момент часу t однозначно можна визначити за двома параметрами: $\varphi = \omega_\zeta t$ – кутом повороту навколо вертикальної осі $O\zeta$ та $\theta = \omega_x t$ – кутом повороту навколо горизонтальної осі Ox (ЛП – лінія перетину горизонтальної $O\xi\eta$ та вертикальної $Oy\zeta$ площин).

Розклавши вектори кутових швидкостей $\vec{\omega}_\zeta$ і $\vec{\omega}_x$ за ортонормованим базисом $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ рухомої системи координат $Oxyz$

$$\vec{\omega}_\zeta = \omega_\zeta \sin \theta \vec{j} + \omega_\zeta \cos \theta \vec{k} = \omega_\zeta \sin \omega_x t \vec{j} + \omega_\zeta \cos \omega_x t \vec{k}, \quad \vec{\omega}_x = \omega_x \vec{i},$$

визначимо положення миттєвої осі обертання (МВ), що проходить через сумарний вектор кутової швидкості

$$\vec{\omega}_e = \vec{\omega}_x + \vec{\omega}_\zeta = \omega_x \vec{i} + \omega_\zeta \sin \omega_x t \vec{j} + \omega_\zeta \cos \omega_x t \vec{k}.$$

Таким чином, переносний обертальний рух твердої армуючої частинки вважатимемо заданим.

Запишемо диференціальне рівняння руху твердої частинки у неінерційній системі координат $Oxyz$

$$m\vec{a}_r = -m\vec{a}_e - m\vec{a}_k + \Sigma\vec{F},$$

або ввівши в розгляд сили інерції

$$m\vec{a}_r = \vec{\Phi}_e^{in} + \vec{\Phi}_k^{in} + \Sigma\vec{F}. \quad (1)$$

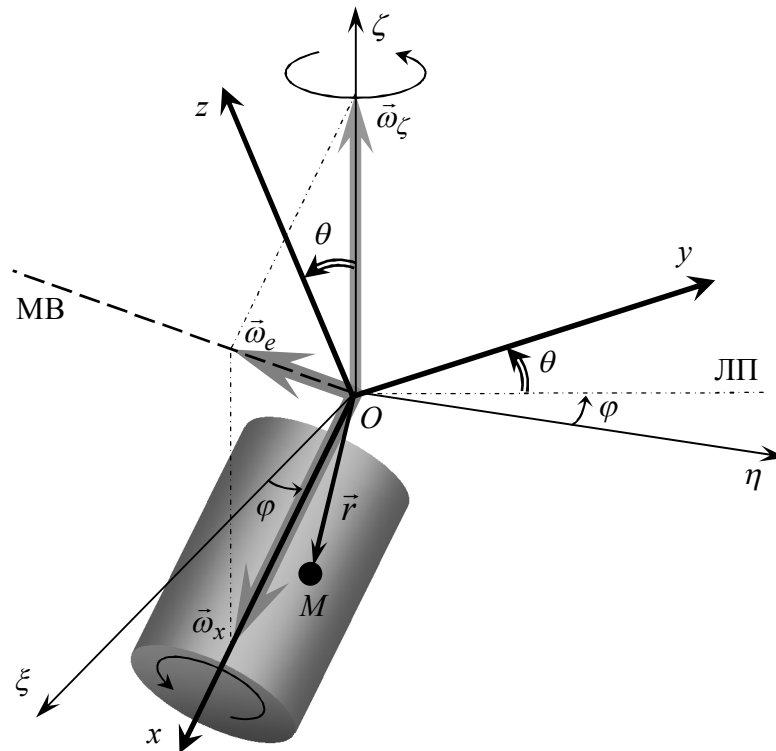


Рис. 1. Схема руху твердої частинки у рідкому металі при обертанні ливарної форми відносно двох взаємно перпендикулярних осей

Тут m – маса частинки; \vec{a}_r , \vec{a}_e , \vec{a}_k – відповідно відносне, переносне та коріолісове прискорення; $\vec{\Phi}_e^{ih}$, $\vec{\Phi}_k^{ih}$ – сили інерції від переносного та коріолісового прискорень; $\Sigma \vec{F}$ – зовнішні сили, які діють на частинку. Визначальними зовнішніми факторами руху важкої армуючої частинки у рідкому сплаві будуть: сила тяжіння \vec{G} , виштовхувальні сили \vec{F}^A , \vec{F}^e (архімедова та зумовлені обертанням), сили гідродинамічного опору \vec{F}^{on} та доданої маси $\vec{F}^{\partial.m.}$. Інші сили, що можуть виникати у процесі руху, наприклад за рахунок нерівномірного поверхневого розподілу градієнтів тиску та швидкості рідини, закручування частинки та запізнення відклику середовища на зміну її швидкості, або виключаються прийнятими припущеннями моделі, або вважаються такими, що мають незначний вплив унаслідок малості часу руху та розмірів самої частинки. Отже, у розгорнутому вигляді рівняння (1) запишеться так:

$$m\vec{a}_r = \vec{\Phi}_e^{ih} + \vec{\Phi}_k^{ih} + \vec{G} + \vec{F}^e + \vec{F}^A + \vec{F}^{on} + \vec{F}^{\partial.m.} \quad (2)$$

Визначимо зовнішні сили та сили інерції, що входять до правої частини рівняння (2). Для цього позначимо через $\vec{r} = \overrightarrow{OM} = x\vec{i} + y\vec{j} + z\vec{k}$ радіус-вектор армуючої частинки у рухомій системі координат, а переносну швидкість подамо як векторний добуток радіуса-вектора та сумарної кутової швидкості $\vec{v}_e = \vec{\omega}_e \times \vec{r}$.

Сила інерції армуючої частинки в переносному русі рівна

$$\vec{\Phi}_e^{ih} = -m\vec{a}_e = -m \frac{d\vec{v}_e}{dt} = -m \frac{d}{dt} (\vec{\omega}_e \times \vec{r}) = -m [\vec{\varepsilon}_e \times \vec{r} + \vec{\omega}_e \times (\vec{\omega}_e \times \vec{r})],$$

де $\vec{\varepsilon}_e = \frac{d\vec{\omega}_e}{dt} = \frac{d}{dt} (\omega_x \vec{i} + \omega_\zeta \sin \omega_x t \vec{j} + \omega_\zeta \cos \omega_x t \vec{k}) = \omega_x \omega_\zeta \cos \omega_x t \vec{j} - \omega_x \omega_\zeta \sin \omega_x t \vec{k}$ –

кутове прискорення армуючої частинки. Тут і надалі оператор диференціювання означатиме локальну похідну за часом у рухомій системі координат.

Коріолісова сила інерції

$$\vec{\Phi}_k^{ih} = -m\vec{a}_k = -2m(\vec{\omega}_e \times \vec{v}_r),$$

де $\vec{v}_r = \frac{d\vec{r}}{dt} = \frac{dx}{dt}\vec{i} + \frac{dy}{dt}\vec{j} + \frac{dz}{dt}\vec{k}$ – шуканий вектор відносної швидкості.

Сила тяжіння у рухомій системі координат буде мати складові

$$\vec{G} = m\vec{g} = -mg \sin \omega_x t \vec{j} - mg \cos \omega_x t \vec{k},$$

де \vec{g} – прискорення вільного падіння.

Крім обумовленої гравітаційним полем сили Архімеда

$$\vec{F}^A = -\frac{4}{3} \pi R^3 \rho_m \vec{g} = \frac{4}{3} \pi R^3 \rho_m g \sin \omega_x t \vec{j} + \frac{4}{3} \pi R^3 \rho_m g \cos \omega_x t \vec{k},$$

виштовхувальні сили також виникатимуть і унаслідок впливу сил інерції

$$\vec{F}^e = \frac{4}{3} \pi R^3 \rho_m (\vec{a}_e + \vec{a}_k) = \frac{4}{3} \pi R^3 \rho_m [\vec{\varepsilon}_e \times \vec{r} + \vec{\omega}_e \times (\vec{\omega}_e \times \vec{r}) + 2\vec{\omega}_e \times \vec{v}_r].$$

Тут R – усереднений радіус твердої частинки; ρ_m – густина рідкого металу. Рівнодійна інерційних виштовхувальних сил рівна за величиною і протилежна за напрямком до суми відцентрових та коріолісової сил інерції, які діють на об'єм рідкого сплаву, витісненого армуючою частинкою.

Визначення сили лобового опору є складною задачею гідродинаміки, оскільки механізм такої взаємодії залежить від швидкості та характеру обтікання тіла рідиною. Відомо, що сила гідродинамічного опору руху твердої частинки у рідині діє у напрямку, протилежному до напрямку відносної швидкості \vec{v}_r , і рівна за величиною

$$F^{on} = \frac{1}{2} C_d S \rho_m v_r^2, \quad (3)$$

У формулі (3) позначено: $S = \pi R^2$ – площа проекції армуючої частинки на площину, перпендикулярну до вектора швидкості; C_d – безрозмірний коефіцієнт лобового опору. Цей коефіцієнт загалом залежить від форми частинки, а також від числа Рейнольдса, що визначає характер обтікання армуючої частинки рідким металом. Для прийнятих сферичних частинок радіусом R число Рейнольдса визначається за формулою

$$Re = \frac{2R}{\nu} v_r,$$

де ν – кінематична в'язкість рідкого металу. Звідси видно, що число Рейнольдса, а отже, і коефіцієнт лобового опору C_d є функціями відносної швидкості v_r , і загалом змінюються під час руху.

Існує багато аналітичних виразів [6 – 8], отриманих на основі емпіричних даних, які з достатньою точністю описують залежність C_d від Re у межах відповідного проміжку. За характером цієї залежності весь діапазон зміни Re можна умовно поділити на три частини [6]:

1) Для малих чисел Рейнольдса $Re \ll 1$ (невеликих швидкостей частинки відносно рідини) спостерігається ламінарний характер обтікання, за якого головну роль відіграють сили тертя між шарами рідини. При цьому має місце закон Стокса

$$C_d = \frac{24}{Re}, \quad (4)$$

а сила гідродинамічного опору буде пропорційна відносній швидкості

$$\vec{F}^{on} = -\frac{1}{2} \cdot \frac{24}{2R v_r} \nu \pi R^2 \rho_m v_r \cdot \vec{v}_r = -6\pi R \nu \rho_m \cdot \vec{v}_r. \quad (5)$$

2) За більших значень числа Рейнольдса ($Re \gg 1$) величина коефіцієнта опору не підпорядковується закону Стокса і відхиляється у бік більших значень. Для опису такої закономірності часто користуються формулою [7]

$$C_d = \frac{24}{Re} \left(1 + 0,15 Re^{0,687} \right), \quad (6)$$

що добре узгоджується з експериментальними даними аж до $Re = (7...8) \cdot 10^2$. У цьому разі залежність сили опору від відносної швидкості буде нелінійна

$$\begin{aligned} \bar{F}^{on} &= -\frac{1}{2} \cdot \frac{24\nu}{2R\nu_r} \left(1 + 0,15 \left(\frac{2R\nu_r}{\nu} \right)^{0,687} \right) \pi R^2 \rho_M \nu_r \cdot \bar{\nu}_r = \\ &= -\pi R \nu \rho_M \left(6 + 0,9 \left(\frac{2R\nu_r}{\nu} \right)^{0,687} \right) \cdot \bar{\nu}_r. \end{aligned} \quad (7)$$

3) Починаючи приблизно від значень $Re > 5 \cdot 10^2$ і аж до критичного значення $Re^* \approx 3 \cdot 10^5$ коефіцієнт лобового опору майже не змінюється, тож зазвичай приймають його усереднене значення

$$C_d \approx 0,44. \quad (8)$$

Тепер сила опору в основному визначається перепадом тисків, який не залежить від в'язкості рідини, і буде пропорційна квадрату відносної швидкості частинки

$$\bar{F}^{on} = \frac{0,44}{2} \pi R^2 \rho_M \nu_r \cdot \bar{\nu}_r = 0,22 \pi R^2 \rho_M \nu_r \cdot \bar{\nu}_r. \quad (9)$$

Для більших чисел Рейнольдса від критичного значення Re^* відбувається різке падіння коефіцієнта C_d унаслідок повного переходу пограничного шару рідини у турбулентний режим обтікання. Такі позакритичні значення числа Рейнольдса не характерні для відцентрового литва і у даному дослідженні не розглядаються.

Під час розрахунку траєкторій будемо враховувати кожен з можливих режимів руху частинок, однак для спрощення запису рівнянь як один з варіантів візьмемо третій найбільш широкий діапазон зміни Re .

Вплив інерції пограничного шару рідкого металу, який захоплює армуюча частинка, при нерівномірному русі врахуємо за допомогою сили доданої маси. Ця сила пропорційна до відносного прискорення частинки та маси витісненої нею рідини і діє у напрямку протилежному до прискорення

$$\bar{F}^{\partial.m.} = -C_M \rho_M V \frac{d\bar{\nu}_r}{dt}.$$

Коефіцієнт пропорційності C_M визначає співвідношення маси рідкого металу, що прискорюється разом з армуючою частинкою, до маси рідкого металу, заміщеного цією частинкою. Для сфери $C_M = 1/2$, отже

$$\bar{F}^{\partial.m.} = -\frac{1}{2} \cdot \frac{4}{3} \pi R^3 \rho_M \frac{d\bar{\nu}_r}{dt} = -\frac{2}{3} \pi R^3 \rho_M \frac{d^2\bar{r}}{dt^2}.$$

Запишемо тепер рівняння руху (2) у проєкціях на осі рухомої системи координат $Oxyz$, підставивши вирази відповідних сил і розкривши векторні добутки:

$$\begin{aligned} m \frac{d^2x}{dt^2} &= m(\omega_\zeta^2 x - 2\omega_\zeta \omega_x (y \sin \omega_x t + z \cos \omega_x t)) + 2m\omega_\zeta \left(\cos \omega_x t \frac{dy}{dt} - \sin \omega_x t \frac{dz}{dt} \right) - \\ &- \frac{4}{3} \pi R^3 \rho_M \left(\omega_\zeta^2 x - 2\omega_\zeta \omega_x (y \sin \omega_x t + z \cos \omega_x t) + 2\omega_\zeta \left(\cos \omega_x t \frac{dy}{dt} - \sin \omega_x t \frac{dz}{dt} \right) \right) - \\ &- 0,22\pi R^2 \rho_M \sqrt{\left(\frac{dx}{dt} \right)^2 + \left(\frac{dy}{dt} \right)^2 + \left(\frac{dz}{dt} \right)^2} \cdot \frac{dx}{dt} - \frac{2}{3} \pi R^3 \rho_M \frac{d^2x}{dt^2}; \\ m \frac{d^2y}{dt^2} &= m((\omega_x^2 + \omega_\zeta^2 \cos^2 \omega_x t)y - \omega_\zeta^2 z \cos \omega_x t \sin \omega_x t) + 2m \left(\omega_x \frac{dz}{dt} - \omega_\zeta \cos \omega_x t \frac{dx}{dt} \right) - \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -\frac{4}{3}\pi R^3 \rho_M \left((\omega_x^2 + \omega_\zeta^2 \cos^2 \omega_x t) y - \omega_\zeta^2 z \cos \omega_x t \sin \omega_x t + 2 \left(\omega_x \frac{dz}{dt} - \omega_\zeta \cos \omega_x t \frac{dx}{dt} \right) \right) - \\
& -0,22\pi R^2 \rho_M \sqrt{\left(\frac{dx}{dt} \right)^2 + \left(\frac{dy}{dt} \right)^2 + \left(\frac{dz}{dt} \right)^2} \cdot \frac{dy}{dt} - mg \sin \omega_x t + \frac{4}{3}\pi R^3 \rho_M \left(g \sin \omega_x t - \frac{1}{2} \frac{d^2 y}{dt^2} \right); \\
& m \frac{d^2 z}{dt^2} = m(-\omega_\zeta^2 y \cos \omega_x t \sin \omega_x t + (\omega_x^2 + \omega_\zeta^2 \sin^2 \omega_x t) z) + 2m \left(\omega_\zeta \sin \omega_x t \frac{dx}{dt} - \omega_x \frac{dy}{dt} \right) - \\
& -\frac{4}{3}\pi R^3 \rho_M \left(-\omega_\zeta^2 y \cos \omega_x t \sin \omega_x t + (\omega_x^2 + \omega_\zeta^2 \sin^2 \omega_x t) z + 2 \left(\omega_\zeta \sin \omega_x t \frac{dx}{dt} - \omega_x \frac{dy}{dt} \right) \right) - \\
& -0,22\pi R^2 \rho_M \sqrt{\left(\frac{dx}{dt} \right)^2 + \left(\frac{dy}{dt} \right)^2 + \left(\frac{dz}{dt} \right)^2} \cdot \frac{dz}{dt} - mg \cos \omega_x t + \frac{4}{3}\pi R^3 \rho_M \left(g \cos \omega_x t - \frac{1}{2} \frac{d^2 z}{dt^2} \right).
\end{aligned}$$

Розділивши кожне рівняння на масу армуючої частинки $m = 4/3 \cdot \pi R^3 \rho_M$, де ρ_M її густина та перегрупувавши, отримуємо

$$\begin{aligned}
& \left(1 + \frac{1}{2} \frac{\rho_M}{\rho_M} \right) \frac{d^2 x}{dt^2} = \left(1 - \frac{\rho_M}{\rho_M} \right) \left(\omega_\zeta^2 x - 2\omega_\zeta \omega_x (y \sin \omega_x t + z \cos \omega_x t) + \right. \\
& \left. + 2\omega_\zeta \left(\cos \omega_x t \frac{dy}{dt} - \sin \omega_x t \frac{dz}{dt} \right) \right) - \frac{0,165}{R} \frac{\rho_M}{\rho_M} \sqrt{\left(\frac{dx}{dt} \right)^2 + \left(\frac{dy}{dt} \right)^2 + \left(\frac{dz}{dt} \right)^2} \cdot \frac{dx}{dt}, \\
& \left(1 + \frac{1}{2} \frac{\rho_M}{\rho_M} \right) \frac{d^2 y}{dt^2} = \left(1 - \frac{\rho_M}{\rho_M} \right) \left((\omega_x^2 + \omega_\zeta^2 \cos^2 \omega_x t) y - \omega_\zeta^2 z \cos \omega_x t \sin \omega_x t + 2 \left(\omega_x \frac{dz}{dt} - \right. \right. \\
& \left. \left. - \omega_\zeta \cos \omega_x t \frac{dx}{dt} \right) \right) - \frac{0,165}{R} \frac{\rho_M}{\rho_M} \sqrt{\left(\frac{dx}{dt} \right)^2 + \left(\frac{dy}{dt} \right)^2 + \left(\frac{dz}{dt} \right)^2} \frac{dy}{dt} - \left(1 - \frac{\rho_M}{\rho_M} \right) g \sin \omega_x t, \\
& \left(1 + \frac{1}{2} \frac{\rho_M}{\rho_M} \right) \frac{d^2 z}{dt^2} = \left(1 - \frac{\rho_M}{\rho_M} \right) \left(-\omega_\zeta^2 y \cos \omega_x t \sin \omega_x t + (\omega_x^2 + \omega_\zeta^2 \sin^2 \omega_x t) z + 2 \left(\omega_\zeta \sin \omega_x t \frac{dx}{dt} - \right. \right. \\
& \left. \left. - \omega_x \frac{dy}{dt} \right) \right) - \frac{0,165}{R} \frac{\rho_M}{\rho_M} \sqrt{\left(\frac{dx}{dt} \right)^2 + \left(\frac{dy}{dt} \right)^2 + \left(\frac{dz}{dt} \right)^2} \frac{dz}{dt} - \left(1 - \frac{\rho_M}{\rho_M} \right) g \cos \omega_x t. \quad (10)
\end{aligned}$$

Отримана система диференціальних рівнянь (10) дозволяє визначити закон руху та траєкторії армуючих частинок і дослідити зв'язок між технологічними параметрами процесу литва та формою і геометричними розмірами армованої зони заготовки деталі.

Початкові умови. Початкова відносна швидкість твердої армуючої частинки (швидкість відносно рухомої системи координат) залежить від швидкості руху частинки у живильній трубці, а також від положення кінця цієї трубки відносно осей обертання ливарної форми. У даному випадку живильна трубка спрямована паралельно до осі форми і обертається разом з формою навколо осі $O\zeta$ таким чином, що частинка рухається вздовж Ox з відносною швидкістю v_x^0 на деякій висоті H (рис. 2).

Унаслідок обертання ливарної форми навколо осі Ox точки введення армуючих частинок у рідкий сплав будуть розміщені по колу $y = H \sin \omega_x t$, $z = H \cos \omega_x t$ радіуса H у площині $x = x_0$, що створює додаткові передумови для кругового розподілу армуючих частинок по бічній та торцевій поверхнях циліндричної заготовки деталі. Крім того, обертання ливарної форми відносно осі Ox зумовлює додаткову початкову швидкість армуючої частинки відносно рідкого металу, спрямовану в площині Oyz по дотичній до цього кола назустріч рухові середовища.

Враховуючи, що у початковий момент часу t_0 радіус-вектор точки введення твердої частинки в рідкий метал у рухомій системі координат займає положення

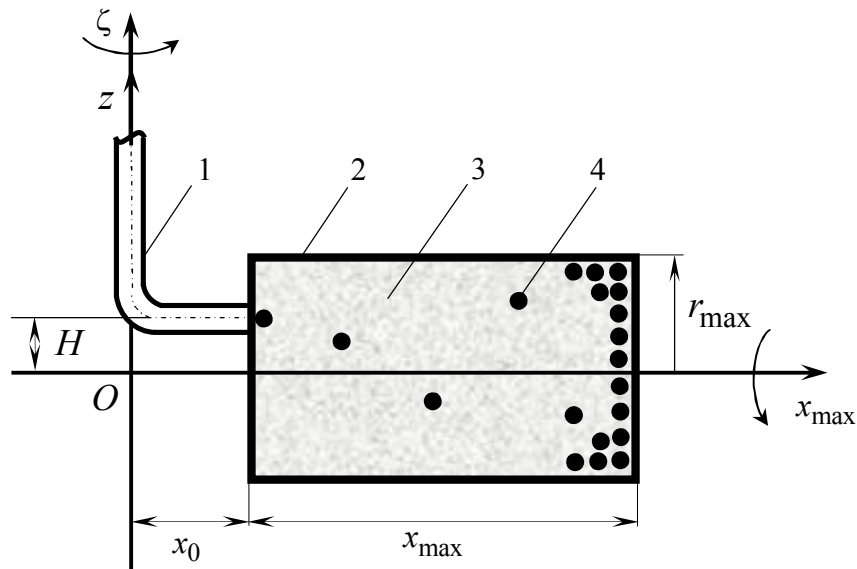


Рис. 2. Схема введення твердих частинок у рідкий сплав:
1 – живильна трубка; 2 – ливарна форма; 3 – рідкий сплав; 4 – тверда частинка

$$\vec{r}_0 = x_0 \vec{i} + y_0 \vec{j} + z_0 \vec{k} = x_0 \vec{i} + H \sin \omega_x t_0 \vec{j} + H \cos \omega_x t_0 \vec{k},$$

додавши обидва (поступальний та обертальний) відносні рухи, отримуємо вектор початкової відносної швидкості

$$\vec{v}_r^0 = v_x^0 \vec{i} + v_y^0 \vec{j} + v_z^0 \vec{k} = v_x^0 \vec{i} + \omega_x H \cos \omega_x t_0 \vec{j} - \omega_x H \sin \omega_x t_0 \vec{k}.$$

Результати дослідження. Числовий розв'язок системи нелінійних диференціальних рівнянь (10) за початкових умов $t = t_0$, $\vec{r} = \vec{r}_0$, $\vec{v}_r = \vec{v}_r^0$, будували за допомогою алгоритму Рунге-Кутта 4-го порядку. У ході розв'язання на кожному кроці розбиття t_i ($i = 0 \dots n$) проміжку інтегрування $[t_0, t_n]$ перевіряли умову відповідності виразу коефіцієнта C_d обчисленому числу Рейнольдса $Re_i = \frac{2R}{\nu} \sqrt{v_{x,i}^2 + v_{y,i}^2 + v_{z,i}^2}$ та вибирали відповідний вираз сили гідродинамічного опору (5, 7, 9).

У разі виконання однієї з умов $x_i > x_0 + x_{\max}$ або $\sqrt{(y_i)^2 + (z_i)^2} > r_{\max}$, де x_{\max} , r_{\max} – максимальні розміри циліндричного виливка, обчислення припинялися і фіксувався фактичний час руху t_{\max} , необхідний для досягнення твердою частинкою периферії ливарної форми. Обчислення в основному проводили за таких значень параметрів: $\rho_m = 6,96 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$, $\rho_c = 15,7 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$, $2R = 0,001 \text{ м}$, $\nu = 0,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, $v_x^0 = 0 \text{ м/с}$, $H = 0,01 \text{ м}$, $x_0 = 0,1 \text{ м}$, $x_{\max} = 0,4 \text{ м}$, $r_{\max} = 0,15 \text{ м}$.

Траєкторії руху зображали для різних випадків початкових положень розташованих по колу радіусом H , що відповідає способу введення твердих частинок у рідкий сплав.

За малих обертів ($\omega_\zeta = \omega_x = 2\pi \text{ 1/с}$) ливарної форми відносно обох осей спостерігається виразна спіралеподібна форма траєкторій (рис. 3а) унаслідок кругової пульсації сили гравітації у рухомій системі координат, а також значне відхилення пучка траєкторій від осі Ox за рахунок впливу поворотної сили Коріоліса.

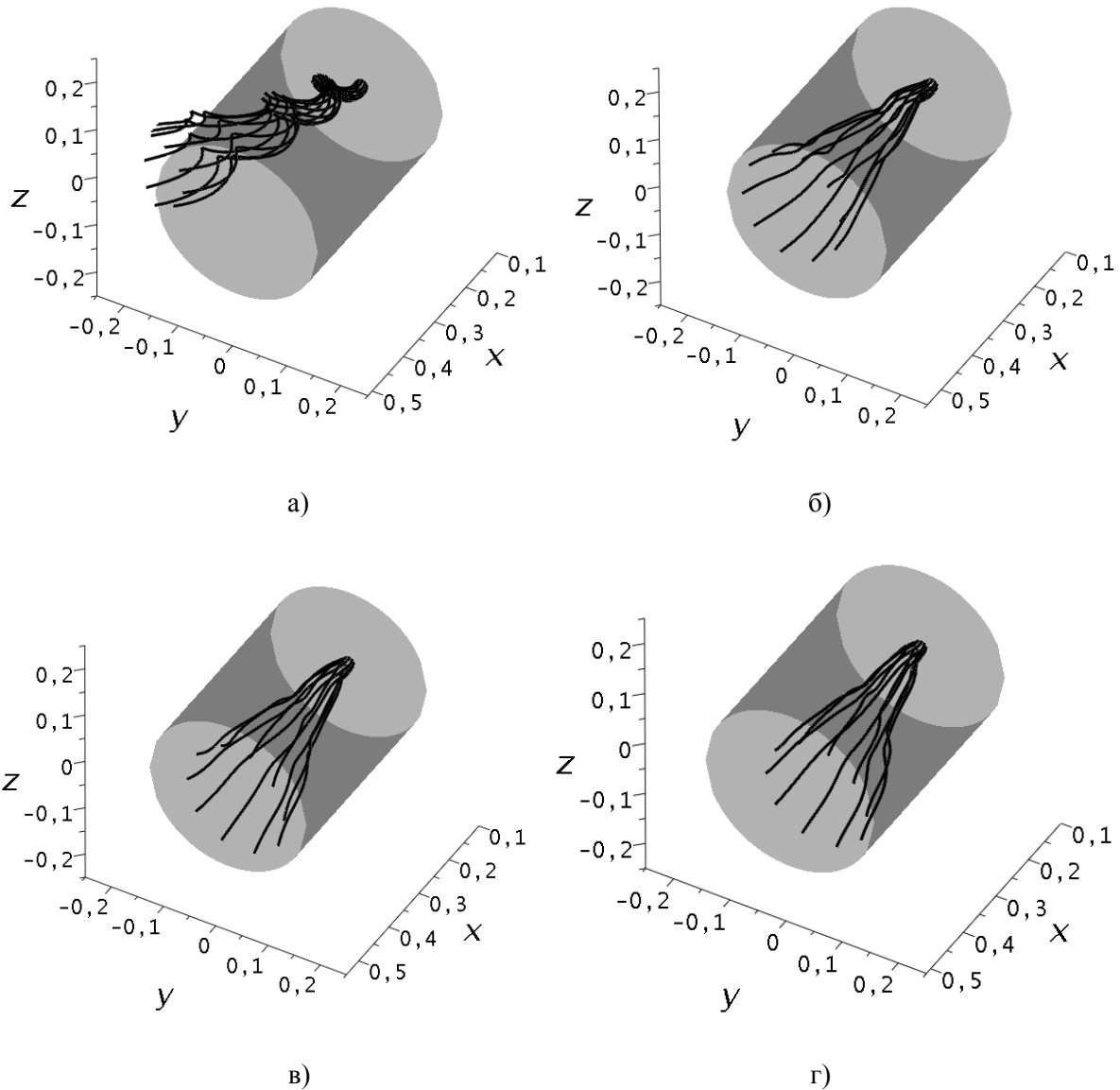


Рис. 3. Траєкторії руху твердих частинок у рідкому сплаві:
 а) $\omega_{\zeta} = \omega_x = 2\pi$ 1/с, $t = 3,2$ с; б) $\omega_{\zeta} = \omega_x = 6\pi$ 1/с, $t = 0,8$ с;
 в) $\omega_{\zeta} = \omega_x = 10\pi$ 1/с, $t = 0,42$ с; г) $\omega_{\zeta} = \omega_x = 100\pi$ 1/с, $t = 0,04$ с

Для більших частот обертання ($\omega_{\zeta} = \omega_x = 6\pi; 10\pi$, 1/с) домінуючими стають відцентрові сили інерції, у вирази яких входять квадрати та добутки кутових швидкостей. За таких умов вплив гравітації та сили Коріоліса стає порівняно незначним, траєкторії випрямляються і вісь пучка траєкторій армуючих частинок відхиляється від осі ливарної форми на меншу величину (рис. 3б, в). При цьому час, упродовж якого армуюча частинка досягає периферії виливка, помітно зменшується. Наприклад за частот обертання $\omega_{\zeta} = \omega_x = 100\pi$ 1/с час руху становить лише $t = 0,04$ с (рис. 3г). За такий короткий час розчинення частинки у рідкому металі є незначним.

Встановлено, що за малих значень H траєкторії твердих частинок розташовуватимуться близько одна до одної, тож за переважаючого значення ω_{ζ} отримаємо вузьку зону армування торцевої поверхні навколо осі симетрії виливка заготовки деталі. Із зростанням величини ω_x траєкторії будуть більше відхилятися від осі пучка, а отже, армуючі частинки розподілятимуться, в основному, по бічній поверхні циліндричної заготовки деталі. Таким чином, за рахунок додаткового обертання навколо горизонтальної осі симетрії деталі досягається перерозподіл

кінцевих положень армуючих частинок, а вибором відповідного співвідношення частот обертання навколо двох осей можна регулювати геометричні параметри армованої зони робочої поверхні заготовки деталі.

У ході числового аналізу було також встановлено, що час досягнення периферії виливка для більших за розмірами армуючих частинок є значно меншим. Наприклад, для мінімальних та максимальних розмірів твердих частинок у вибраному діапазоні $R = 0,00045 \dots 0,0016$ м, за частот обертання $\omega_z = 10\pi$, $\omega_x = 8\pi$ 1/с та за інших однакових умов час руху зменшується від $t = 0,23$ до $t = 0,15$ с. На рис. 4 для наочності зображено проєкції на координатні площини траєкторій частинок різних розмірів за малих частот обертання ($\omega_z = \omega_x = 2\pi$ 1/с). Як видно з цього рисунка, більші за розмірами частинки за той самий час (один оберт) сильніше відхиляються від обох осей обертання ливарної форми і, таким чином, швидше досягають периферії виливка.

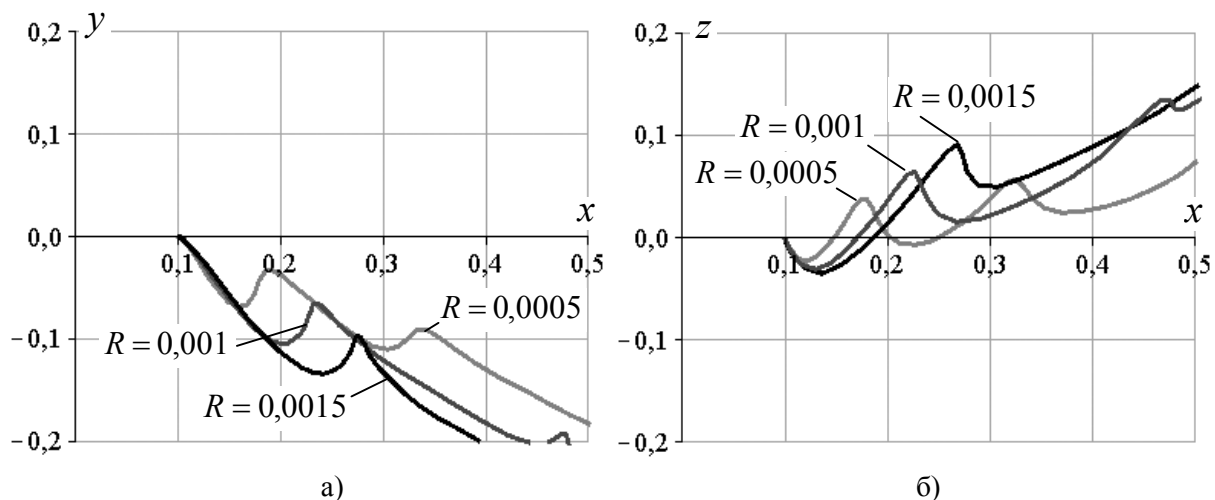


Рис. 4. Траєкторії руху частинок різних радіусів R (м) у проєкціях на координатні площини: а) – Oxy ; б) – Oxz

Аналогічний ефект дає збільшення відношення густини матеріалу твердих армуючих частинок до густини рідкого матричного сплаву. Водночас вплив зміни кінематичної в'язкості рідкого металу у прийнятих розрахункових межах $\nu = (0,6 \dots 0,8) \cdot 10^{-6}$ м²/с на час руху армуючих частинок є незначним.

Наведена методика розрахунку та розроблена математична модель дозволяють визначати технологічні параметри процесу відцентрового армування й для більш складних конфігурацій виливків із заданими розмірами зон армування, що виготовляються у виробництві, проектувати нові конструкції озброєння деталей робочих інструментів, а також створювати програмні засоби та анімаційні комп'ютерні моделі для інтерактивного керування такими процесами. Ці та інші подібні задачі становлять предмет подальших досліджень.

Висновки. Створено методику розрахунку для визначення основних технологічних параметрів процесу відцентрового армування з двома взаємно перпендикулярними осями обертання, які забезпечують транспортування частинки твердого сплаву у потрібну область виливка заготовки деталі.

За результатами теоретичних досліджень проаналізовано вплив співвідношення частот обертання ливарної форми навколо вертикальної та горизонтальної осей та інших технологічних параметрів процесу литва на перерозподіл армуючих частинок у робочій зоні заготовки деталі.

За малих швидкостей обертання виявлено виразне несиметричне формування армованої зони унаслідок відхилення пучка траєкторій частинок відносно осі ливарної форми під впливом зміщення миттєвої осі обертання, поля гравітації та сили Коріоліса. Із збільшенням частот обертання відносно обох осей, зміщення армованої зони відносно осі симетрії деталі стає незначним.

У ході числового аналізу встановлено, що час досягнення периферії вилівка для більших за розмірами армуючих частинок є значно меншим. Аналогічний ефект дає збільшення відношення густини матеріалу армуючих частинок до густини рідкого сплаву.

1. Бугай Ю. Н. Центробежно-армированный породоразрушающий буровой инструмент / Ю.Н. Бугай, И.В. Воробьев. – Львов: Выща школа. Изд-во при Львовском ун-те, 1989. – 208 с.
2. Ясашин В. А. Конструкторские и технологические методы повышения эффективности работы буровых шарошечных долот большого диаметра: автореф. дисс. на соискание уч. степени докт. техн. наук: спец. 05.02.13 “Машины, агрегаты и процессы (нефтяная и газовая промышленность)” / В. А. Ясашин. – М., 2009. – 48 с.
3. А. с. 1197249 СССР, МКИ В 22 D 19/02. Способ получения армированных отливок / Ю. Н. Бугай, В. В. Кустов, А. В. Быков и др. (СССР). – 3505285/22-02; заявл. 27.10.82; не подл. опубл. в откр. печати. – 5 с.
4. Шуляр І. О. Моделювання руху твердих частинок у рідкому сплаві при відцентровому армуванні деталей / І. О. Шуляр, М. В. Маковійчук, Л. Я. Роп'як // Сборник трудов XIX междунар. научно-техн. конф. Машиностроение и техносфера XXI века. (г. Севастополь 17-22 сентября 2012 г.) В 3-х томах. – Донецк: ДонНТУ, 2012. – Т. 3. – С. 83.
5. Борушак Б. О. Разработка технологического процесса центробежного армирования лопастных долот: автореф. дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.02.08 “Технология машиностроения” / Б. О. Борушак. – К., 1993. – 16 с.
6. Бусройд Р. Течение газа со взвешенными частицами / Бусройд Р. – М.: Мир, 1975. – 380 с.
7. Schiller L. Über die grundlegenden berechnungen bei der schwerkraftaufbereitung / L. Schiller, A. Naumann // Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure. – 1933. – Vol. 77, No. 12. – P. 318–320.
8. Morsi S. A. An investigation of particle trajectories in two-phase flow systems / S. A. Morsi, A. J. Alexander // J. Fluid Mech. – 1972. – Vol. 55, No. 2. – P. 193–208.

УДК 621.314

Ю.В. Грицюк, І.В. Грицюк, М.В. Петухов, Л.Н. Добровольська, Д.С. Собчук
Луцький національний технічний університет

ЗАСТОСУВАННЯ ПОЛІГОНАЛЬНИХ НАПРУГ ЖИВЛЕННЯ ЯК СПОСІБ ЗМЕНШЕННЯ ВТРАТ ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ В СТАТИЧНИХ ТИРИСТОРНИХ КОМПЕНСАТОРАХ РЕАКТИВНОЇ ПОТУЖНОСТІ

Розглянуті режими роботи трифазного статичного тиристорного компенсатора реактивної потужності з заземленою нейтраллю при живленні його напругами полігональних форм. Запропонований підхід, коли для формування цих напруг застосовується фільтрокомпенсуючий пристрій, що зазвичай використовується для компенсації вищих гармонік. В якості критерію оптимізації режимів використаний мінімум питомої споживаної активної потужності. Доведена економічна ефективність функціонування статичного тиристорного компенсатора при його живленні напругами прямокутної та пилкоподібної форми в порівнянні з базовим варіантом (живлення напругою синусоїдної форми).

Ключові слова: статичний тиристорний компенсатор, реактивна потужність, питома споживана активна потужність, фільтрокомпенсуючий пристрій, кут керування, бітиристорний ключ, напруга полігональної форми, симетричне керування, несиметричне керування

Вступ. При розв'язанні задачі компенсації реактивної потужності в мережах промислових підприємств проводиться визначення економічної доцільності застосування наявних її джерел (синхронних двигунів, генераторів, батарей конденсаторів, статичних тиристорних компенсаторів). Основні методологічні положення проведення таких розрахунків викладені в роботі [1].

Одним із чинників, які впливають на економічну доцільність застосування тих чи інших засобів компенсації є споживана ними активна потужність (енергія) при генерації реактивної потужності (енергії). Очевидно, що для підвищення економічної ефективності застосування джерел реактивної потужності потрібно забезпечити мінімальну величину питомої споживаної активної потужності.

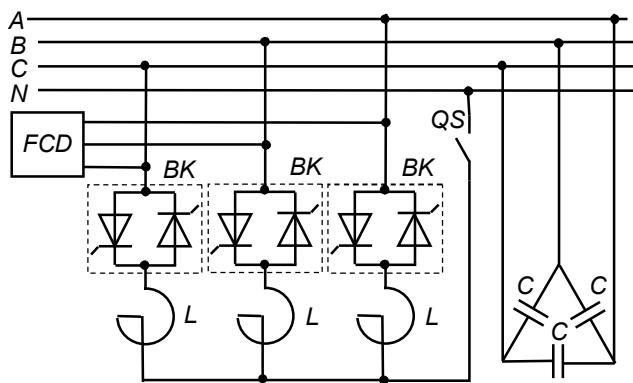


Рис. 1. Структурна електрична схема СТК

плавного регулювання необхідних параметрів.

В роботі [2] розглядалися режими роботи трифазного статичного компенсатора реактивної потужності з заземленою нейтраллю на базі тиристорно-регульованих реакторів та некомутованих батарей конденсаторів. З метою зниження рівня вищих гармонік у мережі до СТК під'єднаний фільтрокомпенсуючий пристрій (ФКП). На відміну від традиційного підходу, коли ФКП застосовується для компенсації вищих гармонік з найбільшою амплітудою з метою забезпечення напруги живлення близької до синусоїдної, пропонується інший підхід, при якому ФКП використовується для формування напруг живлення полігональної форми.

Розглянемо вплив напруг живлення полігональних форм на інтегральні показники енергетичного процесу СТК із заземленою нейтраллю, схема якого подана на рис. 1, при

© Ю.В. Грицюк, І.В. Грицюк, М.В. Петухов, Л.Н. Добровольська, Д.С. Собчук

Постановка задачі. В системах електропостачання промислових підприємств в якості джерел живлення потужних технологічних установок можуть використовуватися статичні тиристорні компенсатори (СТК) [1], які за певних умов є досить ефективними джерелами реактивної потужності, а також засобом регулювання напруги та зменшення загальних електричних втрат. До переваг СТК, як багатофункціональних та багаторежимних пристроїв, слід віднести відсутність додаткових капіталовкладень, а також можливість

симетричному та несиметричному керуванні тиристорами бітиристорних ключів (БК) компенсатора. При симетричному керуванні, за умови збільшення кута керування α , струми через перший та другий тиристори БК зменшуються. При несиметричному керуванні – струм через перший тиристор БК зменшується, а через другий збільшується. За умови ідентичності параметрів фазних реакторів струм через БК та навантаження не залежить від струму інших фаз, тому інтегральні показники енергетичного процесу СТК можна визначити, розглядаючи процеси тільки в одній із фаз.

Оскільки одним із завдань досліджень є визначення споживаної активної потужності при генерації реактивної потужності, то при розрахунках враховуються активний опір фазного реактора, незважаючи на те, що він значно менший його реактивного опору, а також розраховується активна потужність, що споживається тиристорами БК. Крім того, для визначення економічної ефективності застосування СТК з різними напругами живлення полігональної форми доцільно провести порівняльний аналіз значень їх питомих споживаних активних потужностей по відношенню до базового варіанту. Під базовим варіантом слід розуміти варіант, коли СТК живиться синусоїдною напругою.

Результати досліджень. При визначенні показників енергетичного процесу СТК застосовуватимуться інтегральні методи їх визначення, оскільки вони дозволяють знайти значення цих показників без розкладання кривих струму $i(t)$ та напруги $u(t)$ у ряд Фур'є. З огляду на це, величина реактивної потужності, яку генерує СТК, може бути визначена через інтеграл Рімана [3]

$$Q = -\frac{1}{2\pi} \oint i u du = -\frac{1}{2\pi} \int_0^T i \frac{du}{dt} dt; \quad (1)$$

величина споживаної активної потужності у фазному реакторі – за відомим виразом

$$P = \frac{1}{T} \int_0^T i u dt; \quad (2)$$

величина споживаної активної потужності в одному тиристорі за умови, що основним джерелом нагрівання є втрати у стані прямої провідності – за формулою [4]

$$P_T = \frac{1}{2\pi} \int_0^T i_T u_T dt = U_0 I_{Tav} + R_d I_T^2, \quad (3)$$

де U_0 , R_d - відповідно порогова напруга та диференційний опір прямої ділянки вольт-амперної характеристики тиристора; I_{Tav} , I_T - відповідно середнє та діюче значення струму через тиристор, а величина питомої споживаної активної потужності при генеруванні реактивної – за виразом

$$P_Q = \frac{P + P_T}{Q}. \quad (4)$$

Загальне рівняння електричної рівноваги кола, до складу якого входять БК та фазний реактор, у випадку, коли один із тиристорів БК відкритий, має вигляд

$$X \frac{di(\theta)}{d\theta} + Ri(\theta) = u(\theta), \quad (5)$$

де $X = \omega L$ - реактивний опір фазного реактора; $\theta = \omega t$, ω - циклічна частота напруги живлення.

Коли один із тиристорів БК відкритий, то через нього та фазний реактор починає протікати струм, який можна знайти з врахуванням рівняння (5) методом Лагранжа

$$i(\theta) = e^{-\rho\theta} \left(\int u(\theta) e^{\rho\theta} d\theta + A \right), \quad (6)$$

де $\rho = \frac{R}{X}$; A - стала інтегрування, яка визначається моментом відкриття тиристора, тобто

початковими умовами. Тиристор автоматично закривається, коли струм через нього перетинає нульову позначку. Момент переходу струму через нуль визначає величину, яка називається кутом вимкнення тиристора.

Для реальних потужних реакторів, які застосовуються у СТК, величина $\rho \ll 1$, тому вирази для струмів за формулою (6) можна суттєво спростити, що дозволяє отримати аналітичні залежності для інтегральних показників енергетичного процесу в СТК (1)...(4).

Проведемо розрахунок інтегральних показників енергетичного процесу в СТК для базового варіанту, коли форма напруги живлення синусоїдна (рис. 2, а), та для полігональних форм напруги живлення: прямокутної (рис. 2, б) і пилкоподібної (рис. 2, с). Коли форма напруги живлення синусоїдна (базовий варіант) $u(\theta) = U_m \sin(\theta)$, а керування тиристорами симетричне, то при подачі в момент $\theta = \alpha$ імпульсу керування на перший тиристор БК через нього та фазний реактор у відповідності з (6) буде протікати струм

$$i_1(\theta) = \frac{U_m}{X\sqrt{1+\rho^2}}(-\sin(\alpha - \varphi) + \sin(\theta - \varphi)), \quad (7)$$

де $\varphi = \arctg \frac{1}{\rho}$. Прирівнюючи праву частину (7) до нуля, отримаємо кут вимкнення першого тиристора БК

$$\alpha_{sw1} = \pi + 2\varphi - \alpha. \quad (8)$$

Підчас дії від'ємної півхвилі напруги живлення при подачі в момент $\theta = \pi + \alpha$ імпульсу керування відкривається другий тиристор БК. При проходженні струму другого тиристора через нуль цей тиристор закривається. Процеси, які протікають в колі другого тиристора, ідентичні з процесами в колі першого тиристора БК через симетрію напруги живлення. Отже, немає потреби у визначенні струму через другий тиристор та кута його вимкнення. У цьому випадку достатньо знайти інтегральні показники енергетичного процесу в СТК за формулами (1)...(3) для струму $i_1(\theta)$ та результат подвоїти. З урахуванням цих міркувань для симетричного режиму роботи тиристорів БК отримали вирази для визначення у відносних одиницях величини реактивної потужності, яку генерує СТК, величини споживаної активної потужності у фазному реакторі та величини активної потужності, що споживається тиристорами БК

При несиметричному режимі роботи тиристорів БК перший тиристор працює так само, як при симетричному режимі, тобто через тиристор і фазний реактор протікає струм (7), а вимкнення цього тиристора відбувається за умови (8). Для забезпечення несиметричного режиму роботи

підчас дії від'ємної півхвилі напруги живлення другий тиристор БК має бути відкритий в момент $\theta = \frac{5\pi}{2} - \alpha$. Такий вибір кута

ввімкнення зумовлений з одного боку тим, що при куті керування $\alpha = \frac{\pi}{2}$, коли через перший

тиристор БК протікає максимальний струм – другий тиристор не може бути відкритий, оскільки у момент подачі керуючого імпульсу

$\theta = \frac{5\pi}{2} - \frac{\pi}{2} = 2\pi$ напруга живлення проходить

через нуль, а з іншого боку тим, що при куті керування $\alpha = \pi$ перший тиристор БК не може відкритися, але через другий тиристор буде протікати максимальний струм. При подачі керуючого імпульсу на другий тиристор БК у

момент $\theta = \frac{5\pi}{2} - \alpha$ він відкривається і через

нього та фазний реактор починає протікати струм

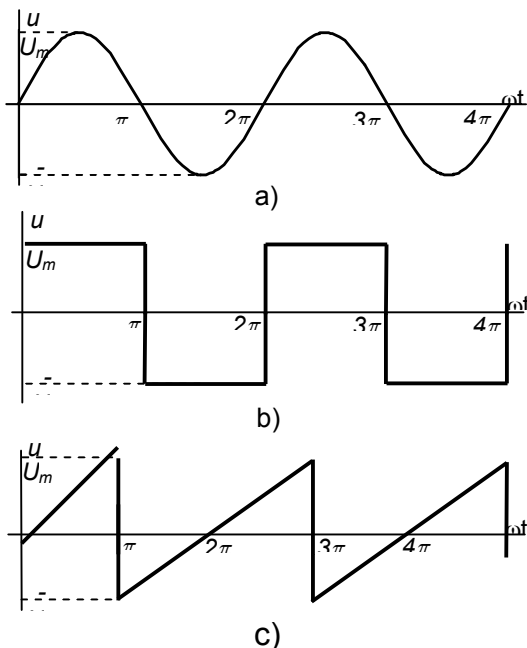


Рис. 2. Форми напруги живлення СТК: а – синусоїдна, б – прямокутна, с – пилкоподібна

$$i_2(\theta) = \frac{U_m}{X\sqrt{1+\rho^2}}(-\cos(\alpha+\varphi) + \sin(\theta-\varphi)). \quad (9)$$

Прирівнюючи вираз (12) до нуля, знайдемо кут вимкнення другого тиристора БК для режиму, що розглядається

$$\alpha_{sw2} = \frac{\pi}{2} + 2\varphi + \alpha. \quad (10)$$

Отримані співвідношення (7), (8), (9) та (10) дають змогу визначити за формулами (1)...(3) інтегральні показники енергетичного процесу в СТК при несиметричному керуванні тиристорами БК

На основі отриманих виразів були проведені розрахунки та побудовані графіки зміни реактивної потужності $Q_*(\alpha)$ (рис. 3), споживаної активної потужності $P_*(\alpha)$ (рис. 4) та питомої споживаної активної потужності $P_{Q^*}(\alpha)$ (рис. 4) при симетричному та несиметричному керуванні тиристорами БК.

Аналіз кривих на рис. 3 та 4 показує, що питома споживана активна потужність при генерації реактивної потужності практично не залежить від кута керування тиристорами α та режимів роботи тиристорів БК. Отримані результати свідчать про те, що у середньому на генерацію кожного 1 МВАр реактивної потужності необхідно витратити близько 2034 Вт активної потужності.

Нехай ФКП формує на затискачах СТК напругу живлення прямокутної форми (рис. 2, б). Оскільки напруга живлення має розриви першого роду та різний математичний опис на різних її ділянках, то це потрібно враховувати при визначенні реактивної потужності та струмів через фазний реактор.

При симетричному керуванні тиристорами БК на підставі загального рівняння кола (5) методом Лагранжа, з врахуванням початкових умов $i_1(\alpha) = 0$, знайдемо закон зміни струму через фазний реактор на ділянці від α до π

$$i_1(\theta) = \frac{U_m}{R} - \frac{U_m}{R} e^{\rho(\alpha-\theta)} \quad (11)$$

та, з урахуванням початкових умов $i_1(\pi) = i_2(\pi) = \frac{U_m}{R} - \frac{U_m}{R} e^{\rho(\alpha-\pi)}$, закон зміни струму на ділянці від π до α_{sw1}

$$i_2(\theta) = -\frac{U_m}{R} + \frac{U_m}{R} (2e^{\rho\pi} - e^{\rho\alpha}) e^{-\rho\theta}. \quad (12)$$

Прирівнявши (12) до нуля, визначимо кут вимкнення першого тиристора БК

$$\alpha_{sw1} = \pi + \frac{1}{\rho} \ln(2 - e^{\rho(\alpha-\pi)}). \quad (13)$$

Через ідентичність процесів, які відбуваються в колі другого тиристора БК, немає потреби у визначенні струму через цей тиристор та його кута вимкнення.

При несиметричному керуванні тиристорами БК струм через фазний реактор на ділянці від $\frac{5\pi}{2} - \alpha$ до 2π визначатиметься за виразом

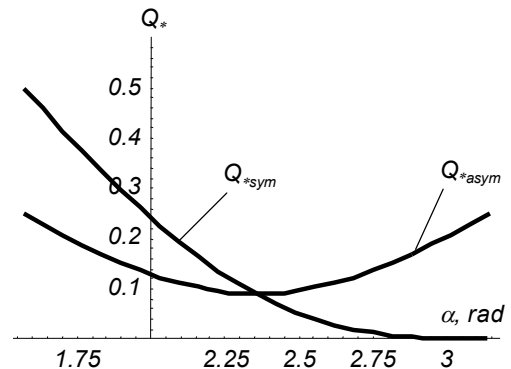


Рис. 3. Графіки зміни реактивної потужності СТК для синусоїдної форми напруги живлення

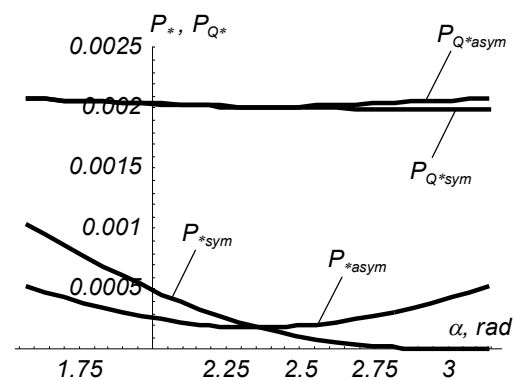


Рис. 4. Графіки зміни споживаної активної потужності та питомої споживаної активної потужності для синусоїдної форми напруги живлення

$$i_3(\theta) = -\frac{U_m}{R} + \frac{U_m}{R} e^{\rho\left(\frac{5\pi}{2}-\alpha\right)} e^{-\rho\theta}, \quad (14)$$

а на ділянці від 2π до α_{sw2} -

$$i_4(\theta) = \frac{U_m}{R} + \frac{U_m}{R} \left(-2e^{-\rho 2\pi} + e^{\rho\left(\frac{5\pi}{2}-\alpha\right)} \right) e^{-\rho\theta}. \quad (15)$$

Прирівнявши (15) до нуля, знайдемо кут вимкнення другого тиристора БК

$$\alpha_{sw2} = 2\pi + \frac{1}{\rho} \ln \left(2 - e^{\rho\left(\frac{\pi}{2}-\alpha\right)} \right). \quad (16)$$

Підставляючи вирази (11)...(16) у формули (1)...(3), отримаємо при симетричному керуванні тиристорами БК величину реактивної потужності, споживану фазним реактором і тиристорами БК активну потужність та при несиметричному керуванні тиристорами БК величину реактивної потужності, величину активної потужності, що споживається фазним реактором та тиристорами БК. На основі отриманих виразів були проведені розрахунки та побудовані графіки $Q_*(\alpha)$ (рис. 5), $P_*(\alpha)$ і $P_{Q*}(\alpha)$ (рис. 6).

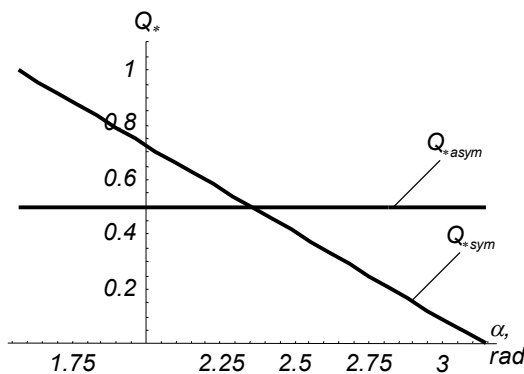


Рис. 5. Графіки зміни реактивної потужності СТК для прямокутної форми напруги живлення

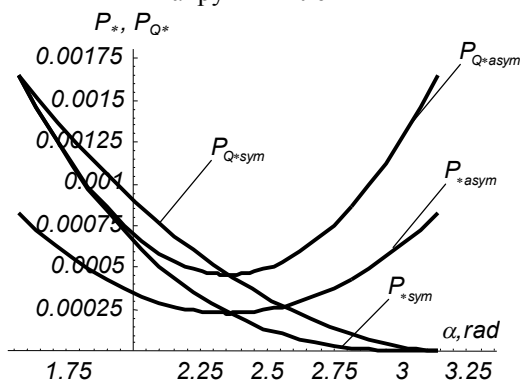


Рис. 6. Графіки зміни споживаної активної потужності та її питомого значення для прямокутної форми напруги живлення

Аналіз кривих на рис. 5 показує, що при симетричному керуванні тиристорами реактивна потужність практично лінійно залежить від кута керування α . Це дозволяє спростити систему керування тиристорами СТК у замкнених системах. При несиметричному керуванні тиристорами рівень реактивної потужності є практично постійним на всьому діапазоні зміни кута керування. Це дозволяє підтримувати на заданому рівні величину реактивної потужності в мережах промислових підприємств з високою економічністю, встановлюючи кут керування $\alpha = 3\pi/4$ і, тим самим, мінімізуючи споживану активну потужність та її питоме значення (рис. 6). Розрахунки показують, що в цьому випадку на генерацію кожного 1 МВАр реактивної потужності споживана активна потужність становить близько 473 Вт, тобто у 4,3 рази менша, ніж у базовому варіанті. Навіть у самому гіршому випадку питома споживана активна потужність СТК при його живленні напругою прямокутної форми у 1,23 рази менша, ніж у базовому варіанті. Мінімізувати питому споживану активну потужність можна також за допомогою комбінованого керування тиристорами СТК, коли на ділянці зміни кута керування α від $\pi/2$ до $3\pi/4$ БК працює в несиметричному режимі, а на ділянці від $3\pi/4$ до π - у симетричному режимі.

Далі розглянемо випадок, коли ФКП формує на затискачах СТК напругу живлення пилкоподібної форми (рис. 2, в). Ця форма напруги живлення, як і прямокутна форма має розриви першого роду та різний математичний опис на різних ділянках. Слід зазначити, що умови роботи обох тиристорів БК будуть різними через неоднаковість напруги живлення на відповідних ділянках.

Знайдемо струми через перший та другий тиристори БК при симетричному керуванні. Після інтегрування (6) при початкових умовах $i_1(\alpha) = 0$ та із врахуванням того, що при $\rho \ll 1$ величина

$e^{\rho(\alpha-\theta)} = 1 + \rho(\alpha - \theta) + \frac{\rho^2}{2}(\alpha - \theta)^2$, дістанемо значення струму через перший тиристор і фазний реактор на ділянці від α до π

$$i_1(\theta) = \frac{U_m}{\pi X \rho} \left(-\frac{1}{\rho} + \theta + \left(\frac{1}{\rho} - \alpha \right) e^{\rho(\alpha-\theta)} \right) = \frac{U_m}{\pi X} \left(-\frac{\alpha^2}{2} - \frac{1}{2} \rho \alpha^3 + \rho \alpha^2 \theta + \frac{\theta^2}{2} - \frac{1}{2} \rho \alpha \theta^2 \right). \quad (17)$$

Усі подальші математичні дослідження будемо виконувати, враховуючи, що $\rho \ll 1$.

Інтегруючи вираз (6) при початкових умовах $i_1(\pi) = i_2(\pi) = \frac{U_m}{\pi X \rho} \left(-\frac{1}{\rho} + \pi + \left(\frac{1}{\rho} - \alpha \right) \times e^{\rho(\alpha-\pi)} \right) = \frac{U_m}{\pi X} \left(-\frac{\alpha^2}{2} - \frac{1}{2} \rho \alpha^3 + \rho \alpha^2 \pi + \frac{\pi^2}{2} - \frac{1}{2} \rho \alpha \pi^2 \right)$, знайдемо закон зміни струму через перший тиристор БК та фазний реактор на ділянці від π до α_{sw1}

$$i_2(\theta) = \frac{U_m}{\pi X} \left(2\pi^2 - 2\pi\theta + \rho\pi^3 - 2\pi^2\rho\theta + \rho\theta^2 - \frac{\alpha^2}{2} - \frac{\rho\alpha^3}{2} + \rho\alpha^2\theta + \frac{\theta^2}{2} - \frac{\rho\alpha\theta^2}{2} \right). \quad (18)$$

Перший тиристор БК закритється, коли $i_2(\theta) = 0$, тому кут вимкнення тиристора буде визначатись як

$$\alpha_{sw1} = \frac{2\pi + 2\pi^2\rho - \alpha^2\rho}{1 - \alpha\rho + 2\pi\rho} - \sqrt{\left(\frac{2\pi + 2\pi^2\rho - \alpha^2\rho}{1 - \alpha\rho + 2\pi\rho} \right)^2 - \frac{4\pi^2 + 2\pi^3\rho - \alpha^2 - \alpha^3\rho}{1 - \alpha\rho + 2\pi\rho}}. \quad (19)$$

При симетричному керуванні другий тиристор БК має відкритись у момент $\theta = \pi + \alpha$. Тому, інтегруючи (6) при початкових умовах $i_3(\pi + \alpha) = 0$, знайдемо закон зміни струму через другий тиристор БК та фазний реактор

$$i_3(\theta) = \frac{U_m}{X} \left(\left(1 - \frac{\alpha}{\pi} \right) (\pi + \alpha - \theta) + \left(1 + \frac{1}{\pi} \left(\frac{1}{\rho} - \alpha \right) \right) \frac{\rho}{2} (\pi + \alpha - \theta)^2 \right). \quad (20)$$

Прирівнюючи (20) до нуля, знайдемо кут вимкнення другого тиристора БК α_{sw2}

$$\alpha_{sw2} = \pi + \alpha - \frac{2\alpha - 2\pi}{1 - \alpha\rho + \rho\pi}. \quad (21)$$

При несиметричному керуванні тиристорами БК достатньо визначити струм через другий тиристор та фазний реактор. Другий тиристор БК має відкритись у момент $\theta = \frac{5\pi}{2} - \alpha$. Тому,

після інтегрування (6) при початкових умовах $i_4\left(\frac{5\pi}{2} - \alpha\right) = 0$, отримаємо вираз для визначення цього струму

$$i_4(\theta) = \frac{U_m}{X} \left(\left(-\frac{1}{2} + \frac{\alpha}{\pi} \right) \left(\frac{5\pi}{2} - \alpha - \theta \right) + \left(-\frac{1}{2} + \frac{1}{\pi} \left(\frac{1}{\rho} + \alpha \right) \right) \frac{\rho}{2} \left(\frac{5\pi}{2} - \alpha - \theta \right)^2 \right). \quad (22)$$

Кут вимкнення другого тиристора БК знайдемо, виходячи із умови $i_4(\theta) = 0$,

$$\alpha_{sw3} = \frac{5\pi}{2} - \alpha - \frac{\pi - 2\alpha}{1 + \alpha\rho - \frac{\rho\pi}{2}}. \quad (23)$$

Підставляючи вирази (17)...(23) у формули (1)...(3) та інтегруючи їх за допомогою системи Mathematica 5.0, отримуємо інтегральні показники енергетичного процесу в СТК при його живленні напругою пилкоподібної форми. Оскільки отримані вирази є досить громіздкими, то подавати їх в тексті недоцільно. Натомість нижче подаються виконані на основі цих виразів

розрахунки та відповідні графіки зміни реактивної потужності $Q_*(\alpha)$ (рис. 7), споживаної активної потужності $P_*(\alpha)$ (рис. 8) та питомої споживаної активної потужності $P_{Q_*}(\alpha)$ (рис. 8).

Аналіз кривих на рис. 7 показує, що режими роботи БК несуттєво впливають на характер зміни реактивної потужності на відміну від базового варіанту та варіанту, коли СТК живиться напругою прямокутної форми. В даному випадку незалежно від режиму роботи БК величина реактивної потужності зменшується при збільшенні кута керування α на всьому діапазоні.

Питома споживана активна потужність при симетричному керуванні зі збільшенням кута керування α зменшується (рис. 8). У самому гіршому випадку, коли $\alpha = \frac{\pi}{2}$, на генерацію

кожного 1 МВАр реактивної потужності витрачається активна потужність величиною 1233 Вт, що в 1,65 разів менше, ніж у базовому варіанті та в 1,33 рази менше, ніж у СТК, який живиться напругою прямокутної форми. Тобто симетричний режим у цьому випадку найбільш економічний порівняно зі всіма іншими варіантами. При несиметричному керуванні тиристорами БК питома споживана активна

потужність буде найменшою при $\alpha = \frac{7\pi}{9}$. У

цьому випадку на генерацію кожного 1 МВАр реактивної потужності витрати активної потужності складають 367 Вт, тобто вони у 5,54 разів менше, ніж у базовому варіанті та в 1,29 разів менші, ніж у СТК, який живиться напругою прямокутної форми. Але в діапазоні зміни кута керування α від $\frac{17\pi}{18}$ до π питома

споживана активна потужність дещо зростає. У цих умовах доречно обмежити діапазон регулювання кута керування α межами економічної доцільності. Комбінований спосіб керування тиристорами СТК, коли при кутах

керування α від $\frac{\pi}{2}$ до $\frac{5\pi}{6}$ БК працює у несиметричному режимі, а при кутах керування від $\frac{5\pi}{6}$

до π – у симетричному, дозволяє мінімізувати питому споживану активну потужність на всьому діапазоні регулювання.

Висновки:

1. Вперше запропоновано підхід, коли ФКП використовується для формування на затискачах СТК напруг живлення полігональної форми.
2. Проведено аналіз інтегральних показників енергетичного процесу в СТК при його живленні напругами синусоїдної (базовий варіант), прямокутної та пилкоподібної форми.
3. Доведена економічна ефективність СТК при його живленні напругами прямокутної та пилкоподібної форми у порівнянні з базовим варіантом.
4. Запропоновано здійснювати оптимізацію режимів роботи СТК при його живленні напругами полігональної форми за критерієм мінімуму питомої споживаної активної потужності при генерації реактивної потужності.
5. Встановлено, що незважаючи на найнижчу величину питомої активної потужності, що споживається СТК, який живиться напругою пилкоподібної форми, остаточний вибір варіанту живлення треба здійснювати з врахуванням функціональних можливостей СТК (діапазон регулювання реактивної потужності, лінійність реактивної потужності (залежно від кута

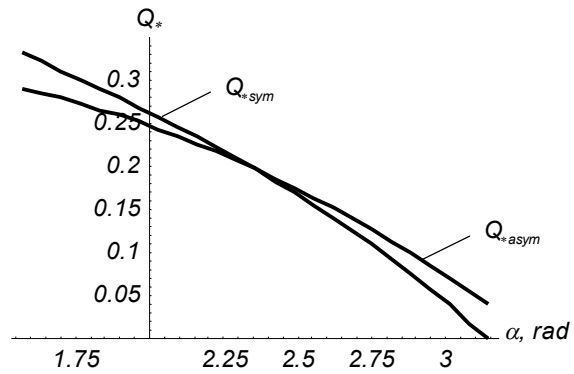


Рис. 7. Графіки зміни реактивної потужності СТК для пилкоподібної форми напруги живлення

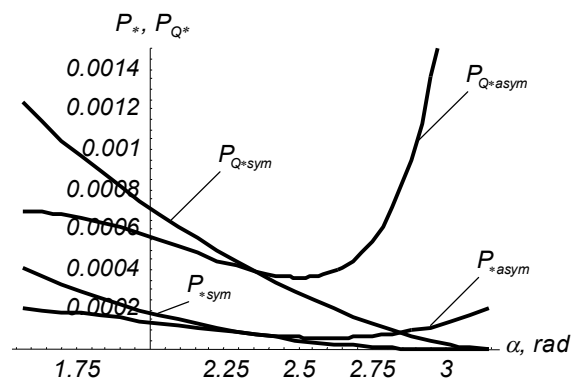


Рис. 8. Графіки зміни споживаної активної потужності та її питомого значення для пилкоподібної форми напруги живлення

керування), здатність підтримувати заданий рівень реактивної потужності, незалежність характеру зміни реактивної потужності від режиму керування) та режимів роботи мереж промислових підприємств.

6. Запропоновано для мінімізації споживання активної потужності в СТК, що живляться напругами полігональної форми, застосовувати комбінований метод керування тиристорами СТК, який полягає у перемиканні режимів роботи БК залежно від потрібного кута керування α .

1. Рогальський Б.С., Петухов М.В., Грицюк Ю.В. Методи розрахунку економічно доцільної потужності компенсуювальних установок споживача при наявності в його мережах синхронних машин і (або) тиристорних статичних компенсаторів реактивної потужності. // Промислова електроенергетика та електротехніка. "Промелектро", 2006, №3.
2. Петухов М.В., Гадай А.В., Грицюк Ю.В. Оптимізація режимів роботи статичних компенсаторів реактивної потужності. // Збірник праць IV Міжнародної наукової конференції „Ефективність та якість електропостачання промислових підприємств”. – Маріуполь: ВПЦ ПДТУ, 2000.
3. Жежеленко И.В., Саенко Ю.Л. О методах расчёта реактивной мощности при несинусоидальных режимах. // Промышленная энергетика, 1985, №12.
4. Сосков А.Г., Соскова И.А. Полупроводниковые аппараты: коммутация, управление, защита. – К.: Каравелла, 2005.

УДК 620.191.33: 620.193

Ж.М. Гушак, У.П. Добош

Дрогобицький державний педагогічний університет імені Івана Франка

ДЕФЕКТИ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВІДІВ

У роботі класифіковано характерні дефекти трубопроводів залежно від їх типу, походження, розміщення та кількості. Проаналізовано причини виникнення дефектів, описано можливі шляхи їх усунення та запобігання утворенню.

Ключові слова: класифікація дефектів, трубопровід, магістральний газопровід.

Постановка проблеми. Магістральні газопроводи – важливий елемент газотранспортної системи (ГТС) нашої держави та енергетики в цілому. Транзит вуглеводнів щорічно приносить солідний дохід Україні та забезпечує енергетичну безпеку багатьох європейських країн.

Забезпечення безпеки виробничих об'єктів, пов'язаних з транспортуванням чи видобуванням газу, є пріоритетом на рівні державної політики. Це пов'язано з тим, що витрати на ліквідацію наслідків надзвичайних ситуацій, особливо техногенного характеру, значно перевищують затрати на забезпечення надійності виробничого об'єкта. Найбільш відчутної шкоди завдається у результаті аварій на магістральних трубопроводах. При руйнуванні магістрального газопроводу й миттєвому вивільненні енергії газу виникають механічні пошкодження природного ландшафту та рельєфу, порушення цілісності ґрунтово-рослинного покриву. При загорянні газу механічний та бризантний вплив супроводжуються термічним впливом з відповідним синергетичним ураженням територій радіусом до 540 м від осередку аварії, а можливий розкид фрагментів трубопроводу може сягати 480 м [7].

Об'єкти трубопровідного транспорту неочищеного газу відносяться до категорії небезпечних, виникнення аварійних ситуацій на яких веде, як правило, до значних втрат. З одного боку, для експлуатуючої трубопроводу організації важливо забезпечити їхню експлуатаційну надійність, враховуючи фінансові затрати на оцінювання технічного стану об'єктів та реалізації цих заходів. З другого боку, враховуючи близькість населених пунктів трасам трубопроводів, а також їх пересікання з основними водними перешкодами, на перший план виходить підвищення вимог безпеки.

Зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. Однією з найважливіших проблем сучасного трубопровідного транспорту є надійність трубопровідних систем, яка напряму пов'язана з виникненням великої кількості дефектів, аварій, інцидентів тощо. Тому оцінювання ризику руйнування та залишкового ресурсу дефектних елементів відповідальних трубопровідних систем тривалої експлуатації (магістральні та локальні газопроводи тощо) яке базується на повній інформації про дефект є важливою науково-практичною задачею [3].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. При проектуванні та будівництві газотранспортної системи на території України у 50–80 х рр. минулого століття було закладено значний запас міцності. На сьогодні, середній термін експлуатації магістральних газопроводів складає більше 20 років (приблизно 75% магістральних газопроводів експлуатуються більше 20 років) [3, 4]. Стабільність їх функціонування забезпечується завдяки впровадженню прогресивних методів діагностики, плановому проведенню ремонтно-відновлювальних робіт обслуговуючими організаціями.

Основним показником стану промислової безпеки ГТС є кількість аварій та надзвичайних ситуацій. В ідеалі – це їх відсутність завдяки проведенню відповідних профілактичних робіт. У 2008–2011 роках категорійних аварій на ГТС за відкритими офіційними даними не було. Найвищі показники аварійності на ГТС України були зафіксовані в 1996 та 2007 роках і становили відповідно 0,059 та 0,054 аварії / 1000 км (наприклад: 1996 рік – аварії на газопроводі „Опарі–Дрогобич”, 2007-й – на „Уренгой–Помари–Ужгород”) [2].

Слід зазначити, що упродовж останніх п'яти років загальна кількість надзвичайних ситуацій зростає майже втричі – з 59 до 141 у 2010 році. Однак при цьому кількість надзвичайних ситуацій виробничого характеру має стійку тенденцію до зниження (із 45 у 2005-му до 37 у 2010 році) [2].

Внаслідок послідовного нарощування обсягів діагностики лінійної частини магістральних газопроводів та своєчасного усунення виявлених дефектів ДК „Укртрансгаз” вдалося суттєво зменшити кількість випадків розгерметизації трубопроводів з 45 у 2005 році до 34 у 2010-му [2].

Формулювання цілей статті. Навести класифікацію дефектів трубопроводів, проаналізувати причини виникнення, описати можливі шляхи їх усунення та запобігання утворенню.

Виклад основного матеріалу дослідження. Перш за все, слід розібратися в тому, що таке дефект. Дефект – це будь-яка невідповідність регламентним нормам. Основна причина появи дефектів – відхилення робочого параметра від нормативного значення, обґрунтованого допуском.

Дефекти трубопроводів поділяють на два класи [1]:

1-й клас – дефекти суцільності металу (дефекти матеріалу), що характеризуються локальним порушенням суцільності матеріалу;

2-й клас – дефекти форми, що проявляються у локальній зміні геометрії елементів трубопроводу в процесі виготовлення або експлуатації.

Дефекти трубопроводів залежно від свого походження поділяються на:

– заводські (технологічні), що зумовлені відхиленнями від технології під час виготовлення складових елементів об'єкта;

– будівельні при будівництві магістрального трубопроводу;

– експлуатаційні, що виникають під час експлуатації трубопроводу.

Дефекти матеріалу за розмірністю поділяють на тріщиноподібні (характеризуються довжиною та глибиною) та тривимірні (характеризуються довжиною, глибиною та шириною). До тріщиноподібних дефектів відносять власне тріщини, а також гострі тривимірні дефекти основного металу (риски, подряпини тощо); зварного шва (підрізи, непровари, пори, шлакові вclusions тощо).

За товщиною стінки розрізняють: поверхневі дефекти, що виходять на одну з вільних поверхонь труби; підповерхневі дефекти, що не виходять на вільну поверхню труби; наскрізні дефекти, що виходять на протилежні поверхні стінки труби.

За кількістю дефектів та їх взаємним впливом розрізняють поодинокі, парні та групові.

Причини виникнення дефектів труб:

– існуючі технології виготовлення та прокатки металу на окремих металургійних заводах є однією з причин неякісних труб; непоодинокі випадки руйнування внаслідок розшарування металу труб;

– на трубних заводах вхідний контроль сировини недосконалий або повністю відсутній, це, в свою чергу, призводить до того, що дефекти сировини стають дефектами труб;

– при виготовленні труби зазнають напружень співрозмірних з межею текучості, що зумовлює наклеп, мікророзшарування, надриви та появу інших прихованих дефектів (вибірковий контроль якості труб на масовому виробництві не дає гарантій виявлення всіх дефектних виробів);

– недостатній контроль на виробництві і за геометричними параметрами форми труб (так на трубах діаметром 500...800 мм зміщення кромки сягає 3 мм (при нормі для спіральних труб 0,75...1,2 мм), овальність – 2%) [6];

– механічний вплив при завантажувально-розвантажувальних, транспортних і монтажних операціях призводить до появи на трубах вм'ятин, рисок, подряпин, задирів.

– при очищенні трубопроводів шкребками-різцями виникають дефекти пластичної деформації локальних ділянок поверхні труби – риси, підрізи тощо. Ці концентратори напружень є потенційними джерелами зародження корозійно-втомних тріщин. Очищення трубопроводів за допомогою дротяних щіток виключає пошкодження труб у вигляді підрізів, але при певних режимах обробки призводить до деформацій поверхні металу, що знижує його корозійну стійкість [3, 5].

– корозійні пошкодження труб (зовнішні та внутрішні). Окрім того розрізняють такі види корозії: суцільну, локальну, піттингову, а також локальну з піттинговими виразками.

Дефект зварного з'єднання – це різного роду відхилення від встановлених норм і технічних вимог, які зменшують міцність і експлуатаційну надійність зварних з'єднань і можуть привести до руйнування всієї конструкції. Найчастіше зустрічаються дефекти форми і розмірів зварних швів, дефекти макро- і мікроструктури, деформація і викривлення зварних конструкцій.

Порушення форми і розмірів шва свідчать про присутність таких дефектів, як напливи, підрізи, пропалені ділянки, незаварені кратери.

Напливи – найчастіше утворюються при зварюванні горизонтальними швами вертикальних поверхонь, в результаті натікання рідкого металу на кромки холодного основного металу. Вони можуть бути локальними (у вигляді окремих застиглих крапель) або повздовжніми (вздовж шва). Причинами виникнення напливів є велика сила зварювального струму, довга дуга, неправильне положення електрода, великий кут нахилу виробу при зварюванні на підйом і спуск.

Підрізи – заглиблення, що утворюються в основному металі вздовж краю шва. Підрізи утворюються внаслідок завеликої потужності зварювального апарату і призводить до ослаблення перерізу основного металу і руйнування зварного з'єднання.

Пропалені ділянки – це проплавлення основного або наплавленого металу з можливим утворенням наскрізних отворів. Вони виникають внаслідок недостатнього притуплення кромки, великого зазору між ними, великої сили зварювального струму або потужності апарату при невисоких швидкостях зварювання. Особливо часто спостерігаються у процесі зварювання тонкого металу і при виконанні першого проходу багат шарового шва, а також при збільшенні тривалості зварювання, малому зусиллі стиску і присутності бруду на поверхнях деталей, що зварюються або електродах (точкове і шовне контактне зварювання).

Незаварені кратери – утворюються при різкому обриві дуги в кінці зварювання. Вони зменшують переріз шва і можуть бути джерелами зародження тріщин.

До дефектів макроструктури відносять наступні: газові пори, шлакові включення, непровари, мікротріщини.

Газові пори – утворюються в зварних швах внаслідок швидкого твердіння газонасиченого розплавленого металу, при якому газу не встигають вийти в атмосферу.

Такий дефект спостерігається при підвищеному вмісті вуглецю в основному металі, присутності іржі, масла і фарби на кромках основного металу та поверхні зварювального дроту, використанні вологого флюсу.

Шлакові включення – результат недбалого очищення кромки деталей і зварювального дроту від окалини, іржі та бруду, а також (при багат шаровому зварюванні) неповного видалення шлаку з попередніх шарів. Вони можуть виникати при зварюванні довгою дугою, неправильному підбраному куті нахилу електрода, недостатній силі зварювального струму, завищеній швидкості зварювання. Шлакові включення різні за формою (від сферичної до голчастої) та розміром (від мікроскопічної до декількох міліметрів). Вони можуть бути розташовані в корені шва, між окремими шарами чи середині наплавленого металу. Шлакові включення послаблюють зварний шов, зменшують його міцність і є зонами підвищеної концентрації напружень.

Непровари – місцеве несплавлення основного металу з наплавленням, а також несплавлення між собою окремих шарів шва при багат шаровому зварюванні внаслідок присутності тонкого шару окислів, а іноді і товстого шлакового шару в середині швів.

Причинами непроварів є неякісне очищення металу від окалини, іржі та бруду, малий зазор у стик, зайве притуплення і малий кут зрізу кромки, недостатня сила струму або потужності зварювального апарату, вища швидкість зварювання, зсув електрода в сторону від осі шва. Непровари по перерізу шва можуть виникнути внаслідок вимушених перерв у процесі зварювання.

Тріщини – залежно від температури утворення поділяють на гарячі та холодні.

Гарячі тріщини виникають у процесі кристалізації металу шва при температурі 1100...1300°C. Їх утворення зумовлене напіврідкими прошарками між кристалами наплавленого металу шва при його твердінні та дією в ньому розтягуючих усадочних напружень. Підвищений вміст у металі шва вуглецю, кремнію, водню і нікелю також сприяє утворенню гарячих тріщин, які зазвичай розташовуються всередині шва. Такі тріщини виявити важко.

Холодні тріщини виникають при температурах 100...300°C у легованих сталях і при нормальних (менше 100°C) температурах в вуглецевих сталях відразу після охолодження шва або через тривалий проміжок часу. Основна причина їх утворення – значні напруження, що виникають в зоні зварювання при розпаді твердого розчину і накопичення під великим тиском молекулярного водню в порожнинах, наявних у металі шва. Холодні тріщини виходять на поверхню шва і добре помітні.

До дефектів мікроструктури зварного з'єднання відносять:

- мікропори;
- мікротріщини;
- різноманітні неметалеві включення;
- крупнозернистість;

– ділянки перегріву і перепалу.

Дефекти ізоляції – порушення суцільності покриття, неякісна адгезія, нерівномірна товщина, зморшки; задири; подряпини; проколи тощо.

Основні причини утворення дефектів ізоляційного покриття на трубопроводах:

– при зберіганні та підготовці матеріалів – засмічення бітуму та підвищена вологість готової мастики та її компонентів;

– при приготуванні ґрунтовки і мастики – недбале дозування складових; недотримання режиму розігрівання котла; недостатнє розмішування бітуму при приготуванні ґрунтовки;

– при нанесенні ґрунтовки і бітумної мастики – загустіння ґрунтовки; утворення бульбашок на поверхні трубопроводу; осідання пилу на поверхню труб; нерівномірність шару ґрунтовки і мастики на поверхні трубопроводу; охолодження мастики; конструктивні недоліки ізоляційної машини;

– при нанесенні армуючих і обгорткових рулонних матеріалів – порушення однорідності покриття; видавлювання шару мастики; недостатнє занурення склополотна в мастику;

– при нанесенні полімерних стрічок – наскрізні отвори в стрічці; несучільний клейовий шар; нерівномірність товщини стрічки у рулоні; неправильне регулювання намотувальної машини; порушення температурного режиму нанесення стрічки; неякісне очищення поверхні труб;

– при укладанні трубопроводу – порушення технології укладання, особливо при роздільному способі укладання; захоплення ізольованих труб тросом; тертя трубопроводу об стінки траншеї при укладанні; відсутність підготовки дна траншеї; відсутність підсипання не менше 10см дна траншеї на ділянках з кам'янистими і щербистими ґрунтами; недостатнє розпушування мерзлих ґрунтів і особливо відсутність регулювання ізоляційних машин;

– при експлуатації трубопроводу – дія ґрунту; вага трубопроводу; ґрунтові води; мікроорганізми; коріння рослин; температурні впливи; агресивність ґрунту.

Висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку. У роботі наведено класифікацію дефектів трубопроводів залежно від типу (дефекти суцільності металу, дефекти форми), за походженням (заводські, будівельні та експлуатаційні), за розміщенням (поверхневі, підповерхневі та наскрізні) та їх кількістю (поодинокі, парні та групові). Проаналізовано причини виникнення, описано можливі шляхи їх усунення та запобігання утворенню.

Наведену класифікацію дефектів трубопроводів можна використати для подальшого оцінювання ризику руйнування та залишкового ресурсу пошкоджених елементів конструкцій (магістральні та локальні газопроводи тощо).

1. Визначення залишкової міцності магістральних трубопроводів з дефектами. Настанови: ДСТУ Н Б В.2.3–21:2008. – [Чинний від 2009-01-01]. – К.: Мінрегіонбуд України, 2008. – 64 с. – (Національний стандарт України).
2. Герасименко Ю. М. Стан промислової безпеки ГТС України // Трубопровідний транспорт. – 2011. – № 2(68). – С. 14–15.
3. Никифорчин Г.М., Поляков С.Г., Черватюк В.А. та ін. Механіка руйнування і міцність матеріалів // Довідн. пос. за заг. ред. В. В. Панасюка. Т. 11: Міцність і довговічність нафтогазових трубопроводів і резервуарів / За ред. Г. М. Никифорчина. – Львів: Сполом, 2009. – 504 с.
4. Охрімчук С.О., Руденко С. М., Бабельський Р.М. Огляд можливих причин виникнення тріщин на двохшовних трубах // Трубопровідний транспорт. – 2011. – №4(70). – С. 23–25.
5. Поляков С., Ниркова Л., Клименко А., Коваленко С. Корозія внутрішньої поверхні магістральних газопроводів // Проблеми корозії та протикорозійного захисту матеріалів (Корозія-2006): у 2-х т. // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2006. – Спец. вип. № 5. – Т. 1. – С. 300–304.
6. Чиркова А.Г., Рубцов А. В., Наумкин Е.А. и др. Комплексные исследования поведения оболочковой конструкции из аустенитной стали, бывшей в эксплуатации, при деформировании внутренним давлением // Нефтегазовое дело. – 2007. – http://www.ogbus.ru/authors/Chirkova/Chirkova_2.pdf
7. Щербаков С.Г. Проблемы трубопроводного транспорта нефти и газа. – М.: Наука, 1982. – 207 с.

УДК 539.3

В.В. Кот

Рівненський державний гуманітарний університет

ПЕРЕДАЧА ЗОСЕРЕДЖЕНИХ МОМЕНТІВ ДО КОНТУРУ ЕЛІПТИЧНОГО ОТВОРУ ОРТОТРОПНОЇ ПЛАСТИНКИ СИСТЕМОЮ РОЗІМКНЕНИХ ПРУЖНИХ РЕБЕР

Побудовано математичну модель задачі про передачу зосередженого моментного навантаження від системи двох розіМКнених пружних ребер до контуру еліптичного отвору нескінченної ортотропної пластинки. Наближений розв'язок системи сингулярних інтегро-диференціальних рівнянь задачі здійснено методом механічних квадратур і колокації. Розглянуто числовий приклад.

Ключові слова: пружне ребро, нескінченна пластинка, моментне навантаження, напружено-деформований стан.

Вступ. В сучасному судно-авіабудуванні та будівництві широко використовуються пластинчасті деталі, послаблені конструктивними чи технологічними отворами. При згині таких деталей на контурі отвору виникають зони з небезпечно високою концентрацією напружень. Для її зменшення контури отворів підсилюють тонкими пружними ребрами змінного або сталого поперечного перерізу. Численні дослідження засвідчують, що найбільш вигідним з точки зору зменшення матеріаломісткості деталі є використання часткового підсилення [1-4].

Підсилювальні ребра, будучи розсіювачами концентрації напружень на контурі отвору, дозволяють передавати до нього зосереджене моментне навантаження. Такі задачі для несиметричних відносно середньої площини пластинки ребер при відсутності у них жорсткості на кручення розглянуті в [5-6].

Проблема передачі зосередженого моментного навантаження до контуру криволінійного отвору нескінченної ізотропної пластинки через одне розіМКнене пружне ребро змінної жорсткості на згин та кручення досліджується в [7]. Для ортотропної пластинки з еліптичним отвором такі задачі не розглядалися.

Постановка задачі. Розглянемо нескінченну ортотропну пластину товщиною $2h$ з еліптичним отвором, контур якого L на проміжках $L_1 = [\alpha_0^*, \beta_0^*]$ і $L_2 = [\alpha_1^* + \pi, \beta_1^* + \pi]$ підсилено тонкими пружними ребрами, що чинять опір згину та крученню. Систему прямокутних (x, y) і полярних (r, δ) координат в середній площині пластинки з полюсом у центрі отвору оберемо так, щоб вісь Ox і полярна вісь співпадали між собою та віссю еліпса. Вважатимемо, що головні напрямки ортотропії матеріалу пластинки мають напрямки координатних осей. До торців підсилень, які визначаються полярними кутами $\alpha_0^*, \pi + \alpha_1^*$, прикладені зосереджені пари сил з компонентами $(L_\rho^0, L_\lambda^0), (\tilde{L}_\rho^0, \tilde{L}_\lambda^0)$ відповідно. Тут $L_\rho^0, \tilde{L}_\rho^0$ - згинальні і $L_\lambda^0, \tilde{L}_\lambda^0$ - крутні моменти. Зовнішнє навантаження на пластинку відсутнє.

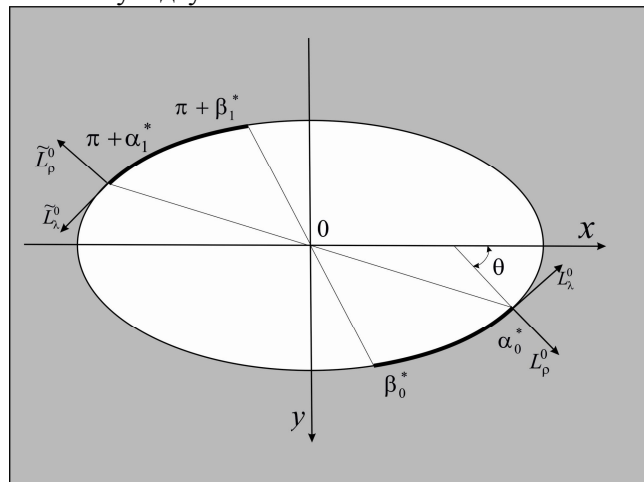


Рис. 1. Розрахункова схема пластинки

Розв'язок задачі полягає у визначенні контактних моментів M_ρ , P в зонах підсилення та кільцевих M_λ і крутних $H_{\rho\lambda}$ моментів на контурі отвору, а також моментних напружень в підсиленнях.

Основні рівняння задачі. Нехай функція

$$z = \omega(\xi) = x + iy = \frac{a+b}{2}\xi + \frac{a-b}{2\xi}, \quad (1)$$

(a, b - півосі еліпса) здійснює конформне відображення зовнішності S^- одиничного кола γ у площині $\xi = \rho e^{i\lambda}$ на область, яку займає пластинка.

Моделюючи підсилення тонкими пружними лініями, наділеними жорсткостями на згин $g_1(s)$ та кручення $g_2(s)$, граничні умови задачі на підставі [4] для кожної з ділянок підсилення запишемо у вигляді

$$\begin{aligned} \frac{\partial w}{\partial x} &= \int_{\beta_0}^{\lambda} \frac{\sqrt{\alpha^2(t) + \beta^2(t)}}{g_1^0} \left\{ (f_2^0(t) + M_y)[R_2^2(t) + \frac{g_1^0}{g_2^0} R_1^2(t)] + \right. \\ &\quad \left. + (f_1^0(t) + M_x)R_1(t)R_2(t) \left(1 - \frac{g_1}{g_2}\right) \right\} dt + c_1; \\ \frac{\partial w}{\partial y} &= \int_{\beta_0}^{\lambda} \frac{\sqrt{\alpha^2(t) + \beta^2(t)}}{g_1} \left\{ (f_2(t) + M_y)R_1(t)R_2(t) \left(\frac{g_1}{g_2} - 1\right) - \right. \\ &\quad \left. - (f_1(t) + M_x)[R_1^2(t) + \frac{g_1}{g_2} R_2^2(t)] \right\} dt + c_2, \\ &\quad \lambda \in [\alpha_0; \beta_0] \cup [\pi + \alpha_1; \pi + \beta_1], \end{aligned} \quad (2)$$

де $f_1 + if_2 = i \int_{\alpha_0}^{\lambda} \{M_\rho^* + iP^*\} e^{it} dt = \begin{cases} f_1^0 + if_2^0, \lambda \in [\alpha_0; \beta_0] \\ \tilde{f}_1 + i\tilde{f}_2, \lambda \in [\alpha_1 + \pi; \beta_1 + \pi] \end{cases}$; c_1, c_2 - дійсні сталі;

$$M_x + iM_y = \begin{cases} M_x^* + iM_y^*, \lambda \in [\alpha_0; \beta_0] \\ \tilde{M}_x + i\tilde{M}_y, \lambda \in [\alpha_1 + \pi; \beta_1 + \pi] \end{cases} = \begin{cases} (L_\rho^0 - iL_\lambda^0)e^{i\theta_0}, \lambda \in [\alpha_0; \beta_0] \\ (\tilde{L}_\rho^0 - i\tilde{L}_\lambda^0)e^{i\theta_1}, \lambda \in [\alpha_1 + \pi; \beta_1 + \pi] \end{cases}; \quad R_1 + iR_2 = e^{i\theta};$$

$$g_1 + ig_2 = \begin{cases} g_1^0 + ig_2^0, \lambda \in [\alpha_0; \beta_0] \\ \tilde{g}_1 + i\tilde{g}_2, \lambda \in [\alpha_1 + \pi; \beta_1 + \pi] \end{cases}; \quad M_\rho^* + iP^* = (M_\rho + iP)\omega'(\sigma); \quad [\alpha_0; \beta_0] \cup [\alpha_1 + \pi; \beta_1 + \pi] -$$

образ ділянки $[\alpha_0^*; \beta_0^*] \cup [\alpha_1^* + \pi; \beta_1^* + \pi]$ при відображенні (1); θ - кут між нормаллю до L і додатнім напрямом осі Ox . Решту позначень наведено в [8].

Компоненти кута повороту нормалі до середньої площини пластинки в контурних точках мають вигляд [8] і після певних перетворень запишуться так

$$\begin{aligned} \frac{\partial w}{\partial x} &= \frac{k}{\Delta} \left\{ (\beta_{11}\beta_{22} + \nu_x)f_1(\lambda) - \frac{\beta_{11} + \beta_{22}}{\pi} \int_{\alpha_0}^{\beta_0} f_2^0(t) \ln \sin \frac{\lambda - t}{2} dt - \frac{\beta_{11} + \beta_{22}}{\pi} \int_{\alpha_1}^{\beta_1} \tilde{f}_2'(\tilde{t}) \ln \cos \frac{\lambda - \tilde{t}}{2} d\tilde{t} \right. \\ &\quad \left. + \frac{\beta_{11}\beta_{22} + \nu_x}{2\pi} \hat{M}_x \lambda - \tilde{C}_1 (a(\beta_{11} + \beta_{22}) + b(\beta_{11}\beta_{22} + \nu_x)) \sin \lambda + \hat{C}_1 \right\}; \\ \frac{\partial w}{\partial y} &= \frac{k}{\Delta} \left\{ (\beta_{11}\beta_{22} + \nu_x)f_2(\lambda) - \frac{(\beta_{11} + \beta_{22})}{\pi} \beta_{11}\beta_{22} \int_{\alpha_0}^{\beta_0} f_1^0(t) \ln \sin \frac{\lambda - t}{2} dt + \frac{\beta_{11}\beta_{22} + \nu_x}{2\pi} \hat{M}_y \lambda + \right. \\ &\quad \left. + \frac{\beta_{11} + \beta_{22}}{\pi} \beta_{11}\beta_{22} \int_{\alpha_1}^{\beta_1} \tilde{f}_1'(\tilde{t}) \ln \cos \frac{\lambda - \tilde{t}}{2} d\tilde{t} + \tilde{C}_1 (a(\beta_{11}\beta_{22} + \nu_x) + b\beta_{11}\beta_{22}(\beta_{11} + \beta_{22})) \cos \lambda + \hat{C}_2 \right\}. \end{aligned} \quad (3)$$

Тут $\hat{C}_1, \hat{C}_2, \tilde{C}_1$ - дійсні сталі; $\hat{M}_x = M_x^* + \tilde{M}_x$; $\hat{M}_y = M_y^* + \tilde{M}_y$; $\tilde{t} = t - \pi$;
 $\tilde{\Delta} = \beta_{11}\beta_{22}(\beta_{11} + \beta_{22})^2 - (\beta_{11}\beta_{22} + v_x)$; $\tilde{\Delta}_1 = (\beta_{11} + \beta_{22})(\beta_{11}\beta_{22} - v_x)(\beta_{11}\beta_{22} + v_x)$;

$\tilde{\Delta}_2 = (\beta_{11}^2 - v_x)(\beta_{22}^2 - v_x)$; $k = \frac{\beta_{11}\beta_{22}}{D_{11}}$; $D_{11} = \frac{2E_x h^3}{3(1 - \nu_x \nu_y)}$ - циліндрична жорсткість пластини в

напрямку ос Ox ; β_{11}, β_{22} - корені характеристичного рівняння [9]; E_x, E_y, ν_x, ν_y - модулі Юнга і коефіцієнти Пуассона матеріалу пластинки в напрямках осей Ox та Oy .

Підставивши (3) у граничні умови (2), отримуємо систему інтегро-диференціальних рівнянь для визначення шуканих функцій $f_1^0, f_2^0, \tilde{f}_1, \tilde{f}_2$.

$$\begin{aligned} & (\beta_{11}\beta_{22} + v_x) \int_{\alpha_0}^{\lambda} f_1^0(t) dt - \frac{\beta_{11} + \beta_{22}}{\pi} \int_{\alpha_0}^{\beta_0} f_2^0(t) \ln \sin \frac{\lambda - t}{2} dt - \\ & - \frac{\beta_{11} + \beta_{22}}{\pi} \int_{\alpha_1}^{\beta_1} \tilde{f}_2'(\tilde{t}) \ln \cos \frac{\lambda - \tilde{t}}{2} d\tilde{t} + \frac{\beta_{11}\beta_{22} + v_x}{2\pi} \hat{M}_x \lambda - \tilde{C}_1 (a(\beta_{11} + \beta_{22}) + b(\beta_{11}\beta_{22} + v_x)) \sin \lambda + \tilde{C}_1 = \\ & = \int_{\beta_0}^{\lambda} N(t) \left\{ (f_2^0(t) + M_y^*) [R_2^2(t) + \frac{g_1^0}{g_2^0} R_1^2(t)] + (f_1^0(t) + M_x^*) R_1(t) R_2(t) \left(1 - \frac{g_1^0}{g_1^0} \right) \right\} dt ; \\ & (\beta_{11}\beta_{22} + v_x) \int_{\alpha_0}^{\lambda} f_2^0(t) dt + \frac{(\beta_{11} + \beta_{22})}{\pi} \beta_{11}\beta_{22} \int_{\alpha_0}^{\beta_0} f_1^0(t) \ln \sin \frac{\lambda - t}{2} dt + \\ & + \frac{\beta_{11} + \beta_{22}}{\pi} \beta_{11}\beta_{22} \int_{\alpha_1}^{\beta_1} \tilde{f}_1'(\tilde{t}) \ln \cos \frac{\lambda - \tilde{t}}{2} d\tilde{t} + \frac{\beta_{11}\beta_{22} + v_x}{2\pi} \hat{M}_y \lambda + \tilde{C}_1 (a(\beta_{11}\beta_{22} + v_x) + \\ & + b\beta_{11}\beta_{22}(\beta_{11} + \beta_{22})) \cos \lambda + \tilde{C}_2 = \int_{\beta_0}^{\lambda} N(t) \left\{ (f_2^0(t) + \right. \\ & \left. + M_y^*) R_1(t) R_2(t) \left(\frac{g_1^0}{g_2^0} - 1 \right) - (f_1^0(t) + M_x^*) [R_1^2(t) + \frac{g_1^0}{g_1^0} R_2^2(t)] \right\} dt ; \\ & \lambda \in [\alpha_0; \beta_0]; \tag{4} \\ & (\beta_{11}\beta_{22} + v_x) \int_{\alpha_1}^{\tilde{\lambda}} \tilde{f}_1(\tilde{t}) d\tilde{t} - \frac{\beta_{11} + \beta_{22}}{\pi} \int_{\alpha_0}^{\beta_0} f_2^0(t) \ln \cos \frac{\tilde{\lambda} - t}{2} dt - \\ & - \frac{\beta_{11} + \beta_{22}}{\pi} \int_{\alpha_1}^{\beta_1} \tilde{f}_2'(\tilde{t}) \ln \sin \frac{\lambda - \tilde{t}}{2} d\tilde{t} + \frac{\beta_{11}\beta_{22} + v_x}{2\pi} \hat{M}_x \lambda - \tilde{C}_1 (a(\beta_{11} + \beta_{22}) + \\ & + b(\beta_{11}\beta_{22} + v_x)) \sin \lambda + \tilde{C}_3 = \int_{\beta_1}^{\tilde{\lambda}} N(\tilde{t} + \pi) \left\{ (f_2^0(\tilde{t}) + \tilde{M}_y) R_1(\tilde{t} + \pi) R_2(\tilde{t} + \pi) \times \right. \\ & \left. \times \left(\frac{\tilde{g}_1}{\tilde{g}_2} - 1 \right) - (\tilde{f}_1(\tilde{t}) + \tilde{M}_x) [R_2^2(\tilde{t} + \pi) + \frac{\tilde{g}_1}{\tilde{g}_2} R_1^2(\tilde{t} + \pi)] \right\} d\tilde{t} ; \\ & (\beta_{11}\beta_{22} + v_x) \int_{\alpha_1}^{\tilde{\lambda}} \tilde{f}_2'(\tilde{t}) d\tilde{t} + \frac{\beta_{11} + \beta_{22}}{\pi} \beta_{11}\beta_{22} \int_{\alpha_0}^{\beta_0} f_1^0(t) \ln \cos \frac{\tilde{\lambda} - t}{2} dt + \\ & + \frac{\beta_{11} + \beta_{22}}{\pi} \beta_{11}\beta_{22} \int_{\alpha_1}^{\beta_1} \tilde{f}_1'(\tilde{t}) \ln \sin \frac{\tilde{\lambda} - \tilde{t}}{2} d\tilde{t} + \frac{\beta_{11}\beta_{22} + v_x}{2\pi} \hat{M}_y \lambda + \tilde{C}_1 (a(\beta_{11}\beta_{22} + v_x) + \\ & + b\beta_{11}\beta_{22}(\beta_{11} + \beta_{22})) \cos \lambda + \tilde{C}_4 = \int_{\beta_1}^{\tilde{\lambda}} N(\tilde{t} + \pi) \left\{ (\tilde{f}_2^0(\tilde{t}) + \tilde{M}_y) \times \right. \end{aligned}$$

$$\times R_1(\tilde{t} + \pi)R_2(\tilde{t} + \pi) \left(\frac{\tilde{g}_1}{\tilde{g}_2} - 1 \right) - (\tilde{f}_1(\tilde{t}) + \tilde{M}_x) [R_1^2(\tilde{t} + \pi) + \frac{\tilde{g}_1}{\tilde{g}_2} R_2^2(\tilde{t} + \pi)] \Big\} d\tilde{t};$$

$$\lambda \in [\alpha_1 + \pi; \beta_1 + \pi], \tilde{\lambda} \in [\alpha_1; \beta_1],$$

де $\check{C}_1 = \hat{C}_1 - c_1, \quad \check{C}_2 = \hat{C}_2 - c_2, \quad \check{C}_3 = \hat{C}_1 - c_1 + (\beta_1\beta_2 + \nu_x) \int_{\alpha_0}^{\beta_0} f_1^{0'}(t) dt;$

$$\check{C}_4 = \hat{C}_2 - c_2 + (\beta_1\beta_2 + \nu_x) \int_{\alpha_0}^{\beta_0} f_2^{0'}(t) dt; \quad N(t) = \frac{\sqrt{\alpha^2(t) + \beta^2(t)} \tilde{\Delta}}{g_1 k}.$$

Систему (4) доповнюємо умовами рівноваги підсилень [7]

$$\int_{\alpha_0}^{\beta_0} f_1^{0'}(t) dt = -M_x^*, \quad \int_{\alpha_0}^{\beta_0} f_2^{0'}(t) dt = -M_y^*, \quad \int_{\alpha_0}^{\beta_0} \tilde{f}_1'(t) dt = -\tilde{M}_x, \quad \int_{\alpha_0}^{\beta_0} \tilde{f}_2'(t) dt = -\tilde{M}_y, \quad (5)$$

умовою однозначності прогину пластинки [8]

$$-b_1 \frac{1}{2\pi} \int_{\gamma} [-f_1'(t) \cos t + f_2'(t) \sin t] dt - b_2 \frac{1}{2\pi} \int_{\gamma} [f_1'(t) \cos t + f_2'(t) \sin t] dt + (\varepsilon b_1 + b_2) \check{C}_1 = 0 \quad (6)$$

$$b_1 = (\beta_1 + \beta_2)(1 - \beta_1\beta_2) + \varepsilon[(\beta_1 + \beta_2)(1 - \beta_1\beta_2) - 2(\beta_1\beta_2 + \nu_x)];$$

$$b_2 = (\beta_1 + \beta_2)(1 - \beta_1\beta_2)\varepsilon + (\beta_1 + \beta_2)(1 - \beta_1\beta_2) + 2(\beta_1\beta_2 + \nu_x),$$

та умовами зв'язку між функціями f_1^0, f_2^0 і $\tilde{f}_1', \tilde{f}_2'$

$$f_1^0(\lambda) - \int_{\alpha_0}^{\lambda} f_1^{0'}(t) dt = 0, \quad f_2^0(\lambda) - \int_{\alpha_0}^{\lambda} f_2^{0'}(t) dt = 0, \quad (7)$$

$$\tilde{f}_1(\lambda) - \int_{\alpha_0}^{\lambda} \tilde{f}_1'(t) dt = 0, \quad \tilde{f}_2(\lambda) - \int_{\alpha_0}^{\lambda} \tilde{f}_2'(t) dt = 0.$$

Контактні напруження на ділянках підсилення з функціями f_1^0, f_2^0 і $\tilde{f}_1', \tilde{f}_2'$ зв'язані співвідношеннями

$$M_{\rho}^0 + iP^0 = \frac{(f_2^0 - if_1^0)\alpha + (f_1^0 - if_2^0)\beta}{\alpha^2 + \beta^2} e^{-i\lambda}, \quad \lambda \in [\alpha_0; \beta_0]; \quad (8)$$

$$\tilde{M}_{\rho} + i\tilde{P} = \frac{(\tilde{f}_2' - i\tilde{f}_1')\alpha + (\tilde{f}_1' - i\tilde{f}_2')\beta}{\alpha^2 + \beta^2} e^{-i\lambda}, \quad \lambda \in [\alpha_1 + \pi; \beta_1 + \pi].$$

Кільцеві і крутні моменти на контурі L визначаються за формулами [2].

Внутрішні згинальні L_{ρ} і крутні L_{λ} моменти у підсиленнях знаходимо за формулами [8]

$$L_{\rho} = \frac{g_1}{D(1-\nu^2)} (M_{\lambda} - \nu M_{\rho}); \quad L_{\lambda} = \frac{g_2}{D(1-\nu)} H_{\rho\lambda}. \quad (9)$$

Якщо в (4)-(7) покласти $\beta_{11} = \beta_{22} = 1$, то одержимо систему рівнянь для нескінченної ізотропної пластинки з частково підкріпленим еліптичним контуром.

Наближений розв'язок задачі. Система (4)-(7) має таку ж структуру, що й відповідна система для ізотропної пластинки [7]. Виходячи з цього її розв'язання буде здійснюватися за

алгоритмом, наведеним в [7]. Підставивши у (4)-(7) замість інтегралів їх квадратурні формули, методом колокації одержимо систему лінійних алгебраїчних рівнянь для визначення невідомих коефіцієнтів і сталих.

Цим методом досліджено вплив ортотропії матеріалу пластинки на її напружено-деформований стан. Результати числового розрахунку для еліптичного отвору ($\varepsilon = 0.15$), контур якого підсилений двома однаковими стержнями з параметрами $h_0/h = 1$, $b_0/h = 1/20$, $\alpha_0 = 0^\circ$, $\beta_0 = 90^\circ$, $\alpha_1 = 0^\circ$, $\beta_1 = 90^\circ$, $E/\sqrt{E_x E_y} = 10$, $b_0/r = 1/3$, $L_\rho^0 = \tilde{L}_\rho^0 = 1$, $L_\lambda^0 = \tilde{L}_\lambda^0 = 0$, зображено на рис. 2. Характеристики досліджуваних ортотропних матеріалів і лінії, які відповідають їм на рисунках, наведено в таблиці 1.

Таблиця 1.

Характеристики матеріалів і лінії, які відповідають їм на рисунках

Матеріал пластинки	β_1	β_2	ν_x	E_x/E_y	Лінії
ізотропний матеріал	1	1	0.300	1	—————
скло-епоксид	2.2712	0.7626	0.250	3	-----
графіт-епоксид	6.9992	0.7144	0.250	25	- . - . - . - . - .
епоксид-скло	0.4400	1.3100	0.083	1/3
епоксид-графіт	0.1430	1.4010	0.010	1/25	- - - - -

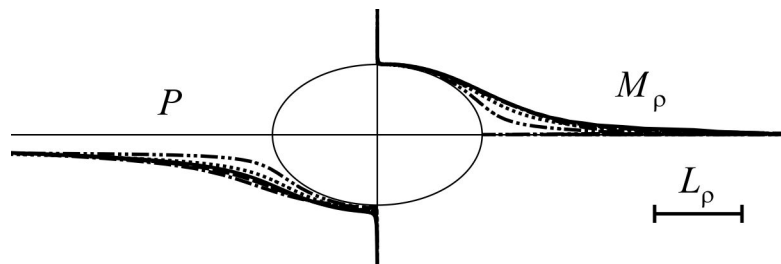


Рис. 2. Розподіл нормальних M_ρ та дотичних P моментів на ділянках підсилення

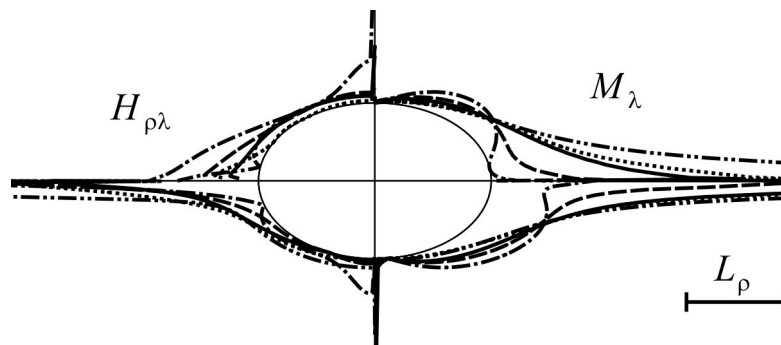


Рис. 3. Розподіл кільцевих M_λ і крутних $H_{\rho\lambda}$ моментів на контурі отвору

З одержаних результатів впливають такі **висновки**:

- на ділянках підсилення компоненти напруженого стану набувають максимального значення в околі торця прикладання зовнішнього навантаження, а на її кінцях - необмежених значень;
- зменшення відношення E_x/E_y приводить до збільшення контактних моментів на ділянках підсилення;

1. Сяський, А. Основні інтегральні співвідношення в технічній теорії згину пластин з отворами [Текст] / А. Сяський, С. Гаврюсов // Вісник Тернопільського державного технічного університету. 2006. Т. 11, №1. – С. 12-17.
2. Сяський, А.А. Упругое равновесие пластинки с частично подкрепленным криволинейным отверстием [Текст] / Сяський А.А. // Прикл. математика и механика. – 1986. Т. 50, №2. – С. 247-254.
3. Сяський, А.А. Изгиб анизотропных пластин с криволинейными ребрами жесткости / А. А. Сяський – Ровно, 1988. – 14с. – Деп. в УкрНИИТИ 19.01.1989, №352-Ук 89.
4. Сяський, А. Напружений стан пластинки з частково підсиленим криволінійним контуром при її циліндричному згині / А. Сяський, В. Кот // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – 2011. – Т.16, №2. – С. 30-36.
5. Сяський, А.О. Передача сил до масивних циліндричних тіл через несиметричні розімкнені ребра змінної жорсткості / А. О. Сяський, Н. В. Шевцова // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник за напрямком «Інженерна механіка». – Луцьк, 2008. – Випуск 23. С. 345 -351.
6. Шевцова, Н. Передача сил і пар сил до циліндричних тіл через систему несиметричних тонкостінних елементів змінної жорсткості / Н. Шевцова, А. Сяський // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – 2008. – Т. 13, №3. – С. 15-20.
7. Сяський, А. О. Про передачу моментного навантаження до пластинки з криволінійним отвором пружним ребром / А. Сяський, В. Кот, К. Музичук // Вісник Дніпропетр. ун-ту. Т. 19. №5. Механіка. – 2011. – Вип. 15. Т. 2. С. 234 – 239.
8. Сяський, А. Розрахунок згинальних напружень в ортотропній пластинці з частково підсиленим еліптичним контуром / А. Сяський, В. Кот, К. Музичук // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – 2011. – Т.16, №3. – С. 26-32.
9. Лехницький, С. Г. Анизотропные пластинки / С. Г. Лехницький. – М.: Гостехиздат, 1957. – 64 с.

ANNOTATIONS

АННОТАЦИИ

M. Ageev. Application of methods of analytical mechanics is for creation of model of moving of mass in the workings areas of elements of SEU. In the presented work on the basis of methods of analytical mechanics the model of moving of mass is created in workings areas to the pump with the purpose of receipt of optimum operating parameters. Got general equalization enables to define the degree of compression of the moved mass in the different areas of working organ, speed of moving of mass dependently office hours. Particular solutions are got, that answers motion of mass in workings areas to the pump with a permanent radius.

S. Babych. A calculation of splined shaft with the right-angled splines. This article deals with the method of calculating the splined shaft with the right-angled splines. Its model is an elastic round disk enhanced contour for elastic curvilinear bars. The hub is modeled absolutely hard plate. The task is reduced to the system of two singular integral equations with Gilbert's nucleuses, whose numerical implementation is carried out by collocation. It was investigated an influence on the tense state of disk and amplifying of geometry of teeth.

M. Babij. Substantiation schemes of cutting sharpening edges of polyhedral plates for cutting tools. Substantiation study expedient scheme of cutting sharpening edges of polyhedral plates for cutting tools to be used for prefabricated detachable cutters is completed. The classification schemes of sharpening cutting edges versatile cutting plates are propoused. Comparison of volume stochuvanoho material depending on the scheme of sharpening cutting edge is completed. Based on the analysis performed reasonably rational form versatile cutting plates for lateral installation of prefabricated detachable cutters.

A. Belyatynskiy K. Kraiushkina. Using modern materials the construction and repair road Ukraine. The article speaks of research to improve the coupling characteristics of pavement, through the selection of asphalt mixes: SMA, dispersive fiber-reinforced polymer asphalt concrete and asphalt concrete using slag.

S. Bilyk, V. Dynia, O. Flionts, I. Semeniv. The research of quality of processing the surfaces of tube conveyors' drive sprockets.

Агеев М.С. Применение методов аналитической механики для создания модели перемещения массы в рабочих зонах элементов СЕУ. В представленной работе на основе методов аналитической механики создана модель перемещения массы в рабочих зонах насоса с целью получения оптимальных рабочих параметров. Полученное общее уравнение дает возможность определить степень сжатия перемещаемой массы в разных зонах рабочего органа, скорость перемещения массы зависимо режимов работы. Получены частные решения, что отвечает движению массы в рабочих зонах насосу с постоянным радиусом.

Бабич С.М. Расчет шлицевого вала с прямобочными шлицами. Предложена методика расчета шлицевого вала с шлицами прямоугольного профиля. Его моделью является упругий круглый диск, усиленный на контуре упругими криволинейными брусками. Задача приведена к системе двух сингулярных интегральных уравнений с ядрами Гильберта, числовая реализация которой осуществлена методом колокации. Исследовано влияние на напряженное состояние диска и усиления геометрии зубьев.

Бабий М.В. Обоснование схем заточек режущих кромок многогранных пластин для отрезных резцов. Выполнено обоснование целесообразной схемы заточки режущих кромок многогранных режущих пластин с целью их использования для сборных отрезных резцов. Предложена классификация схем заточек режущих кромок многогранных режущих пластин. Выполнено сравнение объема стачиваемого материала в зависимости от схемы заточки режущей кромки. На основе выполненного анализа обосновано рациональную форму многогранной режущей пластины для боковой установки в сборном отрезном резце.

Белятинский А.О., Краюшкина К.В. Использование современных материалов при строительстве и ремонте автомобильных дорог Украины. В статье говорится об исследовании с целью повышения сцепных качеств дорожного покрытия, за счет подбора состава асфальтобетонных смесей: ЦМА, дисперсно-армированного полимерной фиброй асфальтобетона и асфальтобетонов с использованием шлаков.

Билык С.Г., Дыня В.И., Фльонц О.В., Семенив И.И. Исследования качества обработки поверхностей приводных

The technique and results of experimental research of surface roughness while milling the external working curvilinear profiles of tube conveyors' drive sprockets on the shaper with digital software control are proposed. The processes of milling the curvilinear surfaces of drive sprockets made of steel 45 and 40X are comparatively analyzed. The empirical dependences of surface roughness on different technological parameters in algorithmic form are developed.

звездочек трубчатых конвейеров.
Представлена методика и результаты экспериментальных исследований шероховатости поверхности наружных рабочих криволинейных контуров приводных звездочек трубчатых конвейеров на фрезерному станку с ЧПУ. Представленный сравнительный анализ процессов фрезерования криволинейных поверхностей приводных звездочек изготовленных с материалов сталей 45 и 40X. Выведенные эмпирические зависимости шероховатости поверхности от разных технологических параметров у логарифмической форме.

A. Buketov, V. Aleksenko, V. Nastasenko, T. Ivchenko, V. Mikhailik, D. Lagowski. Prospects and problems of the development of new polymer composite materials for shipbuilding in Ukraine. *The prospects of the development of new epoxy composite materials now. Describes the direction of development of polymeric materials in the Kherson State Maritime Academy. Justified the use of the spectrum of the developed materials and coatings based on them in a variety of industries in Ukraine.*

Букетов А.В., Алексенко В.Л., Настасенко В.О. Івченко Т.І., Михайлик В.Д., Лаговський Д.А.
Перспективи і проблеми розробки нових полімерних композитних матеріалів для суднобудування України. Окреслено перспективи розробки нових епоксидних композитних матеріалів на теперішній час. Описано напрямки розробок полімерного матеріалознавства у Херсонській державній морській академії. Обґрунтовано спектр використання розроблених матеріалів і захисних покриттів на їх основі в різних галузях промисловості України.

G. Vasilchenko. Conception of technical mechanic, engineering and computer graphic internet text book. *In this article the conception of technical mechanic, engineering and computer graphic internet text book for Technical institute of higher education is described. Also this article shows this internet textbook's facilities and advantages over the traditional textbooks. Aspects of program realization of semantic parts of the textbook are given.*

Васильченко Г.Ю. Концепция интернет-учебника с технической механики, инженерной и компьютерной графики. *Описана концепция электронного Интернет-Учебника по технической механике, инженерной и компьютерной графике для технических ВУЗов, его возможностей и преимуществ перед традиционными пособиями. Рассмотрены аспекты программной реализации смысловых частей учебника.*

V. Vasylyuk, Z. Khopta. Analysis of work of cross transmission of pass of rotator of flax. *The paper presents an analysis of cross-transmission rotator flax.*

Васьлюк В.І., Хопта З.О. Анализ работы перекрестной ременной передачи оборачивателя льна. *В статье приводятся анализ работы перекрестной ременной передачи оборачивателя льна.*

B. Gevko, A. Lyashuk, I. Kuchvara, I. Broshchak. Sintez tekhnologicheskoy osnastki dlya navivki vintovoy zagotovok. *Structural synthesis of device for spiral workspaces (SW) coiling was developed by morphological analysis method. Morphological model of devices for SW coiling with improved performances was developed and chosen 5 designs. The synthesis system of SW allows, with using appropriate software (CAD) and establish appropriate limits, to design and choose the most workable and rational design in conjunction with technical and economic confirmation of screw work bodies.*

Гевко Б.М., Ляшук А.Л., Кучвара І.М., Брошчак І.І. Синтез технологической оснастки для навивки винтовой заготовок. *Разработано структурный синтез устройств для навивания винтовых заготовок (ВЗ) сетодом морфологического анализа. Разработана морфологическая модель устройств для навивания винтовых заготовок с улучшенными эксплуатационными характеристиками и выбрано 5 конструкций. Разработана система синтеза ВЗ позволяет при использовании соответственного программного обеспечения (САПР) и*

установки соответственных ограничений разрабатывать и выбирать наиболее работоспособные и рациональные конструкции в сочетании с технико-экономическим основанием винтовых рабочих органов.

B. Hewko, Y. Pavelchuk, I. Hewko, V. Dziurakh. *Technological conditions of screw design work of dressers. Present design of improved seed dressers and the screw body working to ensure minimum power settings. The essence of perfection is that between screw space spiral of working as moving transport materials to the output increases, which contributes to the improvement of transportation conditions and damage to seeds and thus reduce the effort of filing. Analytical dependences for the design parameters of screw job of taking into account the peculiarities of their production and transportation conditions for seed on saving technologies to design and manufacture.*

Гевко Б.М., Павельчук Ю.Ф., Гевко И.Б., Дзюра В.А. *Технологические основы проектирования винтовых рабочих органов протравливателей. Приведенная усовершенствованная конструкция протравителя семян, которая обеспечивает минимальные энергетические параметры их при проектировании и при эксплуатации. Разработана методика и технологические предпосылки проектирования винтовых рабочих органов (ГРО) протравителей. Выведены аналитические зависимости для определения рациональных конструктивных параметров ГРО с целью уменьшения усилия их транспортировку при протравливании и не травмирования семян.*

I. Gevko, A. Dyachun, R. Lyubachivskyy, I. Broschak. *Poster equipment for research and drives of working screw transport and technological machines mechanisms. Resulted design stands for research drives and working of machines. Specifically considered bench equipment for research rigidity augers, screw conveyors, mixers, dressers, safety couplings and more. The description of their structure and use. We describe the principles of operation of bench equipment in an automated mode.*

Гевко И.Б., Дячун А.Е., Любачивский Р.А., Брощак И.И. *Стендовое оборудование для исследования приводов и рабочих органов винтов транспортно-технологических механизмов машин. Приведенные конструкции стендов для исследования приводов и рабочих органов машин. В частности рассмотрено стендовое оборудование для исследования жесткости шнеков, винтовых конвейеров, смесителей, протравителей, предохранительных муфт и прочее. Приведено описание их строения и использования. Описаны принципы эксплуатации стендового оборудования в автоматизированном режиме.*

G. Goloduk. *Problem of modification of coverage on the basis of alcidine reins. In the article the results of researches of the modified coverages are resulted with to the increase of firmness to action of certain aggressive environments, decline of their cost.*

Голодюк Г.И. *Проблема модификации покрытия на основе алкидных смол. В статье приведены результаты исследований модифицированных покрытий с повышению стойкости к действию определенных агрессивных сред, снижения их стоимости.*

One of effective methods of modification is the receipt of coverages for the causing due to stratification of polymers on a surface which is on the defensive.

Одним из эффективных способов модификации является получение товшошарових покрытий для однослойного нанесения благодаря расслоению полимеров на поверхности, которая защищается.

A. Gordeev, R. Polynkevych, N. Zubovetska, T. Chetverzhuk *Oscillation diagnostics of machine-tool with the use of bayes networks. In this article we are looking at the method of studying the Byes network by utilizing a method of computer modeling for the technical diagnostics of the metal-cutting machine-tools. We have developed a software which allows automatisaton of the studies into*

Гордеев А.Ф., Полинкевич Р.Н., Зубовецькая Н.Т., Четвержук Т.И. *Вибродиагностика станка с использованием сети Байеса. В этой статье предложен метод изучения сети Байеса, используя метод компьютерного моделирования для технической диагностики металлорежущих станков. Мы разработали программное обеспечение, которое позволяет*

the network of Byes and we have tested this in practice. The tests we have carried out have demonstrated high sustainability and credibility of the achieved results.

R. Hrabovskyu, I. Fartushok, O. Lepak, T. Horbyak, Zh. Huschak. Potential Risk Assessment of Destruction of Long-Term Exploited Gas Pipeline. *Methodical approach to charting the generalized assessment of destroying the defective gas pipeline is suggested. The regularities of the development of corrosion-fatigue cracks in the ground waters environment are investigated. Calculations of the dependence of destructive pressure on the dimensions (depth c and length L) of exploited corrosion-fatigue defects are made. The conditions under which the possible onset of corrosion-fatigue crack-like defects development in the walls of gas pipeline by fragile or viscous mechanism are determined. The conditions of possible destruction of gas pipeline by viscous mechanism are established.*

V. Gusak. Comparison of pneumatic and shuttleless looms type STB. *The article presents the results of the comparative analysis of functional and technological properties looms type STB and pneumatic TOYOTA JAT710.*

V. Dynia, S. Bilyk, O. Flionts, V. Kruk. The research of technological manufacturing the drive sprockets of tube conveyors. *The technique and results of experimental research of technological manufacturing the unilateral action drive sprockets of tube conveyors are proposed. The experiment was carried out with the use of blanks made of steel 45 and steel 45X by means of end mills made of steel P6M5. The results of experimental research are analyzed; the equations of regression of full factorial experiment with the determining of cutting power depending on the cutting depth, feeding value, and cutting width are developed.*

L. Dobrovolskaya. Increase of flexible computer-aided manufacturing in the current economic situation. *The analysis of the level of development of the modern engineering industry has shown that increasing the efficiency of automated production can be achieved through the establishment of technological systems that*

автоматизации исследований в сеть Байеса и мы проверили это на практике. Проведённые тесты продемонстрировали высокую устойчивость и соответствовали достигнутым результатам.

Грабовский Р.С., Фартушок И.М., Лепак О.М., Горбяк Т.М., Гушак Ж.М. Оценка потенциального риска разрушения длительно эксплуатируемого газопровода. *Предложена методика обобщенной оценки потенциального риска разрушения дефектной трубы газопровода. Исследованы закономерности развития коррозионно-усталостной трещины в среде грунтовой воды. Выполнены расчеты зависимости разрушительного давления от размеров (глубины c и длины L) эксплуатационных коррозионно-усталостных дефектов. Определены условия, при которых возможное начало развития коррозионно-усталостных трещинообразных дефектов в стенке газопроводной трубы за хрупким или вязким механизмом. Установлены условия возможного разрушения газопроводной трубы за вязким механизмом.*

Гусак В.О. Сравнительная характеристика пневматических и бесчелночных ткацких станков типа СТБ. *В статье изложены результаты выполненного сравнительного анализа функционально-технологических свойств ткацких станков типа СТБ и пневматических TOYOTA JAT710.*

Дыня В.И., Билык С.Г., Фльонц О.В., Крук В.В. Исследование технологического процесса изготовления приводных звездочек конвэеров. *В работе представлена методика и результаты экспериментальных исследований технологического процесса изготовления приводных звездочек конвэеров. Эксперименты проводили с заготовками изготовленными со стали 45 и стали 40X концевыми фрезами изготовленными со стали P6M5. Представлены результаты экспериментальных исследований и выведенные уравнения регрессии полнофакторного эксперимента для определения силы резания в зависимости от размера подачи, глубины и ширины резания.*

Добровольская Л.Н. Повышение эффективности гибкого автоматизированного производства в современной экономической ситуации. *Проведенный анализ уровня развития современного машиностроительного производства показал, что повышение*

can respond adequately to the changing external environment through their restructuring and formation process according to the production situation, based on innovation and a significant extent on the degree of conformity of products, production, and economic situation as well as the required level of production flexibility.

эффективности автоматизированного производства может обеспечиваться за счет создания технологических систем, способных адекватно реагировать на изменение внешних условий путем их структурной реорганизации и формирования технологического процесса в зависимости от производственной ситуации, на основе инновационных разработок и в значительной мере определяется степенью соответствия продукции, производственной и экономической ситуации а также необходимым уровнем гибкости производства.

Yu. Zhiguts. The technology of thermite synthesis of cast iron for brake mechanism's. *The metallothermic methods application for the synthesis of materials at the urgent receipt of founding's from thermite cast irons and fast of replacement of exhaust details will allow to decide the problem of repair of brake pair and proceeding in the surfaces of pair of friction. It is needed to probe influence of metallothermic method of synthesis on composition, structure and properties of thermite cast-irons and choose chemical composition which will provide the optimum structure of cast-iron at the receipt of the best properties for this reason. As a result of theoretical and experimental works is set for work in the conditions of dry friction, technology of synthesis of thermite cast-irons is developed and thermite cast-irons are got from the brands of СЧ15, СЧ18 to the brake cast-irons, their properties are set, found out the most optimum structure of thermite cast-irons for the pair of friction.*

Жигуц Ю.Ю. Технология термитного синтеза чугунов для тормозных механизмов. *Применение металлотермических методов синтеза материалов для экстренного получения отливок из термитных чугунов и быстрой замены бракованных деталей позволит решить проблему ремонта деталей тормозных механизмов и восстановления поверхностей пар трения. Проведенное исследование установило влияние металлотермических методов синтеза на химический состав, структуру и свойства термитных отливок и установило состав, который обеспечит оптимальную структуру чугуна при сохранении высоких его свойств. В результате теоретических и экспериментальных работ разработано технологию синтеза термитного чугуна для работы в условиях сухого трения и получено термитные чугуны для тормозных механизмов марок СЧ15, СЧ18, установлено их свойства, выяснено структуру термитного чугуна для пар трения.*

N. Zaichuk., P. Savchuk, N. Imbirovich, D. Schuh. Structural state of the fan of an alloy OT4-1. *This article examines the structural transformation of the alloy OT4-1 due to various welding filler materials and under the influence of the annealing temperature. Running a comparative characteristics of the structures.*

Зайчук Н.П., Савчук П.П., Имбирович Н.Ю., Шух Д.Ю. Структурное состояние корпуса вентилятора из сплава OT4-1. *В статье рассматриваются структурные преобразования сплава OT4-1 вследствие сварки различными присадочными материалами и под воздействием температуры отжига. Проведено сравнительную характеристику изучаемых структур.*

O. Kaljuzhny. Block pressing process of hollow preforms with a backpressure without a crowning Purpose. *Effect of parameters of block pressing process of the hollow preforms which ensure deriving of workpieces without a crowning. For exact definition of final sizes of the preforms it is necessary to make numerical experiments on the basis of creation of mathematical sample pieces which as much as possible precisely present real*

Калюжный А.В. Анализ обжима с противодавлением в сферической матрице пустотелых заготовок с дном с обеспечением постоянной толщины. *В работе показана возможность получения изделий с постоянной толщиной стенки операциями обжима заготовок с противодавлением в сферической матрице. Методом конечных элементов проведено моделирование обжима традиционной*

process of a forming of metal at block pressing with a backpressure. Use of a final elements method (FEM) and an elasto-plastic model of a straining of metal has allowed to consider major factors and to gain outcomes which are confirmed by the experimental data. The finite element method carries out the assaying of blockpressing with a backpressure in a spherical matrix of a hollow preforms with a bottom. The crowning is defined. Taking into account a crowning profiling of a part blank for deriving of a preform of fixed width is spent. Associations for definition of stresses in preform and force of compression are defined. The engineering method carries out the theoretical analysis of block pressing with a backpressure in a spherical matrix. Associations for definition of stresses in preform and force of block pressing are defined. And on an engineering method the gained associations for definition of parameters of block pressing with a backpressure in a spherical matrix allow to use comparison of outcomes of the data of numerical experiment.

Kozar O.P., Krivich I.G., Sadovnikova T.N. Study of modifiers on shape stability ustilkovyy cardboard. In this article the results of shape stability ustilkovyy materials, modified with an aqueous dispersion of the zeolite in the experimental socks and intensified testing.

Козарь О.П., Кривич И.Г., Садовникова Т.Н. Изучение влияния модификатора на формоустойчивость стелечного картона. В данной статье приводятся результаты исследований формоустойчивости стелечных материалов, модифицированных водной дисперсией цеолита в условиях опытной носки и интенсифицированного испытания.

L. Kozlov, I. Boyko, O. Piontkovich. Effect of the parameters of control on stability of drives invariant for load-independent. Built hydraulic control system that is invariant to the alternating load. Prepared and investigated its nonlinear mathematical model. Based on the study, it was determined that the hydraulic resistance, which is invariant for load-independent affect the design parameters of its management. Found the ratio of design parameters of the system control to ensure stable operation of the hydraulic actuator, which is sensitive to the alternating load over the entire range of his work. Graphs of the influence of parameters on the stability of the hydraulic controls with a fair load.

Козлов Л.Г., Бойко И.В., Пионткевич О.В. Влияние параметров системы управления на устойчивость гидропривода инвариантного к знакопеременной загрузке. Построена система управления гидроприводом, инвариантны к знакопеременной нагрузке. Составлена и исследована его нелинейная математическая модель. На основе исследования было определено, что на устойчивость гидропривода, инвариантного к знакопеременной нагрузки влияют конструктивные параметры системы его управления. Найденные соотношения конструктивных параметров системы управления, обеспечивающие устойчивую работу гидропривода, чувствительного к знакопеременной нагрузки во всем диапазоне его работы. Представлены графики влияния параметров регуляторов на устойчивость гидропривода при попутном нагрузке.

M. Koliadynskyy. Content of heavy metals in the soil and make them allocation to depths district Bрыschynskoy landfill. In this paper considered content of heavy metals and

Колядынский Н.И. Содержание тяжелых металлов в почве и их распределение по глубине района Брыщинской мусоросвалки. Для реализации

their distribution in depth of soil for creation of pollution protection of the district Bryschenskoho landfill. Distribution in depth and total concentration mobile forms of heavy metals major soil types was analyzed. Ways for improving environmental safety was purposed.

P. Kryvyu, N. Kashuba. Design engineering technology of the short wide strip flat surfaces finish machining by vibration rolling. *The paper gives the review of the existing technology accessories and technologies for advanced shaping of regular microrelief at the flat surfaces. The new technology and device to produce the screwed-on chain bushes with a regular microrelief at its inner cylindrical surfaces are presented. The proposed technology accessories provide the microrelief at the short wide strips flat surfaces of different type. The dependences of technology accessories adjustment to obtain the certain type of regular microrelief are given.*

N. Kuts. The ways and methods of rate increase of the conversion of thermal energy into mechanical work in the ICE (internal combustion engine). *It is studied the impact of soot on the efficiency of the diesel engine and the Otto ICE. There are considered the different ways and methods to improve the efficiency of the work of the ICE by reducing losses in warm-up of the engine, in overcome of the forces of friction and by reducing the emission of heat into the environment.*

N. Lishchenko, V. Larshin. Determination of temperature grinding intermittent and highly porous community. *A mathematical model for grinding temperature evaluating with taking into account the discontinued and high-porous grinding wheel geometrical parameters is worked out and investigated. Some conditions to provide the succession of the mathematical model for the discontinued and high-porous grinding wheel are formulated.*

V. Lebedev, N. Klimenko. S. Al-Adjelat. Mechanism of formation of burn marks when grinding parts of hardened steel.

защиты территории района Брищенського свалки от загрязнения в статье исследовано содержание тяжелых металлов и их распределение по глубине почвы. Проанализировано распределение по глубине концентраций подвижных и валовых форм тяжелых металлов основных типов почв. Предложены пути улучшения экологической безопасности.

Кривый П.Д., Кашуба Н.П. Конструкторско-технологическое обеспечение процесса финишной обработки плоских поверхностей нешироких лент вибрационным обкатыванием. *В данной статье представлен обзор существующего технологического снаряжения и технологий для формирования регулярных микрорельефов на плоских поверхностях. Предложена новая технология и устройство для изготовления згорнутых втулок с регулярным микрорельефом на их внутренних цилиндрических поверхностях. Показано, что предложенное технологическое снаряжение обеспечивает получение различных видов микрорельефов на плоских поверхностях нешироких лент. Представленные зависимости для осуществления наладки технологического снаряжения и получения того или иного вида регулярного микрорельефа.*

Куць Н.Г. Шляхи і методи підвищення коефіцієнта перетворення теплової енергії в механічну роботу в ДВЗ. *Вивчено вплив сажі на ефективність роботи дизеля та ДВС Отто. Розглянуто різні шляхи і методи підвищення ефективності роботи ДВС внаслідок зменшення втрат на розігрів двигуна, на подолання сил тертя і шляхом зменшення викиду тепла в навколишню атмосферу.*

Ліщенко Н.В., Ларшин В.П. Визначення температури при шліфуванні переривчастими і високопористими кругами. *Розроблена і досліджена математична модель температурного циклу переривчастого і високопористого шліфування, що включає температурні мікроцикли шліфування від дії різальних виступів і окремих зерен шліфувального круга, відповідно. Сформульовані умови забезпечення спадкоємності математичної моделі для переривчастих і високопористих шліфувальних кругів.*

Лебедєв В.Г., Клименко Н.Н., Аль-Аджелат С.А. Механізм утворення прижогів при шліфуванні деталей із загартованих

The analytical and experimental determinations of thermodynamic phenomena in grinding of hardened steels are being discussed. The regularities of formation of phases and structures in the surface layer of the grinded details are observed.

V. Lebedev, T. Chumachenko. Study of the conditions of formation of cracks while grinding sprayed ceramic layer with borazon wheels. *The questions of the analytical and experimental determination of the conditions of formation of cracks in grinding of sprayed ceramic layer with borazon wheels. The regularities of the formation of the texture of the surface layer of grinded details.*

сталей. Розглядаються питання аналітичного експериментального визначення термодинамічних явищ при шліфуванні загартованих сталей. Розглядаються закономірності формування фаз і структур, в поверхневому пласті шліфуючої деталі.

Лебедєв В.Г., Чумаченко Т.В. Дослідження залишкових напружень керамічного шару напиленого на вали турбін при шліфуванні кругами із КНБ. Розглядаються питання аналітичного та експериментального визначення умов утворення тріщин при шліфуванні напиленого керамічного шару колами з КНБ. Розглядаються закономірності формування текстури поверхнього шару шліфуючої деталі.

Y. Maximovic. Definition of tense, in the band with the cracks on the basis of an integral urivneny. *The methods of calculation of stresses near the crack in the band, based on the method of integral equations. The equations are constructed on the basis of decisions by Green, under which conditions on the boundary of the strip are satisfied identically. Investigated the stress in the strip with the same cracks and different dolzhiny.*

Максимович Я.В. Определение напряжений в полосе с системой трещин на основании метода интегральных уравнений. Предложено методика расчета напряжений возле трещин в полосе, базирующуюся на методе интегральных уравнений. Уравнения построены на основании решений типа Грина, при которых условия на границе полосы удовлетворяются тождественно. Исследовано напряжения в полосе с системой трещин одинаковой и разной длины.

O. Mandryk, L. Shkitsa, R. Hrabovskyy, O. Kasiy. Express-estimation of terms of gilyotinnogo of destruction lasted on the road gas pipelines. *A methodological approach to rapid assessment of the potential destruction guillotine lasted operated pipelines, which is based on determining the critical dimensions of through cracks, is proposed. Experimental and computational assessments of the size of through cracks prove the feasibility of its application. The lasted operation of the gas pipeline in conditions of increased pressure leads to a significant degradation of the metal pipe has been shown.*

Мандрык О.М., Шкица Л.Е., Грабовский Р.С., Касий О.Т. Экспресс-оценка условий гильотинного разрушения длительно эксплуатируемых газопроводов. Предложен методологический подход к экспресс-оценке потенциальной возможности гильотинного разрушения длительно эксплуатируемых магистральных газопроводов, который основывается на определении критических размеров сквозной трещины. Экспериментальные и расчетные оценки размеров сквозных трещин подтверждают практическую возможность его применения. Показано, что длительная эксплуатация магистрального газопровода в условиях повышенных давлений способствует более существенной деградации металла трубы.

V. Marchuk, S. Prystupa On the influence of heredity on technological precision grinding surfaces roller rings in perenalahodzhivalnoho production. *On the influence of heredity on technological precision grinding surfaces roller rings in changeover production. Also, the analysis of errors on individual technological operations in the correlation theory.*

Марчук В.И., Приступа С.А. О влиянии технологической наследственности на точность шлифования колец роликоподшипников в условиях переналадочного производства В работе рассматривается наследственный характер погрешностей, которые возникают в процессе изготовления колец роликоподшипников. Также проведен анализ погрешностей на отдельных технологических операциях в

Yu. Matviiv, I. Dolinska, L. Dobrovolska. Acoustic emission estimation of constructions elements residual resource with superficial cracks under the protracted static loading. *The method for an estimation by the acoustic emission parameters of construction elements resource with superficial cracks under long duration static loading is offered. The case of plate tension with a superficial crack is thus considered.*

M. Melnychuk. Changing thermoelectric characteristics of alloys chromel and constantan due to prolonged static load. *The influence of prolonged static stretching to 1000 hours on the structure and thermoelectric alloys chromel and constantan. Found that the main reason for the deviation in thermoelectric voltage statically deformed alloys, there is residual stress type II. To eliminate the instability of the thermoelectric alloys chromel-constantan from prolonged static loads, there should be a annealing, which will ensure the removal of residual microstrain.*

K. Muzychuk. Stress state of the piecewise homogeneous plate with two curvilinear cuts the edges of which are contacting when bending. *Mixed contact problem for the infinite isotropic plate with curvilinear hole and hard disk when two cuts are present in the line of soldered joint, the edges of which are contacting under bending load on the plate or disk, is considered. The mathematical model of the problem is built as the system of the singular integral-differential equations with logarithmic kernels for finding functions, from which contact stresses and moments between the plate and the disk are expressed.*

The influence of the size of the zone of soldered joint, the hole form and the environmental stress on the size of contact zone and the distribution of the stress state components on the hole contour of the plate was investigated by the method of the mechanical quadrature and collocation.

R. Pasichnyk. Considering the material corrosion of calculation on stability of structures in the form surfaces with negative gaussian curvature by nets. *The paper studied*

рамках корреляционной теории.

Матвиив Ю.Я., Долинская И.Я., Добровольская Л.Н. Акустико-эмиссионная оценка остаточного ресурса элементов конструкций с поверхностными трещинами при длительном статическом нагружении. *Предложена методика для оценки за параметрами акустической эмиссии ресурса элементов конструкций с поверхностными трещинами при долговременном статическом нагружении. При этом рассмотрен случай растяжения пластины с поверхностной трещиной.*

Мельничук Н.Д. Изменения термоэлектрических характеристик сплавов хромель и константан обусловленные длительными статическими нагрузками. *В работе исследовано влияние длительного статического растяжения до 1000 год. на структуру и термоэдс сплавов хромель и константана. Установлено, что основной причиной, отклонения термо-ЭДС статически деформированных сплавов, есть остаточные напряжения II рода. Для устранения термоэлектрической нестабильности сплавов хромель-константан, вызванной длительным статическим нагрузкам, необходимо проводить отжиг, который обеспечит снятие остаточных микронапряжений.*

Музычук Е.П. Напряженное состояние кусочно-однородной пластинки с двумя криволинейными разрезами, берега которых контактируют при изгибе. *Рассмотрена смешанная контактная задача для бесконечной изотропной пластинки с криволинейным отверстием и абсолютно жесткого диска, при наличии на линии сная двух разрезов, берега которых контактируют при действии изгибающей нагрузки на пластинку или диск. Математическую модель задачи построено в виде системы сингулярных интегрально-дифференциальных уравнений с логарифмическими ядрами для определения функций, через которые выражаются контактные усилия и моменты между пластинкой и диском.*

Методом механических квадратур и коллокации исследуется влияние на величину зон контакта и распределение компонентов напряженного состояния по контуру отверстия пластинки величины зон сная, формы отверстия, внешней нагрузки.

Пасичнык Р.В. Учет коррозии материала при расчете на устойчивость конструкций в форме поверхностей с отрицательной гауссовой кривизны

the stability of precast concrete rotunda in the form of one-sheeted hyperboloid, depending on changes in consequence of corrosion stiffness of connections by the finite element method and the method of curvilinear grids. Constructed comparative graphs of the critical load obtained by the two methods. The conditions buckling design.

R. Polinkevich. System design tools. *The aspects of modular spindle units with hydrostatic bearings. Defined mathematical model level structure of software programming and functional parameters. The software for computer-aided design tools.*

V. Protsenko. Rigidity characteristics of muffs with face installation direct ropes of drives ship propulsive plants. *The estimation torsion, axial, angular and radial rigidity of muff with face installation direct ropes Drives of ship propulsive plants is executed. Rigidity of ropes is estimated at compression. The algorithm of installation muffs with face installation of direct ropes is proved.*

R. Rogatynskyy, I. Gevko, A. Dyachun, R. Lyubachivskyy, R. Grudovyy. **Determination of the dynamic loading in a screw mixer.** *The mathematic model of the bulk brittle matherial mixing is presented. Differential equations of the mass movement are made and solved. Analytical dependencies for finding the dynamic moments on the resistance moment, engine moment, regidity and toughness are found. Plactical recommendations as to the mixing loading in the intermediate and stable operating regimes are presented.*

M. Romaniuk. Method for continuous control ohmic resistance insulation distribution networks AC on Earth. *The method of continuous monitoring of insulation resistance ohmic poles relative to the ground network, which is based on the principle of imposing AC power frequency on the distribution network of direct current.*

методом сеток. *В статье проведено исследование устойчивости сборной железобетонной ротонды в форме однопустотулого гипербоида в зависимости от изменения вследствие коррозии жесткости соединительных элементов по методу конечных элементов и методом криволинейных сеток. Построены сравнительные графики зависимости критической нагрузки полученные обоими методами. Определены условия потери устойчивости конструкции.*

Полинкевич Р.М. Автоматизированная система проектирования станков. *Рассмотрены аспекты модульного построения шпиндельных узлов с гидростатическими подшипниками. Определены математические модели уровней структуры программного математического обеспечения и их функциональные параметры. Разработано программное обеспечение для автоматизированного проектирования станков.*

Проценко В.А. Жесткостные характеристики муфт с торцевой установкой прямых канатов приводов судовых энергетических установок. *Выполнена оценка крутильной, осевой, угловой и радиальной жесткости муфт с торцевой установкой прямых канатов приводов судовых энергетических установок. Оценена жесткость канатов при сжатии. Обоснован алгоритм монтажа муфт с торцевой установкой прямых канатов.*

Рогатынский Р.М., Гевко И.Б., Дячун А.Е., Любачивский Р.О., Грудовой Р.С. Определение динамических нагрузок в винтовом смесителе. *Представлена математическая модель смесителя сыпучих материалов. Предложено и решено дифференциальные равнения движения масс. Определены аналитические зависимости динамических моментов сопротивления, момента двигателя и жесткости элементов. Представлены практические рекомендации относительно нагрузок на систему в переходном и установившемся режимах.*

Романюк Н.В. Метод непрерывного контроля омического сопротивления изоляции распределительных сетей постоянного тока относительно Земли. *Предложен метод непрерывного контроля изоляции омических сопротивлений полюсов сети относительно земли, который основывается на принципе наложения источника переменного тока промышленной частоты на распределительную сеть*

V. Rud', N. Guliyeva. Methods to improve powder properties filter materials. *The article reviews methods for improving the properties of powdered filter media. The technology of a titanium based PFM brand PTH-1 using improved method kvaziizostatychnoho pressing.*

V. Rud', I. Savyuk. Improvement of the measurement of cutting turning. *The article presents the scheme and the design features of the new three-lathe dynamometer based on strain gauges. The peculiarity lies in its ability to simultaneously measure and record the cutting force in turning once in three directions: axial, radial and tangential.*

V. Savchuk. Definition of the operating time sliding bearings of gearings of the ship power machines, corresponding set probability of reliability probability. *The advanced technique of definition of longevity of bearing assemblies which allows to count a probability of survival of the sleeve bearings working in the conditions of rolling motion with slippage is in-process offered. It is offered to inject parameter of coefficient of a variation of a loads which is grounded on calculation of the maximum stresses in a bearing material σ_{max} (extent of an angle of contact φ_0) at known conditions of loading (force F , a twisting moment $M_{кр}$ and a rotational speed v).*

L. Samchuk. Experiment SHS - process for the system Ti-C-BBS15. *On the basis of research proved eksperymentalnyh pravomernost uses of matematycheskoy models SHS - process descriptions for process synthesis system Ti-C-SHH15. It is shown that the process horenyua blog less temporal spacing, something nahreva process. First to observed a temperature SHS - process in the blanks, that possibility quickly passing sintering process.*

V. Satsyk, D. Karpuk. Hardware-aided control greenhouse microclimate. *This article deals with hardware automatic climate control greenhouse. An example of sample hardware parts of different companies. The analysis of*

постоянного тока.

Рудь В.Д., Гулиева Н.М. Методы повышения свойств порошковых фильтрующих материалов. *В статье рассмотрены методы повышения свойств порошковых фильтрующих материалов. Разработана технология получения ПФМ на основе титана марки ПТХ-1 с использованием усовершенствованного метода квазиизостатического прессования.*

Рудь В.Д., Савюк И.В. Совершенствование измерения сил резания при точении. *В статье приведены схема и конструктивные особенности нового трёхкомпонентного токарного динамометра на основе тензодатчиков. Особенность его состоит в одновременном измерении и фиксации сил резания в трёх направлениях: осевом, радиальном и тангенциальном.*

Савчук В.П. Визначення напрацювання підшипників ковзання зубчастих передач суднових енергетичних установок, що відповідає заданій ймовірності безвідмовної роботи. *В роботі запропонована вдосконалена методика визначення довговічності підшипникових вузлів суднових енергетичних установок, яка дозволяє розраховувати ймовірність безвідмовної роботи підшипників ковзання, що працюють в умовах кочення із проковзуванням. Запропоновано ввести параметр коефіцієнта варіації навантаження, що базується на розрахунку максимальних напружень в матеріалі підшипника σ_{max} (тривалості кута контакту φ_0) при відомих умовах навантаження (сила F , крутний момент $M_{кр}$, та частота обертання v).*

Самчук Л.М. Экспериментальное исследование СВС - процесса для системы Ti-C-ШХ15. *На основании экспериментальных исследований доказана правомjernost использования математической модели СВС - процесса для описания процесса синтеза системы Ti-C-ШХ15. Показано, что процесс горения имеет меньший временной интервал, чем процесс нагрева. Сначала наблюдается накопление температуре иницирования СВС - процесса в заготовке, что дает толчок быстрому прохождению процесса горения.*

Сащик В.А., Карпук Д.П. Аппаратное обеспечение автоматизированного контроля микроклиматом теплицы. *В данной статье рассмотрены аппаратное обеспечение автоматизированного контроля*

possibilities of application of items of hardware in the greenhouses and see their operation.

O. Serduk, I. Sivak, M. Karvatko. The stress-strain state in the deformation zone when toroidal roller is pressed in. *Analysis of the stress-strain state in the deformation zone when toroidal roller is pressed into the cylindrical surface is performed. Influence of the residual hollow geometric characteristics on the character of stress distribution in the metal surface layer is determined. Experimental verification of the obtained results has been conducted using the method of hardness.*

V. Skachkov, T. Kritskaya, O. Berezhnaya, L. Shvartsman, R. Merker. Simulation of the formation of polycrystalline silicon in a flow reactor. *The differential equation for the transport of gases through the reactor the degree of decomposition of trichlorosilane. Received final relations that define the concentration distribution along the length of the reactor gas reactor determine the mass conductivity coefficients of trichlorosilane and the thickness of the diffusion layer.*

D. Statsenko, B. Zlotenko, A. Tsymbalenko. Study of enzymes is considered on moisture exchange properties of hide. *In this article influence of enzymes is considered on moisture exchange properties of hide. Researches of moisture content determination, interstice specific surface, tightness, area output depending on pH environment which dubbing process was conducted. Research data was introduced and analyzed.*

D. Sobchuk. Use of alternative energy sources (SIE) in electric power system to improve reliability and quality electricity. *The analysis of the implementation of ARES as a promising direction of energy supplies to Ukraine, it follows that it is necessary: to conduct systematic revision of legal frameworks, to provide opportunities for sales generated Rs recuperation, to provide the necessary level of political support for investment in the development of ARES involve mechanisms of the Kyoto Protocol to finance the implementation of ARES, provide adequate funding and support*

микроклимата теплицы. Приведен пример образцов аппаратных частей различных фирм. Проведен анализ возможностей применения элементов оборудования в теплицах и отражено их функционирования.

Сердюк О.В., Сивак И.О., Карватко М.А. Напряженно-деформированное состояние в очаге деформации при внедрении тороидального ролика. *Выполнен анализ напряженно-деформированного состояния в очаге деформации при внедрении тороидального ролика в цилиндрическую поверхность. Определено влияние геометрических характеристик остаточной вмятины на характер распределения напряжений в поверхностном слое металла. Проведено экспериментальную проверку полученных результатов метод микротвердости.*

Скачков В.А., Критська Т.В., Бережна О.Р., Шварцман Л.Я., Меркер Р. Моделирование процессу утворення полікристалічного кремнію у проточних реакторах. *Отримано диференціальне рівняння, що визначає перенос реакторних газів через ступінь розкладання трихлорсилану. Отримані кінцеві співвідношення, які задають розподіл концентрацій реакторних газів по довжині реактора, визначають коефіцієнти масопродовності трихлорсилану і товщину дифузійного шару.*

Стаценко Д.В., Злотенко Б.М., Цимбаленко А.П. Исследование действия ферментов на влагообминни свойства кожи. *В статье рассмотрено влияние действия ферментов на влагообменные свойства шкуры. Проведены исследования определения влагосодержания, удельной поверхности пор, плотности, выхода по площади в зависимости от pH среды при которой происходил процесс мягчения. Представлены и проанализированы полученные данные исследований.*

Собчук Д.С. Использование нетрадиционных источников энергии (НИЭ) в электроэнергетических системах для повышения надежности и качества электроснабжения. *В результате проведенного анализа внедрением НИЭ, как перспективного направления энергообеспечения Украины, следует, что необходимо: провести системное доработки нормативно-законодательной базы, обеспечить возможности продажи произведенной НИЭ энергии в сеть,*

scientific and technological developments in the field of ARES and create conditions for their rapid implementation. Small hydropower installed capacity of 100-630 kW virtually no effect on specific modes.

V. Trach, M. Horuzhy. To stress of anisotropic shells positive Gaussian curvature. *The results of a homogeneous analytical and numerical calculations of the moment stressed state of anisotropic incomplete spherical shell made of a material with one plane of symmetry of the elastic properties of the generalized Hooke's law.*

V. Trach, M. Horuzhy. For questions about stress-strain state anisotropic shells medium bending. *The paper presents an approach regarding a geometrically nonlinear inhomogeneous differential equations for the stress-strain state of anisotropic shells, based on the theory of Timoshenko type.*

Yu. Chevnyuk, G. Gerasimchuk, Yu. Gumenyuk, Ya. Yakubovich. Optimization structurally of kinematics parameters and modes of motion on unevennesses of surface of soil of the towed machine for cleaning up of botvy remotely operating. *Abstract in the article, using the methods of the classical calculus of variations were determined optimal constructive-kinematic parameters and modes of movement on the unevenness of the soil surface which minimize errors remote (GPS navigation) management, caused by the fluctuations in the vertical plane of the three-row machine for cleaning of beet tops, which front-mounted on a wheeled tractor.*

O. Shabliy, Ch. Pulka, L. Tsymbalyuk, O. Korol, M. Basar *Calculation of the inductor connection scheme with its capacity and inductance parallelly worn in restoration metal wheels.* *The summary: Mathematical model of calculation of the inductor connection scheme with its capacity and inductance parallelly has been developed. Actuality of such system, the system of*

обеспечить необходимый уровень политической поддержки привлечению инвестиций в развитие НИЭ, задействовать механизмы Киотского протокола для финансирования внедрения НИЭ, обеспечить достаточное финансирование и поддержку научно-технологических разработок в сфере НИЭ и создать условия для их быстрого внедрения. Малые ГЭС установленной мощностью 100-630 кВт практически не влияют на характерные режимы работы.

Трач В.М., Хоружий М.М. К напряжённому состоянию анизотропных оболочек добавленной гауссовой кривизны. *Приведены результаты аналитического однородного и численного моментного расчетов напряженного состояния анизотропной неполной сферической оболочки, которая изготовлена из материала с одной плоскостью симметрии упругих характеристик обобщенного закона Гука.*

Трач В.М., Хоружий М.М. К вопросу о напряженно-деформированного состояния анизотропных оболочек среднего изгиба. *В работе представлен подход относительно получения геометрически нелинейных неоднородных дифференциальных уравнений о напряженно-деформированном состоянии анизотропных оболочек, основанный на теории типа Тимошенко.*

Човнюк Ю.В., Герасимчук Г.А., Гуменюк Ю. О., Якубович Я.О. *Оптимизация конструктивно кинематических параметров и режимов движения по неровностям поверхности почвы прицепной машины для уборки ботвы с дистанционным (GPS – навигационным) управлением.* *В статье с помощью методов классического вариационного исчисления обоснованы оптимальные конструктивно-кинематические параметры и режимы движения по неровностям поверхности почвы трехрядной прицепной ботвоуборочной машины, фронтально навешенной на колесный трактор, которые минимизируют ошибки дистанционного (GPS - навигационного) управления, вызванные колебаниями в вертикальной плоскости.*

Шаблій О., Пулька Ч., Цимбалюк Л., Король О., Базар М. *Схема подключения индуктора при параллельном соединении с ним емкости и индуктивности при восстановлении изношенных металлических колес.* *Разработана математическая модель расчета схемы подключения индуктора при параллельном*

increasing the inductor efficiency (magnetic circuit system resonant system) is analysed.

A. Sharko, B. Morozov. Methods of evaluation process properties thermally aluminium alloys. *The measurement results for electrical and mechanical properties: tensile strength, yield strength, elongation, hardness, conductivity, ultrasonic frequency samples of Thermally AK4-1 alloy after quenching from various temperatures. Proposed and tested a comprehensive quality control system of heat treatment: heating temperature for quenching and aging temperature, including the sequence measure electrical conductivity, hardness, and frequency as the derivative of the velocity of propagation of surface acoustic waves.*

I. Shevchyk. Studi the functional properties of washing machine. *This article reveals the physical meaning influence functional properties and parameters for quality washing machine. Examined the performance of modern WMA.*

V. Shevchuk. Interaction on the soil pochvoy rolling regularities when moving. *The spikers rolling regularities when moving on the soil are considered.*

S. Shymchuk. Modern methods friction and wear of. *In this article analyzes the wide range of testing and test equipment and chosen in the opinion of the author and the optimal tools for measuring deterioration for the study of friction.*

I. Shuliar, M. Makoviichuk, L. Ropiak. Research of hard reinforcing particle motion in liquid alloy during the process of centrifugal casting with two mutually perpendicular axes of rotation. *This paper describes theoretical research of the trajectory computations of hard reinforcing particles within liquid alloy volume in centrifugal casting process. In the framework of the accepted model, the nonlinear differential equations that describe the relative motion of hard reinforcing particle in a rotating system*

соединении с ним емкости и индуктивности, проанализированы актуальность такой системы, повышает ее эффективность (индуктор магнитопровод, резонансная система), а также исследовано влияние ряда факторов при параллельном соединении с ним емкости и индуктивности.

Шарко А.В., Морозов Б.І. Методи оцінки технологічних властивостей терморегулюємих алюмінієвих сплавів. *Наведено результати вимірювань електрофізичних і міцносних властивостей: меж міцності, плинності, відносного видовження, твердості, електропровідності, частоти автоциркуляції ультразвукових коливань зразків з термозміцненого сплаву АК4-1 після гартування від різних температур. Запропонована і апробована комплексна система контролю якості термообробки: температури нагрівання під загартування і температури старіння, що включає послідовність операцій вимірювання питомої електричної провідності, твердості і частоти автоциркуляції, як похідної швидкості поширення поверхневих акустичних хвиль.*

Шевчик І.С. Исследование функциональных машин-автоматов. *Данная статья раскрывает физический смысл влияние функциональных свойств и параметров на качество стиральных машин-автоматов. Рассмотрены эксплуатационные характеристики современных СМА.*

Шевчук В. Про взаємодію з ґрунтом голок, що рухаються голкової борони. *У статті розглянуто закономірності кочення дисків з голками голчастої борони під час переміщення по поверхні ґрунту.*

Шимчук С.П. Современные методы исследования трения и изнашивания. *В статье проанализировано широкий асортимент испытательно-измерительного оборудования и выбрано с точки зрения автора наиболее оптимальные испытательные и трибоизмерительные приборы для исследования процессов трения.*

Шуляр І.О., Маковийчук Н.В., Ропяк Л.Я. Исследование движения твердых частиц в жидком сплаве при центробежном армировании с двумя взаимно перпендикулярными осями вращения литейной формы. *Исследуется движение твердых армирующих частиц в объеме жидкого сплава при устоявшемся режиме вращения литейной формы относительно вертикальной и горизонтальной осей. На основе принятой модели построены*

have been built. The system of differential equations was solved numerically using the explicit fourth order Runge-Kutta method. According to the type of particles trajectories, optimal technological parameters of the centrifugal casting process for providing necessary configuration of the reinforced area of detail workpiece have been determined.

нелинейные дифференциальные уравнения, которые описывают относительное движение твердой армирующей частицы в жидкой среде с вязким сопротивлением. Система дифференциальных уравнений решена численным методом Рунге-Кутты и проанализирована зависимость решений от исходных данных – начальных условий и других технологических параметров процесса литья. По характеру траекторий армирующих частиц определены оптимальные технологические параметры процесса центробежного литья для обеспечения нужной конфигурации армированной зоны заготовки детали.

Yu. Hrytsiuk, I. Hrytsiuk, M. Pietukhov, L. Dobrovolska, D. Sobchuk. The use of supply voltages polygon as a way to reduce electricity losses in thyristor static reactive power compensator. Operating modes three-phase static thyristor compensator of reactive power with an earthed neutral are considered at his feed by voltage of polygonal forms. The approach which essence will consist in use filter compensating device usually used with the purpose of indemnification of the supreme harmonics, for formation of polygonal voltage is offered. In quality optimization criterion the minimum of specific consumed active power is used. Economic efficiency of functioning static thyristor compensator is proved at his feed by voltage of the rectangular and sawtooth form compared with a basic variant (a feed by a sine wave voltage).

Грицюк Ю.В., Грицюк И.В., Петухов Н.В., Добровольська Л.Н., Собчук Д.С. Применение питающих полигональных напряжений в качестве способа уменьшения потерь электрической энергии в статических тиристорных компенсаторах реактивной мощности. Рассмотрены режимы работы трёхфазного статического тиристорного компенсатора реактивной мощности с заземлённой нейтралью при его питании напряжениями полигональных форм. Предложен подход, суть которого состоит в использовании фильтрокомпенсирующего устройства, обычно применяемого с целью компенсации высших гармоник, для формирования полигональных напряжений. В качестве оптимизационного критерия используется минимум удельной потребляемой активной мощности. Доказана экономическая эффективность функционирования статического тиристорного компенсатора при его питании напряжениями прямоугольной и пилообразной формы сравнительно с базисным вариантом (питание синусоидальным напряжением).

Z. Huschak, Yu. Dobosh. Defects of main gas pipelines. In this paper the classification of defects in main gas pipelines depending on the type, origin, location and quantity, are presented. Analysis the causes, describes possible ways to eliminate and prevent the formation, are presented.

Гущак Ж.М., Добош У.П. Дефекты магистральных газопроводов. В работе приведена классификация характерных дефектов трубопроводов в зависимости от их типа, происхождения, размещения и количества. Проанализированы причины возникновения дефектов, описано возможные пути их устранения и предотвращения образования.

V. Kot. Transmission of concentrated moments to contour of elliptical opening of orthotropic plate via a system of disconnected elastic ribs. Mathematical model of problem about transmission of concentrated moment load from a system of two disconnected elastic ribs to contour of elliptic opening of infinite orthotropic plate has been developed. The approximate

Кот В.В. Передача сосредоточенных моментов к контуру эллиптического отверстия ортотропной пластинки системой разомкнутых упругих ребер. Построено математическую модель задачи о передаче сосредоточенной моментной нагрузки от системы двух разомкнутых упругих ребер к контуру эллиптического отверстия

solution of a system of singular integro- бесконечной ортотропной пластинки. differential equations of the problem has been Приближенное решение системы сингулярных performed by means of mechanical quadrature интегро-дифференциальных уравнений задачи and collocation method. A numerical illustration осуществлено методом механических has been examined. квадратур и коллокации. Рассмотрен числовой пример.