

НАУКОВІ НОТАТКИ

**Міжвузівський збірник
(за галузями знань «Технічні науки»)**

**Випуск 57
(січень-березень)
2017**

Луцьк 2017

РЕДАКЦІЙНА РАДА

Пустюльга С.І., декан МБФ, Луцький НТУ, д.т.н, професор; Рудь В.Д., зав. кафедри, Луцький НТУ, д.т.н., професор; Савчук П.П., ректор, Луцький НТУ, д.т.н., професор; Шваб'юк В.І., Луцький НТУ, д.т.н., професор; Заболотний О.В., проректор, Луцький НТУ, к.т.н., доцент.

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

Рудь В.Д., д.т.н., професор, Луцький НТУ (відповідальний редактор); Пустюльга С.І., д.т.н., професор, Луцький НТУ (заступник відповідального редактора); Заболотний О.В., к.т.н., доц., Луцький НТУ (заступник відповідального редактора); Савчук П.П., асистент, Луцький НТУ (відповідальний секретар); Бобир М.І., д.т.н., професор, НТУ України "КПІ"; Гевко Б.М., д.т.н., професор, Тернопільський НТУ; Дядюра К.О., д.т.н., професор, Сумський державний університет; Жигуц Ю.Ю., д.т.н., професор, ДВНЗ Ужгородський національний університет; Кіндрачук М.В., д.т.н., професор, Національний Авіаційний університет; Лотиш В.В., к.т.н., доц., Луцький НТУ; Майстренко А.Л., д.т.н., член-кореспондент НАН України, Інститут надтвердих матеріалів; Максимович В.М., д.ф.-м.н., професор, Луцький НТУ; Пальчевський Б.О., д.т.н., професор, Луцький НТУ; Петраков Ю.В., д.т.н., професор, НТУ України "КПІ"; Петровський В.Я., д.т.н., професор, інститут проблем матеріалознавства НАН України; Повстяной О.Ю., к.т.н., доц., Луцький НТУ; Савчук П.П., д.т.н., професор, Луцький НТУ; Струтинський В.Б., д.т.н., професор, НТУ України "КПІ"; Студеняк І.П., д.т.н., професор, ДВНЗ Ужгородський національний університет; Шваб'юк В.І., д.т.н., професор, Луцький НТУ; Штерн М.Б., д.т.н., професор, Інститут проблем матеріалознавства НАН України; Ярошевич М.П., д.т.н., професор, Луцький НТУ; Allison Macmillan, професор, доктор PhD, Глїндворський університет (Уельс, Великобританія); Драган О.В., к.т.н., доцент, Брестський державний технічний університет (Білорусь); Патер Збігнев, д.т.н., професор, Люблінська політехніка (Польща); Геворк Петросян, д.т.н., професор, Вірменський державний університет (Вірменія); Дімітер Ставнев, д.т.н., професор, Технічний університет м. Варні (Болгарія); Дешка Маркова, д.т.н., професор, Технічний університет м. Габрово (Болгарія)

Рекомендовано до друку Вченою радою Луцького національного технічного університету, протокол № 8 від 28.03.2017 р.

Свідоцтво Міністерства юстиції України про державну реєстрацію:

Серія КВ №15901-4373ПР від 13.11.2009 р.

Включено до Переліку наукових фахових видань України наказ МОН України № 528 від 12.05.2015 року та в наукометричну базу РИНЦ.

ISSN: 24-15-39-66

© Луцький національний технічний університет, 2017 р.

ШАНОВНІ ДОПISУВАЧІ, КОЛЕГИ!

Згідно наказу МОН України № 528 від 12.02.2015 р. затверджено Міжвузівський збірник наукових праць «НАУКОВІ НОТАТКИ», що видається Луцьким національним технічним університетом як наукове фахове видання України.

В збірнику публікуються результати теоретичних та експериментальних досліджень, які раніше не висвітлювались в печаті. Враховуючи, що збірник є фаховим виданням, в ньому корисно друкувати результати дисертаційних досліджень на здобуття наукового ступеня кандидата та доктора технічних наук за галузями знань "Технічні науки"

Статті друкуються українською, англійською або російською мовами.

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

Наша адреса:

43018, м. Луцьк, вул. Потебні, 56

Луцький національний технічний університет,
редакція міжвузівського збірника "Наукові нотатки"

Веб-сайт збірника: <http://notatki.com.ua>

З повагою,

*Відповідальний редактор,
професор Луцького НТУ*

В.Д. Рудь

ЗМІСТ

Зміст	4
Абрамов Д.В., Подригало Н.М., Подригало М.А. Коефіцієнт корисної дії і показники питомого споживання енергії при русі автомобіля.....	8
Андрущак І.Є. Особливості та специфіка технології мережевих атак.....	17
Астрелін І.М., Янушевська О.І., Іванюк О.В. Регенерація SiC кислотною обробкою шламу різання монокристалічного кремнію та реагентно-флокуляційне очищення утворених промивних вод.....	22
Белоконь Ю.О. Дослідження структури та фазового складу синтезованого алюмініду титану.....	27
Брайло М.В., Якущенко С.В., Фесенко І.П. Оптимізація вмісту ініціатора у полієфірній матриці за її фізико-механічними властивостями.....	32
Букетова Н.М., Нігалатій В.Д. Дослідження гідроабразивної зносостійкості епоксикомпозитів з підвищеними експлуатаційно-ремонтними характеристиками для засобів транспорту.....	37
Волков В.П., Грицук І.В., Грицук Ю.В., Волков Ю.В., Калашніков Є.Є. Особливості розробки математичних моделей оцінювання поточного і прогнозування параметрів технічного стану автомобіля.....	44
Гануліч Б.К., Матвійв Ю.Я. Про розвиток смуг плинності біля еліптичних вирізів та тріщин в умовах плоскої деформації.....	52
Гевко Б.М., Клендій В.М., Мельничук С.Л., Радик М.Д. Особливості конструкцій шнекових механізмів для добування сапропелів.....	57
Гінайло П.І. Необхідні умови екстремуму в задачі оптимального керування з лінійними багатозначними відображеннями.....	61
Гулієва Н.М. 3-D моделювання механічної обробки деталі.....	66
Ештеівілі А.М. Технологічне забезпечення точності шліфування циліндричних поверхонь.....	70
Євстаф'єва Є.О., Дядюра К.О. Застосування системного підходу щодо використання стандартів при підтвердженні відповідності продукції виробничо-технічного призначення.....	75
Кашицький В.П., Щеглов С.М. Вплив понижених температур на механічні характеристики епоксикомпозитів.....	83
Колесник О.А., Гурик О.Я., Пік А.І., Клендій М.І., Мельничук С.Л. Обґрунтування параметрів піднімально-транспортної лебідки.....	88
Котенко О.І., Кондусь В.Ю. Обґрунтування доцільності вдосконалення конструкції робочого колеса вільновихрового насоса.....	94
Красікова І.Є., Красіков І.В., Картузов В.В. Визначення мультифрактальних характеристик зображень структур матеріалів.....	102
Мазін О.С. Оцінка додаткових витрат енергії двигуна на виконання автомобілем поворота.....	111
Марасанов В.В., Шарко А.О. Наноструктурні моделі ініціювання сигналів акустичної емісії.....	115
Марчук І.В., Ештеівілі А.М., Олексин М.В. Технологічне забезпечення точності шліфування поверхонь обертання підшипників.....	123
Марчук Р.М., Комар Р.В., Дубиняк Т.С., Фльонц О.В., Диня В.І., Семенів І.І. Обґрунтування параметрів гідравлічної запобіжної муфти.....	128
Назаров І.О., Назаров В.І., Ємельянов В.Л. Покращення гальмівних властивостей легкових автомобілів за рахунок міжбортового розподілу гальмівних сил.....	134
Нарівський О.Е., Маркова Н.В. Вплив характерних особливостей селективного розчинення сплаву 06ХН28МДТ на його тривкість до МКК у високоокиснювальному середовищі.....	144
Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Жовтоног О.М. Оцінка динамічних властивостей й енергетичної економічності автомобілів з безступінчастою автоматичною трансмісією.....	152

Роженко Н.М., Картузов В.В., Гусачук Д.А. Визначення методом рентгенографії функції розподілу мікродеформацій у механоактивованих порошках вольфраму.....	161
Сметанкін С.О. Вплив модифікаторів 4,4 -сульфонілбіс (4,1-феніл) біс (N, N - діетилдитіокарбамату) на структуру і механічні властивості епоксидної матриці.....	168
Филипенко О.І., Чала О.О., Відешин М.І. Технологічні фактори виробництва, що впливають на якість покриттів дзеркальних поверхонь МОЕМС-перемікачів.....	178
Штаюра Н.С. Визначення залишкової міцності тонкостінних елементів конструкцій з короткими тріщинами.....	184
Штойко І.П. Корозійно-циклічна тріщиностійкість сталі нафтопроводу за механічних умов, які моделюють турбулентний потік нафти.....	190
НАШІ ЮВІЛЯРИ	196

ONTENTS

<i>Contents</i>	4
<i>Abramov D., Podrigalo N., Podrigalo M.</i> Efficiency and indicators of specific energy consumption when the car movement.....	8
<i>Andruschak I.Ye.</i> Features and specific technology network attacks.....	17
<i>Astrelin I.M., Yanushevska O.I., Ivanyuk O.V.</i> The Acid SiC regeneration treatment for single-crystal silicon cutting slurry and reagent and flocculant formed wash waste cleaning.....	22
<i>Belokon' Y.</i> The research of structure and phase composition synthesized of titanium aluminide.....	27
<i>Brailo M., Yakushchenko S., Fesenko I.</i> Optimization of initiator in the polyester matrix from its physical and mechanical properties.....	32
<i>Buketova N.M., Nihalatyy V.D.</i> Research hydroabrasive wear resistance of epoxy composites with high maintenance and repair of transport for performance.....	37
<i>Volkov V., Gritsuk I., Gritsuk Yu., Volkov Yu., Kalashnikov Ye.</i> Features of the development of mathematical models of estimation of the current and forecasting technical condition parameters of a car.....	44
<i>Ganulich B.K., Matviiv Yu.Ya.</i> On the development of plastic bands near elliptical cuts and cracks under plain strain.....	52
<i>Hevko B., Klendiy V., Melnychuk S., Radyk M.</i> Features screw mechanisms structures for extracting sapropel.....	57
<i>Ginaylo P.</i> Necessary conditions for extremum in optimal control problems for with linear multivalued mappings.....	61
<i>Huliieva N.M.</i> 3-D modeling of machining a workpiece.....	66
<i>Eshteivili A.M.</i> Grinding support accuracy shlifuvannnya cylindrical surfaces.....	70
<i>Yevstafieva Ye. O., Dyadyura K. O.</i> A systematic approach on the use of standards for conformity assessment of products of industrial-technical purpose.....	75
<i>Kashytskyi V., Scheglov S.</i> The influence of low temperatures on mechanical characteristics of epoxy composites.....	83
<i>Kolesnik O., Huryk O., Peak A., Klendiy M., Melnychuk S.</i> Rationale for setting lifting-transporting winches.....	88
<i>Kotenko A., Kondus V.</i> Justification advisability of improving the vortex pump impeller design.....	94
<i>Krasikova I.E., Krasikov I.V., Kartuzov V.V.</i> Determination of multifractal characteristics of the materials' structure images.....	102
<i>Mazin A.</i> Evaluation of engine power additional expenditure in creating vehicle a turn.....	111
<i>Marasanov V.V., Sharko A.A.</i> Nanostructured models of initiation signals acoustic emission.....	115
<i>Marchuk I.V., Eshteivili A.M., Oleksyn M.V.</i> Technology grinding ensure the accuracy of the bearing surfaces of revolution.....	123
<i>Marchuk R., Komar R., Dubynyak T., Flonts A. Dynya V., Semeniv I.</i> Rationale for setting hydraulic overload clutch.....	128
<i>Nazarov I.A., Nazarov V.I., Emelyanov V.L.</i> Improvement of brake properties of passenger cars for the account of the inter-border distribution of brake forces.....	134
<i>Narivskiy O., Markova N.</i> The effect of defining characteristics of selective dissolution of the 06XH28MДТ alloy on its resistance to intercrystalline corrosion in highly oxidizing environments.....	144
<i>Podrigalo M., Kaidalov R., Zhovtonog O.</i> Evaluation of dynamic properties and energy economical car with a continuously variable automatic transmission.....	152
<i>Rozhenko N.M., Kartuzov V.V., Husachuk D.A.</i> Determination of density function of microstrains into mechanically activated tungsten powders by method of x-ray diffraction.....	161

Smetankin S.A. Impact modifier 4.4 -sulfonilbis (4,1-phenylene) bis (N, N - diethyl) on structure and mechanical properties of the epoxy matrix.....	168
Filipenko O., Chala O., Videshyn M. Technological factors of production, which influence the quality of mirror surface coatings of MOEMS transferringers.....	178
Shtayura N. Residual strange determination of thin-walled structural elements with the short cracks.....	184
Shtoyko I.P. Corrosion-cyclic fatigue crack growth in the steel of oil pipeline at the mechanical conditions, which model oil turbulent flow.....	190
OUR BIRTHDAY	196

УДК 629.331.064

Д.В. Абрамов, Н.М. Подригало, М.А. Подригало*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет***КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ И ПОКАЗАТЕЛИ УДЕЛЬНОГО ПОТРЕБЛЕНИЯ ЭНЕРГИИ ПРИ ДВИЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ**

Определен безразмерный показатель удельного потребления энергии автомобиля при движении в установившемся режиме, показана его взаимосвязь с коэффициентом полезного действия. Определен коэффициент потерь в трансмиссии автомобиля, обусловленный динамическими и упругими потерями в режиме установившегося движения. Полученные аналитические выражения для определения динамических и упругих потерь энергии в трансмиссии позволяют осуществлять оценку энергетической экономичности автомобилей.

Ключевые слова: автомобиль, коэффициент полезного действия, потери энергии, полезная работа, режим установившегося движения

Д.В. Абрамов, Н.М. Подригало, М.А. Подригало*Харківський національний автомобільно-дорожній університет***КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ І ПОКАЗНИКИ ПИТОМОГО СПОЖИВАННЯ ЕНЕРГІЇ ПРИ РУСІ АВТОМОБІЛЯ**

Визначено безрозмірний показник питомого споживання енергії автомобіля при русі в сталому режимі, показаний його взаємозв'язок з коефіцієнтом корисної дії. Визначено коефіцієнт втрат в трансмісії автомобіля, обумовлений динамічними і пружними втратами в режимі усталеного руху. Отримані аналітичні вирази для визначення динамічних і пружних втрат енергії в трансмісії дозволяють здійснювати оцінку енергетичної економічності автомобілів.

Ключові слова: автомобіль, коефіцієнт корисної дії, втрати енергії, корисна робота, режим усталеного руху

D. Abramov, N. Podrigalo, M. Podrigalo*Kharkiv National Automobile and Highway University***EFFICIENCY AND INDICATORS OF SPECIFIC ENERGY CONSUMPTION WHEN THE CAR MOVEMENT**

The dimensionless measure of the specific energy consumption of the car at movement in a steady state is determined, its relationship to efficiency is illustrated. The loss factor in the transmission of the car due by the dynamic and springy losses in the mode of steady motion is determined. The analytical expressions for determination of dynamic and springy energy losses in transmission allow for the evaluation of the energy efficiency of cars.

Keywords: car, efficiency, loss of energy, useful work, steady motion mode

Постановка проблеми. Коэффициент полезного действия (КПД) является наиболее общим показателем экономичности преобразования энергии при работе машин, механизмов и приборов. Коэффициент полезного действия характеризует совершенство машинной техники в части экономичности расходования энергии при выполнении полезной работы.

В настоящей статье показано, что определение израсходованной энергии трудностей не вызывает, а вот понятие полезной работы относительно и зависит от задач, решаемых при совершенствовании конструкции машины или механизма.

В качестве примера рассмотрен установившийся процесс движения автомобиля, определены коэффициенты потерь, полезного действия и показатели удельного потребления энергии.

Анализ последних достижений и публикаций. Коэффициент полезного действия (КПД) машины или механизма характеризует те свойства изделия, которые отражают его техническое совершенство по количеству потребляемой в процессе работы энергии [1]. КПД относится к показателям экономичности энергопотребления и является наиболее общим показателем экономичности преобразования энергии [1]. Этот коэффициент характеризует совершенство машинной техники в части экономичности расходования энергии при выполнении полезной работы A_n [1]. Вторым показателем, характеризующим экономичность энергопотребления, является коэффициент потерь

$$\varphi = \frac{W_{nom}}{W_{pod}} \leq 1, \quad (1)$$

где W_{nom} – теряемая энергия; W_{pod} – подводимая энергия.

Коэффициент полезного действия η есть относительная величина (доля) подводимой энергии, которая используется в изделии по его прямому назначению, т.е. [1]

$$\eta = 1 - \varphi \leq 1. \quad (2)$$

Следует отметить то, что определение подводимой энергии ни у кого проблем не вызывает – это понятие абсолютное, характеризующее затраченную электроэнергию или энергию израсходованного жидкого (газообразного) топлива. Проблемы расчета КПД вызваны тем, что не для всех изделий можно однозначно определить полезную работу. Это касается, в первую очередь, таких объектов как автомобиль, что вызвало бурную полемику в научной литературе [2-8]. Нами предложено [9-12] определять КПД через коэффициент потерь (формулы (1) и (2)), учитывающий те потери энергии, которых можно избежать или которые можно уменьшить. В работах [13, 14] предложено кроме диссипативных потерь (на сухое и вязкое трение в кинематических парах) учитывать также потери, связанные с разгоном инерционных звеньев и деформацией упругих звеньев. Указанные потери предложено учитывать динамическим и упругим КПД [13, 14].

Следует отметить, что авторы работ [2-8] в процессе дискуссии обвиняли друг друга в нарушении законов механики. Анализ содержания курса теоретической механики [15] показывает отсутствие каких-либо упоминаний о КПД. Вопросы, связанные с определением КПД, возникают в курсе теории механизмов и машин [16], т.е. в прикладной механике. Это подтверждает наш тезис о субъективности выбора тех энергетических затрат, которые реализуют полезную работу.

Цель и постановка задач исследования. Целью исследования является совершенствование научно-методического аппарата квалиметрической оценки экономного расходования энергии при движении автомобиля.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить безразмерный показатель удельного потребления энергии автомобиля при движении в установившемся режиме и показать его взаимосвязь с КПД;
- определить в общем виде коэффициенты потерь в трансмиссии автомобиля, обусловленные динамическими и упругими потерями в режиме установившегося движения.

Результаты исследований. В настоящее время на автомобильном транспорте используются показатели топливной экономичности автомобилей, имеющие размерности: кг/км; кг/100км; л/100 км. Для оценки топливной экономичности ДВС используются показатели – удельные индикаторный и эффективный расходы топлива, измеряемые, соответственно, в кг/экВт·ч и кг/икВт·ч. Для оценки удельного потребления энергии автомобилем предлагается безразмерный показатель, представляющий собой величину, обратную КПД, т.е.

$$H = \frac{1}{\eta} = \frac{1}{1 - \varphi} = \frac{W_{под}}{A_n} \geq 1. \quad (3)$$

Физический смысл показателя H удельного потребления энергии (который может служить показателем энергетической экономичности [17]) состоит в том, что он показывает величину подведенной энергии, приходящейся на единицу выполненной полезной работы.

Величина Φ , являющаяся обратной фвеличиной

$$\Phi = \frac{1}{\varphi} = \frac{W_{под}}{W_{ном}} \geq 1, \quad (4)$$

позволяет оценить количество подведенной $W_{под}$ энергии, приходящейся на единицу потерь $W_{ном}$ энергии машины.

Таким образом, нами предложены безразмерные показатели удельного потребления энергии (энергетической экономичности машины) и показана их взаимосвязь с коэффициентами полезного действия и потерь машины.

Для установившегося движения машины справедливо равенство работ сил движущих и сопротивления движению за один цикл изменения скорости (линейной V или угловой ω) [16]. Нами дана характеристика установившегося движения [14], которая заключается в том, что оно, в отличие от равномерного движения, происходит с постоянной средней, а не мгновенной скоростью.

Динамические потери энергии создают инерционные звенья, а упругие потери – упругие звенья [12-14]. Рассмотрим динамические потери энергии автомобиля при установившемся движении. Природа этих потерь заключается в том, что за каждый период времени $T_{ц}$ происходит потеря кинетической энергии автомобиля

$$\Delta W_{кин}^{авт} = \frac{m_a \cdot (V_{\max}^2 - V_{\min}^2)}{2} = m_a \frac{V_{\max} + V_{\min}}{2} (V_{\max} - V_{\min}) = 2m_a \cdot \bar{V} \cdot A_V, \quad (5)$$

где \bar{V} – средняя скорость установившегося движения автомобиля, m_a – масса автомобиля; A_V – амплитуда колебаний скорости (при моделировании скорости V движения гармоническим законом),

$$\bar{V} = \frac{V_{\max} + V_{\min}}{2} = const; \quad (6)$$

$$A_V = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{2}. \quad (7)$$

Как уже отмечено, скорость автомобиля при установившемся движении моделируется гармоническим законом

$$V = \bar{V} + A_V \cdot \sin(\Omega_V \cdot t), \quad (8)$$

где t – время; Ω_V – круговая частота изменения скорости V при установившемся движении,

$$\Omega_V = \frac{2\pi}{T_u}. \quad (9)$$

Полезная работа, совершаемая при преодолении сил сопротивления движению автомобиля, за время T_u

$$A_n = \int_0^{T_u} \bar{V} \sum P_c dt, \quad (10)$$

где $\sum P_c$ – суммарная сила сопротивления движению автомобиля,

$$\sum P_c = m_a g \psi + \frac{c_x}{2} \rho F \bar{V}^2; \quad (11)$$

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с²; ψ – коэффициент суммарного дорожного сопротивления; c_x – коэффициент лобового аэродинамического сопротивления; ρ – плотность воздуха; F – площадь лобового сопротивления (мидель автомобиля).

После подстановки выражения (11) в уравнение (10), получим

$$A_n = \int_0^{T_u} \bar{V} \left(m_a g \psi + \frac{c_x}{2} \rho F \bar{V}^2 \right) dt. \quad (12)$$

Проведя интегрирование и учитывая соотношение (9), определим

$$A_n = \frac{2\pi \bar{V}}{\Omega_V} \left(m_a g \psi + \frac{c_x}{2} \rho F \bar{V}^2 \right) = \frac{2\pi \bar{V} m_a}{\Omega_V} \left(g \psi + \frac{c_x}{2m_a} \rho F \bar{V}^2 \right). \quad (13)$$

Коэффициент динамических потерь энергии автомобиля

$$\Phi_{дин} = \frac{\Delta W_{кин}^{авт}}{A_{П} + \Delta W_{кин}^{авт}} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta W_{кин}^{авт}}{A_n}}. \quad (14)$$

Подставляя выражения (13) и (5) в уравнение (14), получим

$$\Phi_{дин} = \frac{1}{1 + \frac{\pi}{\Omega_V \cdot A_V} \left(g \psi + \frac{c_x}{2m_a} \rho F \bar{V}^2 \right)}. \quad (15)$$

Динамический КПД автомобиля

$$\eta_{дин} = 1 - \Phi_{дин} = \frac{1}{1 + \frac{\pi \left(g \psi + \frac{c_x}{2m_a} \rho F \bar{V}^2 \right)}{\Omega_V \cdot A_V}}. \quad (16)$$

Анализ уравнений (15), (16) показывает, что с увеличением круговой частоты Ω_V и амплитуды A_V колебаний линейной скорости автомобиля происходит увеличение коэффициента $\Phi_{\text{дин}}$ динамических потерь. При этом динамический КПД автомобиля $\eta_{\text{дин}}$ уменьшается.

Потери энергии двигателя на разгон вращающихся масс трансмиссии (динамические потери в трансмиссии) автомобиля могут быть определены как

$$\Delta W_{\text{кин}}^{mp} = 0,5 \cdot I_{np}^k (\omega_{\text{к max}}^2 - \omega_{\text{к min}}^2), \quad (17)$$

где $\Delta W_{\text{кин}}^{mp}$ – потери кинетической энергии в трансмиссии за один цикл изменения скорости автомобиля при установившемся движении; I_{np}^k – приведенный к колесу автомобиля момент инерции вращающихся масс двигателя и трансмиссии; $\omega_{\text{к max}}$; $\omega_{\text{к min}}$ – максимальная и минимальная угловые скорости колеса автомобиля при установившемся движении.

Уравнение (17) преобразуем к виду

$$\Delta W_{\text{кин}}^{mp} = I_{np}^k \cdot \bar{\omega}_{\text{к}} \cdot \Delta \omega_{\text{к}}, \quad (18)$$

где $\bar{\omega}_{\text{к}}$ – средняя угловая скорость ведущего колеса при установившемся движении автомобиля; $\Delta \omega_{\text{к}}$ – изменение угловой скорости ведущего колеса автомобиля в установившемся режиме,

$$\bar{\omega}_{\text{к}} = 0,5(\omega_{\text{к max}} + \omega_{\text{к min}}); \quad (19)$$

$$\Delta \omega_{\text{к}} = \omega_{\text{к max}} - \omega_{\text{к min}} = 2A_{\omega}, \quad (20)$$

A_{ω} – амплитуда колебаний угловой скорости ведущего колеса автомобиля в установившемся режиме движения.

Угловая скорость ведущего колеса автомобиля при наличии коэффициента неравномерности крутящего момента [15]

$$k_1 = \frac{M_{i \text{ max}} - M_{i \text{ min}}}{\bar{M}_i} = 0,08 + \frac{14,44}{i_y} \quad (21)$$

может быть определена из следующего выражения [18]:

$$\omega_{\text{к}} = \frac{\bar{\omega}_e}{u_{mp}} \left[1 + \frac{\bar{M}_i \cdot k_1 \cdot i_y \cdot \cos \left(\frac{\bar{\omega}_e \cdot i_y \cdot t}{2} \right)}{4k^2 \left(I_{np}^{\partial e} + I_{np}^{mp} + \frac{m_a \cdot r_{\delta}^2}{u_{mp}^2} \right) \left(\frac{4k^2}{\bar{\omega}_e^2 \cdot i_y^2} - 1 \right)} \right], \quad (22)$$

где $M_{i \text{ max}}$; $M_{i \text{ min}}$; \bar{M}_i – максимальный, минимальный и средний индикаторные крутящие моменты двигателя внутреннего сгорания (ДВС), определяемые за один цикл установившегося движения автомобиля; i_y – число цилиндров ДВС; $\bar{\omega}_e$ – средняя угловая скорость коленчатого вала ДВС при установившемся движении; u_{mp} – общее передаточное число трансмиссии автомобиля; $I_{np}^{\partial e}$ – приведенный к коленчатому валу момент инерции всех вращающихся и поступательно движущихся масс ДВС; I_{np}^{mp} – приведенный к коленчатому валу ДВС момент инерции вращающихся масс трансмиссии (включая колеса); r_{δ} – динамический радиус колеса; k – круговая частота колебаний входного вала трансмиссии автомобиля,

$$k = \sqrt{\frac{C_{yzt}}{I_{np}^{\partial e} + I_{np}^{mp} + \frac{m_a \cdot r_{\delta}^2}{u_{mp}^2}}}, \quad (23)$$

C_{yzt} – угловая жесткость трансмиссии, приведенная к коленчатому валу ДВС (с учетом угловой жесткости ведущих колес автомобиля).

Средняя угловая скорость ведущих колес автомобиля

$$\bar{\omega}_{\text{к}} = \frac{\bar{\omega}_e}{u_{mp}} = \frac{\bar{V}}{r_{\delta}}. \quad (24)$$

Максимальная и минимальная угловые скорости ведущих колес (из уравнения (22))

$$\omega_{\kappa \max} = \bar{\omega}_{\kappa} \left[1 + \frac{\bar{M}_i \cdot k_1 \cdot i_u}{4k^2 \left(I_{np}^{\partial s} + I_{np}^{mp} + \frac{m_a \cdot r_d^2}{u_{mp}^2} \right) \left(\frac{4k^2}{\bar{\omega}_e^2 \cdot i_u^2} - 1 \right)} \right]; \quad (25)$$

$$\omega_{\kappa \min} = \bar{\omega}_{\kappa} \left[1 - \frac{\bar{M}_i \cdot k_1 \cdot i_u}{4k^2 \left(I_{np}^{\partial s} + I_{np}^{mp} + \frac{m_a \cdot r_d^2}{u_{mp}^2} \right) \left(\frac{4k^2}{\bar{\omega}_e^2 \cdot i_u^2} - 1 \right)} \right]. \quad (26)$$

Изменение угловой скорости ведущих колес за один цикл установившегося движения автомобиля

$$\Delta \omega_{\kappa} = \omega_{\kappa \max} - \omega_{\kappa \min} = \bar{\omega}_{\kappa} \cdot \frac{\bar{M}_i \cdot k_1 \cdot i_u}{2k^2 \left(I_{np}^{\partial s} + I_{np}^{mp} + \frac{m_a \cdot r_d^2}{u_{mp}^2} \right) \left(\frac{4k^2}{\bar{\omega}_e^2 \cdot i_u^2} - 1 \right)}. \quad (27)$$

Уравнения (25) и (26) соответствуют колебаниям трансмиссии в дорезонансной зоне ($\Omega_M = \frac{\bar{\omega}_e \cdot i_u}{2} < k$). При переходе в зарезонансную зону ($\frac{\bar{\omega}_e \cdot i_u}{2} > k$) знаки в квадратных скобках уравнений (25) и (26) изменяются на противоположные. При этом $\omega_{\kappa \max}$ становится $\omega_{\kappa \min}$, а $\omega_{\kappa \min}$ становится $\omega_{\kappa \max}$. Это вызвано тем, что в зарезонансной зоне [15] происходит сдвиг на величину π фазы колебаний системы относительно фазы колебаний возмущающего крутящего момента.

Амплитуда колебаний угловой скорости ведущих колес

$$A_{\omega} = \left| \frac{\Delta \omega_{\kappa}}{2} \right| = \bar{\omega}_{\kappa} \cdot \frac{\bar{M}_i \cdot k_1 \cdot i_u}{4k^2 \left(I_{np}^{\partial s} + I_{np}^{mp} + \frac{m_a \cdot r_d^2}{u_{mp}^2} \right) \cdot \left| \frac{4k^2}{\bar{\omega}_e^2 \cdot i_u^2} - 1 \right|}. \quad (28)$$

В уравнении (18)

$$I_{np}^{\kappa} = (I_{np}^{\partial s} + I_{np}^{mp}) \cdot u_{mp}^2. \quad (29)$$

После подстановки уравнений (19), (21), (28), (29) в уравнение (18) получим

$$\Delta W_{кин}^{mp} = \frac{\bar{\omega}_{\kappa}^2}{2} \cdot \frac{\bar{M}_i \cdot (0,08i_u + 14,44) \cdot u_{mp}^2}{k^2 \left(1 + \frac{\frac{m_a \cdot r_d^2}{u_{mp}^2}}{I_{np}^{\partial s} + I_{np}^{mp}} \right) \cdot \left| \frac{4k^2}{\bar{\omega}_e^2 \cdot i_u^2} - 1 \right|}. \quad (30)$$

Средний индикаторный момент двигателя

$$\bar{M}_i = \frac{r_d \sum P_c}{u_{mp} \cdot \eta_{mp}^{\partial scc} \cdot \eta_{\partial s}^M}, \quad (31)$$

где $\eta_{mp}^{\partial scc}$ – КПД трансмиссии, учитывающий потери на трение; $\eta_{\partial s}^M$ – механический КПД ДВС.

Уравнение (30) с учетом (24) и (31) преобразуется к следующему виду:

$$\Delta W_{кин}^{mp} = \frac{\bar{V}^2}{2 \cdot r_d} \cdot \frac{u_{mp} \cdot \sum P_c \cdot (0,08i_u + 14,44)}{\eta_{mp}^{\partial scc} \cdot \eta_{\partial s}^M \cdot k^2 \left(1 + \frac{\frac{m_a \cdot r_d^2}{u_{mp}^2}}{I_{np}^{\partial s} + I_{np}^{mp}} \right) \cdot \left| \frac{4k^2}{\bar{\omega}_e^2 \cdot i_u^2} - 1 \right|}. \quad (32)$$

Определим амплитуду колебаний линейной скорости автомобиля (с учетом соотношений (28), (31), (21))

$$A_V = A_{\omega} \cdot r_{\delta} = \bar{V} \cdot \frac{r_{\delta} \sum P_c \cdot (0,08i_u + 14,44)}{u_{mp} \cdot \eta_{mp}^{\text{дiucc}} \cdot \eta_{\delta\epsilon}^M \cdot k^2 \left(I_{np}^{\delta\epsilon} + I_{np}^{mp} + \frac{m_a \cdot r_{\delta}^2}{u_{mp}^2} \right) \cdot \left| \frac{4k^2}{\bar{\omega}_e^2 \cdot i_u^2} - 1 \right|}. \quad (33)$$

После подстановки (33) в (5) определим

$$\Delta W_{кин}^{авт} = \frac{m_a \bar{V}^2}{2} \cdot \frac{r_{\delta} \cdot \sum P_c \cdot (0,08i_u + 14,44)}{u_{mp} \cdot \eta_{mp}^{\text{дiucc}} \cdot \eta_{\delta\epsilon}^M \cdot k^2 \left(I_{np}^{\delta\epsilon} + I_{np}^{mp} + \frac{m_a \cdot r_{\delta}^2}{u_{mp}^2} \right) \cdot \left| \frac{4k^2}{\bar{\omega}_e^2 \cdot i_u^2} - 1 \right|}. \quad (34)$$

Суммарные динамические потери энергии трансмиссии и автомобиля

$$\Delta W_{кин\Sigma} = \Delta W_{кин}^{авт} + \Delta W_{кин}^{mp} = \frac{\bar{V}^2}{2} \cdot \sum P_c \cdot \frac{(0,08i_u + 14,44) \cdot \left(u_{mp} + \frac{m_a \cdot r_{\delta}^2}{I_{np}^{\delta\epsilon} + I_{np}^{mp}} \right)}{r_{\delta} \cdot \eta_{mp}^{\text{дiucc}} \cdot \eta_{\delta\epsilon}^M \cdot k^2 \left(1 + \frac{\frac{m_a \cdot r_{\delta}^2}{u_{mp}^2}}{I_{np}^{\delta\epsilon} + I_{np}^{mp}} \right) \cdot \left| \frac{4k^2}{\bar{\omega}_e^2 \cdot i_u^2} - 1 \right|}. \quad (35)$$

Определим работу сил упругой деформации входного вала трансмиссии [14] с учетом (31), (21) и (24)

$$A_{yup} = \frac{2r_{\delta}^4 \cdot (\sum P_c)^2 \left(0,08 + \frac{14,44}{i_u} \right) \left(0,98 - \frac{3,62}{i_u} \right)}{u_{mp}^3 \cdot \bar{V}^2 \cdot \eta_{mp}^{\text{дiucc}} \cdot \eta_{\delta\epsilon}^M \cdot i_u^2 \cdot \left(I_{np}^{\delta\epsilon} + I_{np}^{mp} + \frac{m_a \cdot r_{\delta}^2}{u_{mp}^2} \right) \cdot \left| \frac{4k^2}{\bar{\omega}_e^2 \cdot i_u^2} - 1 \right|}. \quad (36)$$

Работа сил упругости валов трансмиссии равна так называемым упругим потерям в трансмиссии, т.е.

$$A_{yup} = \Delta W_{yup}^{mp}. \quad (37)$$

Суммарные энергетические потери в трансмиссии автомобиля

$$\begin{aligned} \Delta W^{mp} &= \Delta W_{кин}^{mp} + \Delta W_{yup}^{mp} = \\ &= \frac{\sum P_c \left(0,08 + \frac{14,44}{i_u} \right)}{\eta_{mp}^{\text{дiucc}} \cdot \eta_{\delta\epsilon}^M \cdot \left(1 + \frac{\frac{m_a \cdot r_{\delta}^2}{u_{mp}^2}}{I_{np}^{\delta\epsilon} + I_{np}^{mp}} \right) \cdot \left| \frac{4k^2}{\bar{\omega}_e^2 \cdot i_u^2} - 1 \right|} \left[\frac{u_{mp} \cdot i_u \cdot \bar{V}^2}{2r_{\delta} \cdot k^2} + \frac{2r_{\delta}^4 \sum P_c \left(0,98 - \frac{3,62}{i_u} \right)}{(I_{np}^{\delta\epsilon} + I_{np}^{mp}) \cdot u_{mp}^3 \cdot \bar{V}^2 \cdot i_u^2} \right]. \end{aligned} \quad (38)$$

Суммарные динамические и упругие потери автомобиля

$$\Delta W_{\Sigma} = \Delta W_{кин\Sigma} + \Delta W_{yup}^{mp} = \frac{\sum P_c \left(0,08 + \frac{14,44}{i_u} \right)}{\eta_{mp}^{\text{дiucc}} \cdot \eta_{\delta\epsilon}^M \cdot \left(1 + \frac{\frac{m_a \cdot r_{\delta}^2}{u_{mp}^2}}{I_{np}^{\delta\epsilon} + I_{np}^{mp}} \right) \cdot \left| \frac{4k^2}{\bar{\omega}_e^2 \cdot i_u^2} - 1 \right|} \times$$

$$\times \left[\frac{i_y \cdot \bar{V}^2}{2r_\delta \cdot k^2} \left(u_{mp} + \frac{m_a \cdot r_\delta^2}{I_{np}^{\delta\delta} + I_{np}^{mp}} \right) + \frac{2r_\delta^4 \sum P_c}{u_{mp}^3 \cdot \bar{V}^2 \cdot i_y^2} \cdot \frac{0,98 - \frac{3,62}{i_y}}{I_{np}^{\delta\delta} + I_{np}^{mp}} \right]. \quad (39)$$

Выражение (13) для полезной работы можно представить в виде

$$A_n = \frac{2\pi\bar{V}}{\Omega_V} \cdot \sum P_c. \quad (40)$$

Учитывая соотношение (24) и

$$\Omega_V = \Omega_M = \frac{\bar{\omega}_e \cdot i_y}{2}, \quad (41)$$

преобразуем (40) к виду

$$A_n = \frac{4\pi r_\delta}{u_{mp} \cdot i_y} \cdot \sum P_c. \quad (42)$$

Введем функцию

$$\gamma_{nom} = \frac{\Delta W_\Sigma}{A_n}, \quad (43)$$

характеризующую потери энергии, приходящиеся на единицу полезной работы. В этом случае коэффициент потерь, коэффициент полезного действия, показатель удельных потерь при установившемся движении автомобиля и безразмерный удельный показатель потребления автомобилем энергии и будут соответственно равны

$$\varphi_{авт} = \frac{\Delta W_\Sigma}{\Delta W_\Sigma + A_n} = \frac{1}{1 + \frac{A_n}{\Delta W_\Sigma}} = \frac{1}{1 + \frac{1}{\gamma_{nom}}}; \quad (44)$$

$$\eta_{авт} = 1 - \varphi_{авт} = \frac{1}{1 + \gamma_{nom}}; \quad (45)$$

$$\Phi_{авт} = \frac{1}{\varphi_{авт}} = 1 + \frac{1}{\gamma_{nom}}; \quad (46)$$

$$H_{авт} = \frac{1}{\eta_{авт}} = 1 + \gamma_{nom}. \quad (47)$$

Анализ выражений (44)-(47) показывает, что с уменьшением показателя γ_{nom} происходит снижение коэффициента потерь автомобиля $\varphi_{авт}$ и безразмерного удельного показателя $H_{авт}$ потребления автомобилем энергии. При этом КПД автомобиля $\eta_{авт}$ и показатель удельных потерь $\Phi_{авт}$ при установившемся движении увеличиваются. Таким образом, γ_{nom} с учетом выражений (24), (29) и известных зависимостей [8, 14]

$$\delta_{вр} = 1 + \frac{I_{np}^k}{m_a r_\delta^2} = 1,03 + 0,05u_\kappa, \quad (48)$$

Где u_κ – передаточное число коробки передач автомобиля, а также зависимости, справедливой для установившегося режима движения автомобиля

$$N_e = \frac{\bar{V} \cdot \sum P_c}{\eta_{mp}^{disc}}, \quad (49)$$

формула (43) примет вид

$$\gamma_{nom} = \frac{0,08i_y + 14,44}{4\pi \cdot \eta_{\delta\delta}^M (1,03 + 0,05u_\kappa^2) \cdot \left| \frac{4k^2 r_\delta^2}{\bar{V}^2 \cdot u_{mp}^2 \cdot i_y^2} - 1 \right|} \times$$

$$\times \left[\frac{\bar{V}^2 i_u u_{mp}^2 (0,03 + 0,05 u_k^2 + u_{mp})}{2r_\delta^2 \cdot k^2 \cdot \eta_{mp}^{dusc}} + \frac{2r_\delta N_e}{\bar{V}^3 \cdot m_a \cdot i_u^2} \left(0,98 - \frac{3,62}{i_u} \right) \right]. \quad (50)$$

Уменьшение показателя γ_{nom} позволяет повысить энергетическую экономичность автомобиля. При резонансе ($2k = \bar{\omega}_e \cdot i_u$) показатель $\gamma_{nom} \rightarrow \infty$.

На рисунке 1 представлены графики зависимости функции γ_{nom} от круговой частоты колебаний входного вала трансмиссии на примере легкового автомобиля Toyota Land Cruiser при движении на различных передачах с установившейся скоростью \bar{V} , соответствующей максимальной эффективной мощности двигателя $N_{e_{max}}$. В процессе расчета использовались следующие значения параметров автомобиля Toyota Land Cruiser [18]: полная масса $m_a = 3260$ кг; максимальная мощность двигателя $N_{e_{max}} = 175$ кВт; передаточные числа коробки передач $u_{k1} = 3,52$; $u_{k2} = 2,04$; $u_{k3} = 1,4$; $u_{k4} = 1$; $u_{k5} = 0,716$; передаточное число главной передачи $u_0 = 4,1$; динамический радиус ведущих колес $r_\delta = 0,374$ м. Значения КПД трансмиссии, учитывающего потери на трение и механического КПД двигателя принимаем согласно [19] соответственно $\eta_{mp}^{dusc} = 0,9$ и $\eta_{\delta e}^M = 0,83$.

Анализ графиков (рис. 1а, в) показывает, что резонанс происходит при $k = 2010 \text{ c}^{-1}$. При этом $\gamma_{nom} \rightarrow \infty$, а $\eta_{авт} = 0$. В околорезонансной зоне потери настолько велики, что $\eta_{авт}$ не превышает 3%. При изменении k в диапазоне от 3000 c^{-1} до 5000 c^{-1} (рис.1 б, г) величина показателя γ_{nom} варьируется в диапазоне от 1,2 до 0,05, а коэффициент полезного действия $\eta_{авт}$ – в диапазоне от 0,41 до 0,93, при этом с повышением передачи, на которой движется автомобиль, γ_{nom} уменьшается, а $\eta_{авт}$ увеличивается.

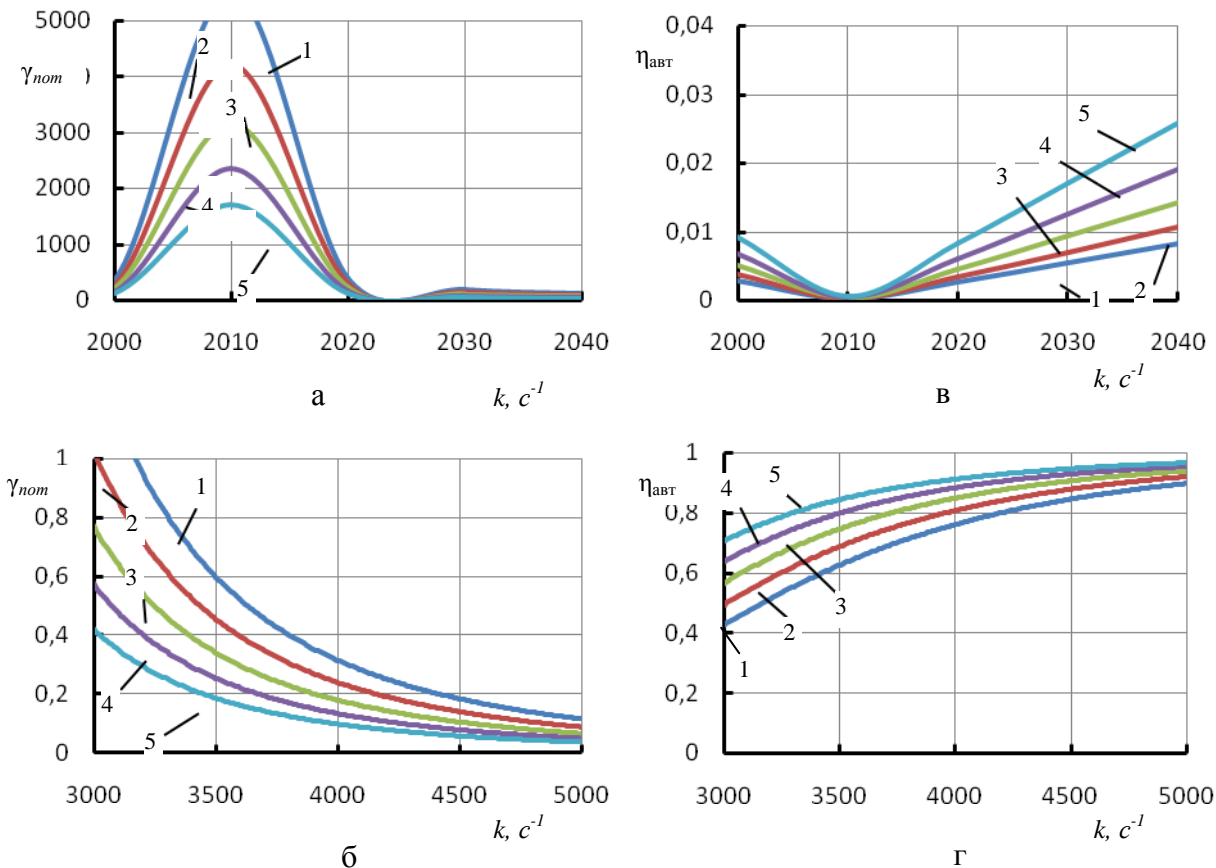


Рис. 1 - Графики зависимости γ_{nom} и $\eta_{авт}$ от круговой частоты колебаний входного вала трансмиссии для автомобиля Toyota Land Cruiser: 1-5 – при движении соответственно на 1й-5й передачах

Выводы. Предложенный безразмерный показатель удельного потребления энергии позволяет производить оценку энергетической экономичности автомобиля. Указанный показатель является величиной обратной коэффициенту полезного действия. Увеличение круговой частоты

Ω_v и амплитуды A_v колебаний линейной скорости при установившемся движении автомобиля приводит к увеличению коэффициента $\Phi_{дин}$ динамических потерь и безразмерного удельного показателя энергии. При этом динамический КПД автомобиля $\eta_{дин}$ и показатель динамических потерь $\Phi_{дин}$ уменьшаются. Полученные аналитические выражения для определения динамических и упругих потерь энергии в трансмиссии позволяют осуществлять оценку энергетической экономичности автомобилей.

Список использованных источников:

1. Федюкин В.К. Основы квалиметрии. Управление качеством продукции. Учебное пособие / В.К. Федюкин. – М.: Информационно-издательский дом «Филин», 2004. – 296 с.
2. Токарев А.А. Еще раз о КПД автомобиля / А.А. Токарев // Автомобильная промышленность. – М.: Машиностроение, 1997. – №9. – С. 18-21.
3. Евсеев П.П. Энергетические показатели функционирования автомобиля на маршруте. Термины и «тернии» / П.П. Евсеев // Автомобильная промышленность. – М.: Машиностроение. – 1999. – №2. – С.15-17.
4. Евсеев П.П. И еще раз о КПД автомобиля / П.П. Евсеев // Автомобильная промышленность. – М.: Машиностроение. – 1999. – №3. – С. 20-21.
5. Евсеев П.П. Работа, производительность и КПД автомобиля с позиций физики, стандартизации и метрологии / П.П. Евсеев // Автомобильная промышленность. – М.: Машиностроение. – 2003. – №4. – С. 7-10.
6. Евсеев П.П. – Эффективный КПД двигателя автомобиля / П.П. Евсеев // Автомобильная промышленность. – М.: Машиностроение. – 2006. – №4. – С. 12-14.
7. Евсеев П.П. Некоторые вопросы энергетики автомобиля / П.П. Евсеев. – К.: ЗАТ «ВИПОЛ», 2006. – 236 с.
8. Говорушенко Н.Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте / Н.Я. Говорушенко. – М.: Транспорт, 1990. – 135 с.
9. Кириченко И.Г. Оценка коэффициента полезного действия колесных машин на транспортных операциях / И.Г. Кириченко, Н.М. Подригало // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов ХГАДТУ. – Х.: Изд-во ХГАДТУ, 1998. – №1. – С. 26-28.
10. Подригало М.А. Полезная работа и КПД автомобиля / М.А. Подригало, Н.М. Подригало // Автомобильная промышленность. – М.: Машиностроение. – 2007. – №8. – С. 19-21.
11. Подригало М.А. Мощность двигателя и КПД автомобиля при его разгоне / М.А. Подригало, Н.М. Подригало, В.Л. Файст // Автомобильная промышленность. – М.: Машиностроение. – 2008. – №8. – С. 12-16.
12. Подригало М.А. Коэффициент динамичности и КПД легкового автомобиля / М.А. Подригало, Д.М. Клец, А.И. Коробко, А.Н. Мостовая // Вестник ХНАДУ. Сборник научных трудов. – Х.: Изд-во ХНАДУ. – 2010. – Вып. 49. – С. 29-34.
13. Подригало Н.М. Динамический коэффициент полезного действия трансмиссии автомобиля / Н.М. Подригало // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. – Вып. 35. – Технические науки. – Симферополь: НИЦ КИПУ, 2012. – С. 6-9.
14. Подригало Н.М. Концепция обеспечения эффективности и контроля функциональной стабильности моторно-трансмиссионных установок транспортно-тяговых средств: дис. ... доктора техн. наук: 05.22.20 / Подригало Надежда Михайловна. – Х., 2016. – 408 с.
15. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики / С.М. Тарг. – М.:Наука, 1968. – 480 с.
16. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1975. – 639 с.
17. Энергетическая экономичность автомобиля и критерии ее оценки / М.А. Подригало, Д.В. Абрамов, Ю.В. Тарасов, В.М. Ефимчук // Вісникна ціонального технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2015. – №10 (1119). – С. 28-37.
18. Кисуленко Б.В. Краткий автомобильный справочник. Том 3. Легковые автомобили. Часть 2 / Насонов А.П., Кисуленко Б.В., Венгеров И.А., Дементьев Ю.В., Комаров В.В., Рошаль Л.Я. [Под редакцией Насонов А.П.] – М.: НПСТ «Трансконсалтинг», 2004. – 560 с.
19. Мацкерле Ю. Современный экономичный автомобиль / Ю. Мацкерле. Пер. с чешск. В. Б. Иванова; Под ред. А. Р. Бенедиктова. – М.: Машиностроение, 1987. – 320 с.

Стаття надійшла до редакції 03.03.2017

УДК 61:004.651 (075.8)

І.Є. Андрушак*Луцький національний технічний університет***ОСОБЛИВОСТІ ТА СПЕЦИФІКА ТЕХНОЛОГІЙ МЕРЕЖЕВИХ АТАК**

В роботі проведено огляд та питання особливості та специфіки технологій мережеских атак в комп'ютерних мережах, стан та перспективи розвитку методів, засобів захисту та безпеки в мережах. Виділено ключові площини аспектів застосування технологій систем захисту та безпеки в сучасних комп'ютерних мережах.

Ключові слова: мережескі атаки, сніффер пакетів, криптографія, інформаційна безпека, контроль доступу, ідентифікатори програм.

И.Е. Андрушак*Луцкий национальный технический университет***ОСОБЕННОСТИ И СПЕЦИФИКА ТЕХНОЛОГИИ СЕТЕВЫХ АТАК**

В работе проведен обзор и вопросы особенности и специфики технологии сетевых атак в компьютерных сетях, состояние и перспективы развития методов, средств защиты и безопасности в сетях. Выделены ключевые плоскости аспектов применения технологий систем защиты и безопасности в современных компьютерных сетях.

Ключевые слова: сетевые атаки, сниффер пакетов, криптография, информационная безопасность, контроль доступа идентификаторы программ.

I.Ye. Andruschak*Lutsk national technical university***FEATURES AND SPECIFIC TECHNOLOGY NETWORK ATTACKS**

In this work, a review and issue the specific features and technologies of computer network attacks in networks state and prospects of development of methods of plant protection and security networks. Highlight key aspects plane use of technology protection and security of computer networks today.

Keywords: network attacks, packet sniffer, cryptography, information security, access kontrol IDs programs.

There is a huge variety of different configurations of computers, operating systems and network equipment, however, is not a barrier to access to the global network. This situation was made possible thanks to the universal network protocol TCP / IP, which establishes certain standards and rules for data transmission over the Internet. Unfortunately, such versatility has meant that computers that use this protocol were vulnerable to outside influence, and because the TCP / IP protocol is used on all computers connected to the Internet, the attackers no need to develop individual means of access to other people's cars.

Network attack - an attempt to influence the remote computer using software methods. Generally, the purpose of network attack is a violation of privacy, that is, stealing information. In addition, network attacks are carried out to access someone else's computer and further changes in files located on it.

There are several types of classification of network attacks. One of them - on the basis of impact. Passive network attacks designed to obtain confidential information from a remote computer. These attacks, for example, the reading of incoming and outgoing e-mail. As for the active network attacks, their task is not only access to some information, but their modification. One of the most significant differences between these types of attacks is to detect passive intervention is almost impossible, while the effects of active attack is usually visible.

Strong authentication is the most important means of protection method sniffintha packages. By "strong" we understand these authentication methods that are difficult to get around. An example of such authentication is a one-time passwords (One-Time Passwords, OTP).

Packet sniffer is an application that uses a network card which works in promiscuous mode (in this mode all packets received on physical channels, network adapter sends the application for processing). This sniffer intercepts all network packets that are transmitted through a domain. Currently sniffer works on a completely legitimate. With sniffer can find useful and sometimes sensitive information (eg usernames and passwords).

Another way to combat sniffinhom packets in a network environment is to create a switched infrastructure. If used throughout the organization switched Ethernet, hackers can gain access only to the traffic coming to the port to which they are connected.

Antysniffery - a Fight sniffinhom is to install hardware or software that recognize sniffers that are

running on the network.

Cryptography - the most effective means of combating sniffing packets while not preventing interception and sniffer does not recognize the work, but does the job vain.[1]

IP-spoofing occurs when a hacker that is inside a corporation or beyond, impersonating the authorized user. The threat of spoofing can be weakened by using these measures:

Access Control - the easiest way to prevent IP-spoofing is the proper selection of access control. The administrator can prevent the spoofing another's networks by users of its network. You must cull any outgoing traffic starting address is not one of the IP-addresses of your organization.

The most effective method of dealing with IP-spoofing - the same as in the case of packages sniffing:

- need to make the attack completely ineffective. IP-spoofing can function only on condition that the authentication is based on IP-addresses. Therefore, the introduction of additional authentication methods for making such attacks useless.

- denial of Service Denial of Service (SDS), without a doubt, is the best known form of hacker attacks. Among hackers, DoS attacks are considered child's play, and their application is contemptuous smile, because of DoS minimum required knowledge and skills. Nevertheless, it is the ease of implementation and the huge scale of the damage caused to SDS attract the attention of administrators responsible for network security.

Most DOS attacks designed not to software errors or breaches in security, and the general weakness of the system architecture. The threat of such attacks SDS can be reduced in three ways:

- the correct configuration antyspufinha functions on routers and firewalls to help reduce the risk of SDS.

- the correct configuration of anti-SDS features on routers and firewalls may limit the effectiveness of attacks. These features often limit the number of half-open channel at any given time.

Restricting traffic (traffic rate limiting). The organization can ask the provider (ISP) to limit traffic. This type of filtering allows you to limit the amount of non-critical traffic that passes through your network. A common example is to limit the volume of traffic ICMP, which is used only for diagnostic purposes.

Hackers can perform password attacks using a variety of methods such as simple brute (brute force attack), Trojan horse, IP-spoofing and sniffing packages. Although login and password are often available through IP-spoofing and packet sniffing, hackers often try to steal your password and login, using many access attempts. This approach is called a simple enumeration (brute force attack).

Often such attacks, a special program that tries to access public resources (such as servers). Password attacks can be avoided if you do not use passwords in text form. One-time passwords or cryptographic authentication can virtually nullify the threat of such attacks. Unfortunately, not all applications, hosts and devices support the above authentication methods [2].

For such attacks Man-in-the-Middle hacker need access to the packets transmitted over the network. Such access to all packets transmitted from the provider to any other network can get employee of the provider. For this type of attack is often used sniffer packet transport protocols and routing protocols. Effectively deal with such attacks Man-in-the-Middle is through cryptography.

The attacks at the application level can be performed in several ways. The most common of them - the use of the known weaknesses of the server software (sendmail, HTTP, FTP). The main problem in the attacks at the application level is that hackers often use ports that are allowed to pass through the firewall. Measures that can be done to reduce vulnerability to attacks of this type - a reading log files and network operating systems, log files and analyze them using specific analytical applications [3].

Network intelligence - a collection of information about the network using public data and applications. In preparation for an attack against any network hacker usually tries to get her on which more information.

Methods of protection:

- use the latest versions of operating systems and applications and the latest correction modules ("patches");

- use of detection of attacks (IDS).

Breach of trust - this type of action is not in the full sense of the word attack or assault. It is a malicious use of trust relationships that exist in the network. A classic example of this abuse is the situation in the peripheral part of the corporate network. In this segment are often servers DNS, SMTP and HTTP. Since they all belong to the same segment, breaking any of them leads to breaking all the others, because these servers are trusted by other systems of the network. The risk of abuse of trust can be

reduced due to tighter control of levels of trust within their network.

Forwarding ports is a form of abuse of trust when broken host used to pass through the firewall traffic that otherwise would necessarily be rejected. The main way to combat the use of port forwarding is a reliable model of trust.

Workstations end users are very vulnerable to viruses and Trojan horses. Viruses known malicious programs implemented in other programs to perform a specific function unwanted workstation end user.

Trojan horse - is not soft paste and true program that at first glance seems to be a useful application, but in fact performs harmful role. Fighting viruses and Trojan horses is through effective antivirus software running on the user level and possibly at the network level [4].

By way of implementation of all measures to ensure the security of computer systems are divided into:

- regulatory (legislative);
- ethical;
- organizational (administrative);
- software and hardware.

Regulatory support - this includes regulations, regulations, instructions, manuals, requirements that are mandatory within the scope of their actions, as well as the rules and regulations of agencies, services, facilities, implementing information security function, various techniques that provide user activity while performing their work in terms of solid information security requirements. By ethical measures include combating all kinds of behavior norms that have traditionally formed or in the society or the country. These rules are generally not binding as the legislatively approved, but their failure usually leads to a drop in credibility, prestige person, group or organization's image.

Organisational protection measures - a point that regulate the functioning of the processing, use of resources, the activities of the staff, and also for user interaction with the system so that most hinder or exclude the possibility of implementing security threats.

Technical (hardware and software) protection referred to various electronic devices and special programs that perform (alone or in combination with hardware) protection functions (identification and authentication of users, access to resources, event registration, encryption information, etc.).

Organizational remedies COP include:

- development of rules of information processing in the Constitutional Court;
- measures taken in the design, construction, equipment and facilities, nodes and other objects of the information system, excluding the impact of natural disasters, the possibility of unauthorized penetration into buildings, etc. ;
- measures taken in the selection and training of personnel.

In this case, the test provided for hired employees, creating conditions under which staff would be interested in the integrity of the data, learning the rules of working with classified information, review of measures of responsibility for violation of protection, etc. [7].

One of the most important organizational measures is the creation of special regular services in information security information systems closed as a security administrator and network administrator of distributed databases and data banks. Security Service is an independent organizational unit of the organization that submits directly to the head of the organization.

Organizational measures are critical link in the formation and implementation of integrated information security and a system of security. You must first determine that (a list of controlled objects and resources), why (analysis of potential threats) and how (development requirements, the definition of security policy and the development of administrative and hardware and software measures to ensure in practice developed security policy) protect.

The software data protection - a system of special programs included in the software, and functions that implement information security in computer systems for various purposes and means of processing (collection, storage, preservation, processing and transmission) of data.

Software protection have the following types of special programs:

- identification of means, files, and user authentication;
- the registration and control of the technical facilities and users;
- service processing modes;
- the protection of computer operating tools and applications users;
- destruction of information in zapam`yatovuyuchomu device after use;
- subsidiary protection programs for various purposes.

To ensure reliable protection using password protection systems is organized so that the likelihood

of disclosing secret password and establish whether a particular file or ID terminal is at least. To do this periodically change your password, and the number of characters in it set pretty high. Obtaining permission to access certain resources can be achieved not only through the use of these secret password and authentication and identification. You can do a more detailed way that takes into account various features modes of users, their powers, the categories of data and resources requested. This method is implemented special programs that analyze the relevant characteristics of users, content objectives, parameters of hardware and software, memory devices, and others. To protect against alien invasion necessarily assumed by security measures [8].

The procedure for identification and authentication involves checking whether a subject that access (or object which is being accessed), because they say they are. Such inspections may be one-time or periodic (especially in cases of prolonged sessions).

The most common method is identifying levels of password authentication. Practice has shown that the password protection of data is a weak link because the password could eavesdrop or spy, the password can be intercepted or just vzlamaty.

To protect the password itself produced by recommendations on how to make a reliable password:

- password must contain at least eight characters;
- do not use a password obvious character set, such as name, date of birth, names of relatives or the name of the program;
- do not call anyone your password, do not write it;
- periodically change your password.

To identify the programs and data are often resorted to calculating checksums, however, as in the case of password authentication, it is important to exclude the possibility of forgery while maintaining the correct checksum. This is achieved through the use of sophisticated methods of controlling summation based cryptographic algorithms. To provide data protection against forgery (imitostiykist) can, using different methods of encryption and digital signature techniques based on cryptographic systems, public key.

Protection level hardware and software provides control access to computing resources, individual devices, memory, operating system, a special office or personal user applications.

Data protection is aimed at the data:

- The protection of information when applying to it while working on the PC and perform only authorized operations on them;
- To protect information during transmission via communication channels between different computers. Controlling access to information to answer the question of who can perform operations;
- Over what data is allowed to perform the operation.

The object, access to which is controlled can be a file, record or file a separate field record file, as well as the factors governing the access - defined event data value, system status, user credentials, background and other data addressing [9].

Access controlled event involves blocking user appeal. For example, at certain intervals or when applying with specified terminal. Access, depending on the state, is dependent on the current state of the computer system that manages applications and security systems. Access, which depends on the powers involves addressing user programs, data, equipment, depending on the given mode. These modes can be "read only", "read and write", "execute only" and others. The basis of most means of access is a particular representation matrices access.

Another approach to the construction of access remedies based on the control of information flow and sharing of facilities and access to the classes of confidentiality. Means register as access control, include effective measures to protect against unauthorized actions. However, if access control designed to prevent such actions, the task of registration - to find already taken their acts or attempts.

Means copy protection to prevent the use of stolen copies of the software and is currently the only reliable means of spreading illegal copies of software. When the means of copy protection refers to the means for implementation of the program of their functions recognizable only at certain unique element that is not copied. This element (a key) can be a file, disk, CD, or a special device that connects to the PC.

Under the environment, which will run a program meant diskette, CD-ROM or PC (if installation is on your hard drive). Identification of the environment is to some extent poimenuvaty environment to further its authentication. Identify the environment - then fix him some specially created or are rarely repeated, characteristics that are difficult counterfeited - ID [10].

Identification data carrier can be made in two ways. The first is based on applying the marker on some of the surface of the floppy disk or CD-ROM. The second method of identification based on special

formatting a floppy disk or CD-ROM. The response to the launch of unauthorized Environment course boils down to issuing a notification.

References

1. Simmonds. A; Sandilands. P; van Ekert. L (2004). An Ontology for Network Security Attacks. Lecture Notes in Computer Science. Lecture Notes in Computer Science 3285. с. 317–323. doi:10.1007/978-3-540-30176-9_41. ISBN 978-3-540-23659-7.
2. Role-Based Trusted Network Provides Pervasive Security and Compliance - interview with Jayshree Ullal, senior VP of Cisco.
3. Dave Dittrich, Network monitoring/Intrusion Detection Systems (IDS), University of Washington.
4. Haykovych V.Y. Necessary condition for successful application / V.Yu.Haykovych, D.V. Ershov // "systems of security, communications and telecommunications", №3, - 2007.
5. Yershov D.V., Popov Z. Computer Security Training / D.V. Ershov, Z.V. Popov // "KomLoh», №2, - 2007.
6. Kadirov M.M. Information safety of computer networks / M.M. Kadirov, N.O. Karimov // Young scientist. - 2016. - №8. - S. 124-126.
7. Lukatsky A.V. New approaches to information security network / A.V. Lukatsky // Computer-Press. - № 7. - 2007.
8. Lukatsky A.V. Adaptive security. Fashion or perceived need / A.V. Lukatsky // PCWeek, - №37. - 2009.
9. Lukatsky A.V. The family of adaptive security management tools / A.V. Lukatsky // «Network», - № 10. - 2008.
10. Novikov S.M. Information security in communication networks with guaranteed quality of service. / S.M. Novikov // Novosibirsk. - 2003. - S.18-31.

Стаття надійшла до редакції 15.03.2017

УДК: 661.632:658.691:541.127

І.М. Астрелін, О.І. Янушевська, О.В. Іванюк

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»

**РЕГЕНЕРАЦІЯ SiC КИСЛОТНОЮ ОБРОБКОЮ ШЛАМУ РІЗАННЯ
МОНОКРИСТАЛІЧНОГО КРЕМНІЮ ТА РЕАГЕНТНО-ФЛОКУЛЯЦІЙНЕ ОЧИЩЕННЯ
УТВОРЕНИХ ПРОМИВНИХ ВОД**

Досліджено процес регенерації SiC зі шламу різання монокристалічного кремнію кислотною обробкою, утворених при цьому SiC-шламів. Встановлено вміст важких металів (Fe(III), Pb(II), Cd(II), Cu(II), Zn(II)) в кремнійвмісному шламі. Розглянуто оптимальні умови вилигування важких металів хлороводневою кислотою. Визначено дисперсний склад регенованого шламу. Запропоновано метод реагентно-флокуляційного очищення промивної води методом осадження іонів важких металів у вигляді гідроксидів з використанням полігексаметиленгуанідину (ПГМГ) в якості флокулянту.

Ключові слова: різання монокристалічного кремнію, важкі метали, кислотне вилигування, полігексаметиленгуанідин, очищення води.

І.М. Astrelin, O.I. Yanushevska, O.V. Ivanyuk**THE ACID SiC REGENERATION TREATMENT FOR SINGLE-CRYSTAL SILICON
CUTTING SLARRY AND REAGENT AND FLOCCULANT FORMED WASH WASTE
CLEANING**

The process of SiC recovery from sludge cutting with single-crystal silicon acid treatment is determined. Heavy metals (Fe (III), Pb (II), Cd (II), Cu (II), Zn (II)) containment in the sludge containing silicon estimated. We paid attention to the optimal conditions of heavy metals' leaching with hydrochloric acid. The disperse composition of recovered sludge determined. A method of wash water's treating with the reagent deposition of heavy metals help as hydroxides and flocculation, using polyhexamethyleneguanidine (PHMG) as a flocculant.

Keywords: monocrystalline silicon cutting, heavy metals, acid leaching, polyhexamethyleneguanidine, water purification.

И.М. Астрелин, Е.И. Янушевская, Е.В. Иванюк**РЕГЕНЕРАЦИЯ SiC КИСЛОТНОЙ ОБРАБОТКОЙ ШЛАМА РЕЗКИ
МОНОКРИСТАЛЛИЧЕСКОГО КРЕМНИЯ И РЕАГЕНТНО-ФЛОКУЛЯЦИОННАЯ
ОЧИСТКА ПОЛУЧЕННЫХ ПРОМЫВНЫХ ВОД**

Исследован процесс регенерации SiC из шлама резки монокристаллического кремния кислотной обработкой, образующихся при этом SiC-шламов. Определено содержание тяжелых металлов (Fe(III), Pb(II), Cd(II), Cu(II), Zn(II)) в кремнийсодержащем шламе. Рассмотрены оптимальные условия выщелачивания тяжелых металлов соляной кислотой. Определен дисперсный состав регенерированного шлама. Предложен метод реагентно-флокуляционной очистки промывной воды методом осаждения ионов тяжелых металлов в виде гидроксидов с использованием полигексаметиленгуанидина (ПГМГ) в качестве флокулянта.

Ключевые слова: резка монокристаллического кремния, тяжелые металлы, кислотное выщелачивание, полигексаметиленгуанидин (ПГМГ), очистка воды.

Постановка проблеми. Карбід кремнію (карборунд) – SiC з його унікальними властивостями (надтвердість, напівпровідність, вогнестійкість тощо) знаходять широке застосування в порошковій металургії, у виробництві вогнетривів, абразивів, силітових стержнів печей, випрямлюючих напівпровідних діодів і фотодіодів. Проте високі енергоємність і собівартість штучного синтезу SiC (прожарюванням суміші SiO₂ і коксу за температури 2000°C) гальмує розвиток масштабного промислового виробництва матеріалів і виробів на його основі, що повинні експлуатуватись в умовах високих температур, агресивних середовищ, змінних навантажень [1]. В той же час, існує ряд технологій і операцій, в яких SiC утворюється як відхід. До таких операцій слід віднести й високоточне різання монокристалів кремнію (основи сонячних батарей), де SiC є витратним матеріалом і переходить до складу SiC-вмісного шламу – багатокомпонентної [2] системи з чисельними поллютантами.

Отже, дослідження процесів регенерації SiC зі шламових відходів різання монокристалів кремнію та знешкодження утворених промивних вод є актуальними.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Інформації щодо наявності екологічно обґрунтованих «мокрих» методів утилізаційної переробки кремнійвмісних шламів кремнієвого виробництва в літературі не знайдено. В процесі струнного різання заготовок монокристалічного

кремнію в середовищі поліетиленгліколю утворюються кремнійвмісні відходи, які являють собою густу суспензію (шлам) темно-сірого кольору, в складі якої є: поліетиленгліколь, ультрадисперсний кремній (7-12%), SiC (більш ніж 80%) і металеві домішки: Fe, Pb, Cd, Cu, Zn – в суміші до 2% [2].

При розробці методів одержання кондиційного SiC з сировинних і викидних матеріалів різного генезису, рекомендується [3,4] орієнтуватись на стандартизовані вимоги до хімічного складу і до дисперсійних обмежень часток цільового продукту (табл. 1).

Таблиця 1

Вимоги до хімічного складу карбіду кремнію

Назва	Вимоги за технічними умовами, стандартами та інше)	Вміст SiC, %	Вміст Fe, %	Дисперсійний склад часток SiC
SiC для металургійного виробництва	ТУ 3989-026-00220931-01	не менше 88	(0,3÷2) (в перерах. на Fe ₂ O ₃)	(1÷500) мкм не більше 50% (500 мкм ÷ 10 мм) не більше 40% 10 мм не більше 10%
Матеріали шліфувальні із SiC	ГОСТ 26327 – 84 ГОСТ 3647– 80	не менше (96÷99)	не більше (0,1÷0,7)	(3÷2000) мкм
SiC для виготовлення керамічних виробів методами реакційного спікання та гарячого пресування	[3] [4]	(88÷85)	не більше (0,1÷0,7)	45 нм ÷ 400 мкм

Постановка завдань. Метою даної роботи є розробка і обґрунтування науково-технічних засад регенерації SiC і очищення від іонів важких металів промивних вод, що утворюються в результаті їх кислотного вилуговування зі шламових відходів різання монокристалічного кремнію.

Викладення основного матеріалу. В роботі запропоновано і досліджено процес регенерації SiC кислотним методом з SiC-вмісного шламу – відходу високоточного різання кремнієвих пластин та процес очищення утворених при цьому промивних вод від іонів перехідних і важких металів (Fe(III), Pb(II), Cd(II), Cu(II), Zn(II)).

Вихідний кремнійвмісний шлам після ретельного промивання дистильованою водою і сушіння за $t = 200$ °C обробляли хлорводневою кислотою ($C(HCl) = 16,5\%$) протягом 2-х годин. Після вилуговування перехідних і важких металів зі складу SiC-вмісного шламу тверді залишки відділяли від промивної води вакуум-фільтруванням, просушували за $t = 100$ °C протягом 1 години і аналізували на вміст SiC і важких металів методами рентгенофлуоресцентного і рентгеноструктурного аналізів (вміст SiC і Si) з кількісною обробкою даних методом RIR (Reference Intensity Ratio). Результати аналізів представлені в таблиці 2.

Таблиця 2

Вміст компонентів кремнійвмісного шламу до і після вилуговування

Компонент	SiC	Si	Fe	Cu	Zn	Pb	Cd
Вміст у вихідному зразку, мас. %	87,3	6,8	5,8 ÷ 9,6	0,22	0,27	0,029	0,038
Вміст у зразку після вилуговування, мас. %	92,6	7,35	0,02	0,008	0,009	сліди	сліди

Розміри частинок регенованого SiC та їх розподілення за дисперсійним складом визначались на лазерному дифракційному аналізаторі Malvern Mastersizer 2000 (табл. 3). З даних таблиці 3 слідує, що біля 82 % сухого залишку з регенованим SiC складають частинки розміром від 1 мкм до 60 мкм.

Таблиця 3

Розмір часток SiC в шламi після вилуговування

Розмір часток, мкм	0,2÷0,9	1÷5	6÷10	11÷20	21÷60	61÷120
Мас. %	7,2	17	26,8	27,7	18	3,3

Аналіз даних рентгеноструктурного, рентгенофлуоресцентного та лазерного дифракційного аналізів, свідчить про те, що хімічний, фазовий і дисперсний склади регенованого SiC і залишковий вміст металів в ньому відповідають нормативам технологічного застосування кремнієвих відходів у металургійному виробництві, для одержання керамічних виробів та в якості абразивного матеріалу.

Промивні води, що утворюються після вилучення важких металів з первинного шламу хлорводневою кислотою перед скиданням у каналізацію потребують очищення та нейтралізації. Для нейтралізації і переведення іонів металів у гідроксиди використовувалось вапняне молоко ($C(Ca(OH)_2 = 1 \text{ моль/дм}^3)$). Попередні дослідження авторів [5, 6] довели, що для ефективного зв'язування вищезгаданих політантів і подальшого їх видалення з промивної води доцільно використовувати флокулюючі та комплексоутворюючі властивості ПГМГ (полігексаметиленгуанідин) за присутності у розчині гідролізованої форми іонів металів.

ПГМГ – високомолекулярний катіонний поліелектроліт (ТУ У 24.1.25274537-005-2003 і Зміни № 1 до них), якому притаманні властивості органічної основи. Відомо, що гуанідинові сполуки є високоефективними і набагато менш токсичними для людини в порівнянні з іншими біоцидними препаратами. ПГМГ (рис.1) має великий поверхневий позитивний заряд, що надає йому властивості катіонного поліелектроліту, флокулянту та поверхнево-активної речовини, а також високу реакційну здатність. Одною з переваг ПГМГ в порівнянні з іншими флокулянтами є його здатність зменшувати дозу коагулянтів в 2-4 рази, які використовуються у технологіях очищення води, а в деяких випадках – зовсім відмовитись від них [7].

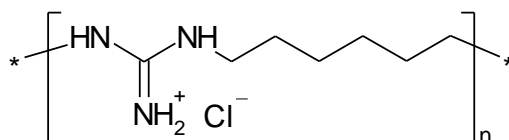


Рис. 1. - Структура ПГМГ.

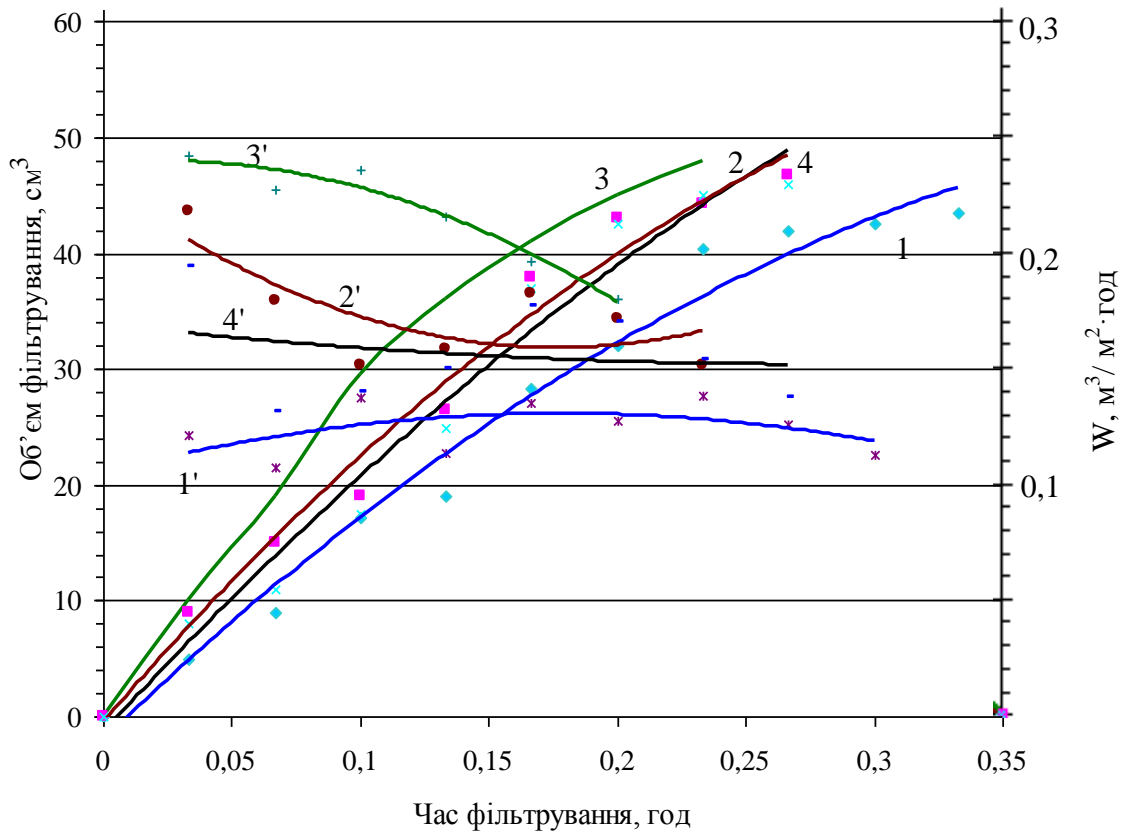
Для виявлення оптимальних умов очищення промивної води від іонів металів проведено досліді з варіюванням концентрації ПГМГ в межах $(0 \div 21) \text{ мг/дм}^3$, орієнтуючись на максимальне підвищення швидкості фільтрування осадів. Вміст іонів металевих забруднювачів в розчині промивної води після кислотного вилуговування з первинного SiC-шламу складає (мг-екв/дм³): Fe(III) – 2892; Cu(II) 113,1; Zn(II) – 42,46; Pb(II) – 0,58 ; Cd(II) – сліди.

Вивчення процесу фільтрування суспензії (50 см^3) гідроксидів металів проводилося на вакуум-фільтраційній установці при постійному розрядженні $0,2 \text{ кгс/см}^2$ (20,2 кПа).

Дослідження показали, що оптимальною концентрацією ПГМГ, при якій час седиментації скорочується з 24 хвилин до 16 хвилини, відповідає $9,8 \text{ мг/дм}^3$, ступень видалення іонів металів при цьому сягає 99 %.

При збільшенні дози поліелектроліту до 21 мг/дм^3 час осадження часток суспензії зростає до 18 хвилин, у розчині з'являється дрібні завислі часточки, що пояснюється згортанням молекули ПГМГ у розчині в «клубок» [8], що перешкоджає агрегації часток гідроксидів.

На рисунку 2 представлено залежність швидкості фільтрування W_{ϕ} ($\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год.})$) та об'єму фільтрату від концентрації ПГМГ в суспензії.



Концентрація ПГМГ, мг/дм³: 1 – 0; 2 – 5,2; 3 – 9,8; 4 – 21;
 криві залежності об'єму фільтрування (см³) від часу (год): 1, 2, 3, 4;
 криві залежності швидкості фільтрування (м³/м²·год) від часу (год): 1', 2', 3', 4'.

Рис. 2. - Вплив концентрації ПГМГ на швидкість фільтрування осадженої суміші гідроксидів металів (Fe(III), Pb(II), Cd(II), Cu(II), Zn(II)), утворених при реагентно-флокуляційному очищенні промивної води.

З рисунку 2 видно, що в присутності ПГМГ суттєво збільшується швидкість фільтрування. При концентрації ПГМГ 9,8 мг/дм³ середня швидкість фільтрування складає 0,2 (м³/м²·год), що в 1,7 рази більше, аніж швидкість фільтрування без додавання флокулянту. Збільшення швидкості фільтрування можна пояснити послабленням зв'язків оклюдованої води з осадом, в тому числі, і за рахунок наявності у ПГМГ гідрофобних метиленових груп [8]. Подальше зростання кількості поліелектроліту веде до зменшення швидкості фільтрування, що пов'язано зі згортанням молекули ПГМГ в «клубок» при збільшенні його концентрації в розчині [9].

Вищенаведені дані дозволяють класифікувати флокулюючі властивості ПГМГ, як ефективні і прийнятні для використання ПГМГ в якості флокулянту і створення конкурентноздатної технології очищення промивних вод процесу регенерації кремнієвмісного шламу.

Методом термографічного аналізу визначали вологоємність осаджених з використанням ПГМГ та без нього осадів гідроксидів. Встановлено, що втрати маси осаду у присутності ПГМГ відбувається за температури 80 °С на відміну від 110 °С для зразку, що одержано без введення в розчин ПГМГ. Введення ПГМГ в отримані суспензії гідроксидів металів сприяє збільшенню об'єму фільтрату і зниженню зволоженості відфільтрованого осаду з 92% до 78,6% завдяки зменшенню маси оклюдованої флокулами води, які мають здатність більш щільно «упаковуватися» у присутності ПГМГ.

Таким чином, враховуючи результати проведених досліджень, можна стверджувати, що при реагентно-флокуляційному осадженні іонів важких металів з додаванням ПГМГ в якості флокулянту та комплексоутворювача, відбувається взаємодія ПГМГ з гідролізованими іонами

Fe(III), Pb(II), Cd(II), Cu(II), Zn(II), що значно прискорює процес седиментації, фільтрування та зменшує вологоємність отриманого осаду.

Висновки.

1. Розроблено метод регенерації кондиційного SiC із кремнійвмісних відходів (шламів) струнного різання заготовок монокристалічного кремнію в середовищі поліетиленгліколю кислотним вилуговуванням з них металевих домішок.

2. Обґрунтовано ефективність вилучення металів-поллютантів із промивних розчинів кислотного вилуговування шламів реагентно-флокуляційним способом з використанням в якості осаджувача «вапняного молока» ($\text{Ca}(\text{OH})_2$) і, в якості флокулянту, ПГМГ.

3. Виявлено вплив ПГМГ на збільшення швидкості осадження гідроксидів металів, що вказує на його високу флокулюючу здатність.

4. Підтверджено методом термогравиметрії, що використання ПГМГ суттєво зменшує вологоємність осадів.

Список використаних джерел:

1. Макаров В.П., Касмамытов Н.К., Возможности утилизации шламовых отходов кремния методом порошковой металлургии // Вестник Кыргызско-Российского славянского университета. – 2009. – т.9. – №11. – С. 161 – 164.
2. Касмамытов Н.К. Морфология и технологические свойства шламовых отходов кремния // Вестник Кыргызско-Российского славянского университета. – 2009. т. 9, №11. – С. 157 – 161.
3. Майстренко А.Л., Кулич В.Г., Ткач В.Н. Формирование высокоплотной структуры самосвязанного карбида кремния // Сверхтвердые материалы, – 2009. – № 1. – С. 18 – 35.
4. Житнюк С.В., Евтеев А.А., Полатов Г.В., Макаров Н.А. Керамические материалы на основе карбида кремния, модифицированные добавками эвтектических составов // Успехи химии и химической технологии, , – 2014. – № 8. – С. 110 – 112.
5. Янушевська О. І., Супрунчук В. І., Букет О. І., Іванюк О. В. Особливості утворення та ідентифікації важкорозчинних та комплексних сполук полігексаметиленгуанідину з Pb(II), Cd(II), Cu(II), Zn(II) у водних розчинах // Східно-Європейський журнал передових технологій . – 2016. – 3/6 (81). – С. 4 – 8.
6. Янушевська О.І., Супрунчук В.І., Іванюк О.В. Вплив полігексаметиленгуанідину на ефективність фільтрування гідроксидів Pb(II) та Cd(II) з водних розчинів // Химия и технология воды. – 2016. – 38, №5. – С. 497 – 507.
7. Мариевский В.Ф. Повышение химической безвредности питьевой воды / В.Ф. Мариевский, Т.В.Стрикаленко, Ю.В.Нижник, А.И.Баранова, Т.Ю. Нижник // Міжнар. конгрес «ЕТЕВК-2009»: зб. доповідей. – К.: ТОВ «Гнозіс». – 2009. – С. 93 – 96.
8. Нижник В.В., Нижник Т.Ю. Фізична хімія полімерів. Підручник. // Київ.: – Фітосоціоцентр, 2009. – 424 с.
9. Чмиленко Т.С., Галимбиевская Е.А., Чмиленко Ф.А. Образование бромфеноловым красным ионных ассоциатов и их взаимодействие с полигексаметиленгуанидином в водных растворах // Методы и объекты химического анализа. – 2010. – т. 5. – № 1. – С. 19 – 28.

Стаття надійшла до редакції 03.03.2017

УДК 621.762

Ю.О. Белоконь

Запорізька державна інженерна академія

ДОСЛІДЖЕННЯ СТРУКТУРИ ТА ФАЗОВОГО СКЛАДУ СИНТЕЗОВАНОГО АЛЮМІНІДУ ТИТАНУ

В роботі представлені результати металографічного, рентгеноструктурного та мікрорентгеноспектрального аналізу дослідження структури γ -TiAl сплаву в умовах саморосповсюджувального високотемпературного синтезу. Результати аналізу дозволили довести, що в процесі високотемпературного синтезу в γ -TiAl сплаві формується двофазна структура з інтерметалідними фазами γ -TiAl + α_2 -Ti₃Al. В умовах СВС-пресування при тепловому вибуху отримано інтерметалідний продукт синтезу із середнім розміром зерна 20-30 мкм.

Ключові слова: СВС, інтерметаліди, γ -TiAl сплави, структура, фазовий склад

Ю.А. Белоконь**ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ И ФАЗОВОГО СОСТАВА СИНТЕЗИРОВАННОГО АЛЮМИНИДА ТИТАНА**

В работе представлены результаты металлографического, рентгеноструктурного и микрорентгеноспектрального анализа исследования структуры γ -TiAl сплава в условиях самороспространяющегося высокотемпературного синтеза. Результаты анализа позволили доказать, что в процессе высокотемпературного синтеза в γ -TiAl сплаве формируется двухфазная структура с интерметаллидными фазами γ -TiAl + α_2 -Ti₃Al. В условиях СВС-прессования при тепловом взрыве получен интерметаллидный продукт синтеза со средним размером зерна 20-30 мкм.

Ключевые слова: СВС, интерметаллиды, γ -TiAl сплавы, структура, фазовый состав

Y. Belokon'**THE RESEARCH OF STRUCTURE AND PHASE COMPOSITION SYNTHESIZED OF TITANIUM ALUMINIDE**

The paper presents the results of the metallographic, X-ray diffraction and micro-X-ray analysis of the investigation of the structure of γ -TiAl alloy under self-propagating high-temperature synthesis conditions. The results of the analysis made it possible to prove that in the high-temperature synthesis in the γ -TiAl alloy, a two-phase structure is formed with intermetallic phases γ -TiAl + α_2 -Ti₃Al. Under conditions of SHS-pressing, thermal intermixture produced an intermetallic synthesis product with an average grain size of 20-30 μ m.

Keywords: SHS, intermetallics, γ -TiAl alloys, structure, phase composition

Постановка проблеми. Підвищення ефективності авіадвигунів і наземних енергетичних установок в даний час неможливо без впровадження нових конструкційних матеріалів, наприклад, таких як інтерметалідні γ -TiAl сплави, які володіють високою питомою міцністю, жорсткістю, опором повзучості і жаростійкістю при підвищених температурах ($T = 600\text{...}850\text{ }^\circ\text{C}$). Питомий модуль пружності цих сплавів вище, ніж титанових і нікелевих сплавів на 50-70%, і ця різниця зберігається при підвищених температурах [1]. Передбачається, що інтерметалідні сплави частково замінять жароміцні нікелеві сплави в газотурбінному двигуні, що дозволить якісно збільшити співвідношення «тяга-вага» літального пристрою. З інтерметалідних сплавів можуть виготовлятися лопатки, диски, елементи сопла та інші деталі. Тому розробка нових технологій для одержання інтерметалідних сплавів з підвищеними фізичними властивостями, що працюють в агресивних середовищах є актуальною темою досліджень.

Основну увагу розробників інтерметалідних γ -TiAl сплавів в останні два десятиліття було сконцентровано на досягненні оптимальної комбінації механічних властивостей за допомогою варіювання мікроструктури від повністю пластинчастої до дуплексної з різним розміром зерен і товщиною пластин. Залежно від вмісту алюмінію сплави на основі γ -TiAl прийнято розділяти на дві групи: однофазні – γ -сплави (50-52% Al) і двофазні $\gamma+\alpha_2$ сплави (44-49% Al). Залежно від технології отримання заготовок, режимів гарячої деформації і термічної обробки двофазних сплавів виділяють три основних типи структури інтерметаліду на основі алюмінідів титану: ламельні (пластинчасту), рекристалізовану (глобулярну) і бімодальну (дуплексну). У зарубіжній літературі зустрічається класифікація на чотири типи структури: near-gamma, duplex, nearly-lamellar, fullylamellar. В даний час розроблено три покоління промислових інтерметалідних сплавів на основі алюмініду γ -TiAl з різним типом структури цих сплавів [2].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Останнім часом з'явилася значна кількість наукових робіт [3-5], в яких наводяться результати по високотемпературного синтезу

інтерметалідних сплавів в умовах саморозповсюджувального високотемпературна синтезу (СВС). У більшості цих робіт, присвячених синтезу інтерметалідних систем в режимі теплового вибуху, особливу увагу приділено складу, процесам структуроутворення і властивостей одержуваних продуктів синтезу.

Так у роботі [6] на підставі термодинамічного аналізу, встановлено послідовність протікання СВС-реакцій, які ведуть до створення γ -TiAl сплавів. Оцінка зміни вільної енергії Гіббса ΔG_T під час утворення різних алюмінідів з алюмінію та титану показала, що у всьому температурному діапазоні найменшою енергією із стабільних інтерметалідів володіє фаза TiAl₃, що дозволило припустити наступну послідовність утворення інтерметалідних сполучень TiAl₃→Ti₃Al→TiAl.

Ці результати підтверджуються запропоновану раніше в роботах [7-8] модуль структуроутворення алюмініду титану в умовах СВС. Результати яких показують, що екзотермічний ефект та процеси структуроутворення визначаються процесами змішування компонентів у рідкій фазі й появою фаз на границі твердих часток. Встановлено, що під час синтезу у системі Ti-Al розвиваються наступні процеси: утворення рідкої фази завдяки контактному плавленню та плавленню рідкого компонента; змочування часток твердого компоненту й розтікання рідкої фази в об'ємі брикету; розчин часток твердого компоненту у рідкій фазі і появою перших кристалів інтерметаліду TiAl₃; виникнення нових інтерметалідних фаз (Ti₃Al і TiAl) шляхом реакційної дифузії й кристалізації сплаву.

В роботі [9] розглянуто вплив напружено-деформованого стану на формування структури γ -TiAl сплавів, отриманих в умовах СВС-пресування, за допомогою комп'ютерного моделювання. Показано, що високотемпературний синтез інтерметалідних сполук γ -TiAl в порошковій суміші чистих елементів в умовах СВС-пресування дозволяє отримати інтерметалідний сплав із середнім розміром зерна ~ 30 мкм.

Тому дослідження структури, розподілу елементів у структурних складових алюмініду титану та його фазового складу буде сприяти підтвердженню цієї гіпотези і встановленню дійсного механізму формування інтерметалідних сплавів в умовах СВС.

Постановка завдань. Сформульована вище проблема вивчення процесів структуроутворення інтерметалідних сплавів дозволило сформулювати мету роботи і завдання, вирішенню яких і присвячена дана робота. Мета роботи – встановлення закономірностей формування структури γ -TiAl сплавів в процесі високотемпературного синтезу та визначення шляхів і способів її управління.

Для досягнення поставленої мети вирішували наступні завдання:

- виконати металографічний та рентгеноструктурний аналіз інтерметалідних фаз в синтезованому алюмініду титану, що був одержаний у режимі теплового самозапалюванні;
- виконати мікрорентгеноспектральний аналіз структурних складових отриманого алюмініду титану та дослідити розподіл хімічних елементів між зазначеними структурними складовими.

Викладення основного матеріалу. В якості вихідних матеріалів застосовували металеві порошки титану і алюмінію дисперсністю до 100 мкм. Перед змішуванням порошки просували при температурі 75-120 °С протягом 3 годин. Змішування порошоків проводили в сталевих кульових млинах протягом 2 годин. Співвідношення компонентів вибиралося з стехіометричних розрахунків для отримання інтерметалідних фази γ -TiAl. Підготовлену таким чином, змішання реакційну суміш зважували на електронних вагах і засипали в ректор. Для компактування початкових заготовок використовували гідравлічний прес, що розвиває зусилля до 1,25 МН.

Процес пресування складався з двох стадій. Перша стадія – початкова, де з суміші вихідних порошоків в окремій прес-формі виготовляли шихтовий брикет. Тиск пресування складав 50 МПа, швидкість навантаження контролювали вручну і підтримували в діапазоні 1-5 кН/с. З метою більш рівномірного розподілу тиску пресування за об'ємом заготівлі була проведена витримка під тиском до 20 с. Щільність шихтової заготівлі склала 75-80%. При проведенні другої стадії брикет поміщали в реакційну прес-форму (матрицю гарячого пресування). Реакцію синтезу продукту проводили в режимі теплового самозаймання. У підігрітою заготівлі ініціювалася реакція синтезу, а по закінченню синтезу проводилося доущільнення (до щільності 0,99 від теоретичної і вище). У процесі отримання заготівель були оптимізовані параметри пресування гарячих продуктів синтезу: час витримки перед початком пресування, після закінчення синтезу, час витримки при максимальному тиску і зусилля пресування. По закінченню пресування проводилася ізотермічна витримка при температурі 1100 °С протягом 1,5-2 годин для регулювання співвідношенням структурних складових інтерметалідних сплаву.

Структуру зразків вивчали за допомогою оптичного та електронного растрового мікроскопів в відображених електронах на зразках, вирізаних з різних частин брикету електроерозійним способом. Фазовий склад зразків досліджувався методом рентгенівського фазового аналізу на установці ДРОН-3. Хімічний мікроаналіз основних структурних складових матеріалу виконували на растровому електронному мікроскопі SUPRA 40WDS. Дослідження проводили при прискореній напрузі 19 кВ, роздільної здатності 1 нм. Мікроаналіз виконували з поверхні труєного шліфа методом запису інтенсивності характеристичного рентгенівського випромінювання аналізованих хімічних елементів в певних точках і вздовж траєкторії сканування.

Результати рентгеноструктурного аналізу показали, що в синтезованому стані до складу сплаву γ -TiAl входять дві фази – TiAl (γ -фаза) і Ti₃Al (α_2 -фаза). У зазначеному сплаві об'ємна частка α_2 -фази по відношенню до γ -фази становить близько 20%. Дифрактограма синтезованого сплаву γ -TiAl наведена на рис. 1. Методом рентгеноструктурного аналізу встановлено, що на дифрактограмах зразків після синтезу присутні піки γ -TiAl (міжплощинні відстані $d = 2.2063, 1.9120, 1.2811, 1.1777, 1.1468$ Å) і слабкі відображення піків Ti₃Al ($d = 2.1036, 1.3902$ Å). Тобто фазовий склад досліджених синтезованих γ -TiAl сплавів аналогічний встановленому раніше в роботах [7, 8].

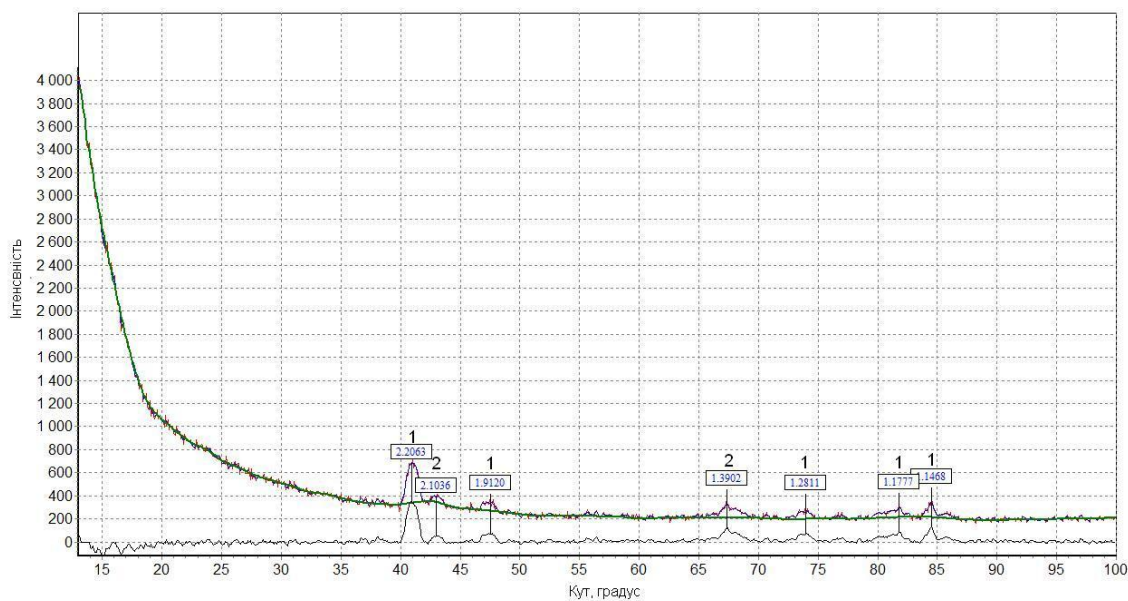


Рис. 1. - Дифрактограма синтезованого γ -TiAl сплаву: 1 – фаза γ -TiAl; 2 – α_2 -Ti₃Al

Металографічні дослідження показали, що в синтезуванні сплаві сформувалася двофазна структура. У сплаві зустрічаються поодинокі мікропори, наявність великих пор і тріщин не виявлено. Мікротвердість сплаву становить HV 3000-4000 МПа. Результати мікроаналізу виявило рівномірний і дрібнодисперсний розподіл алюмініду титану TiAl (рис.1). Відповідно до рисунків мікроструктур система TiAl як и було передбачено є двофазною: TiAl (γ -фаза) сірого кольору та Ti₃Al (α_2 -фаза) білого кольору. Крім того, в структурі сплаву на тлі двофазної структури утворюються дисперсні світлі включення різної форми, які рівномірно розподілені в об'ємі матриці і мають підвищений вміст титану.

Таким чином високотемпературний синтез інтерметалідного з'єднання γ -TiAl в порошковій суміші чистих елементів в умовах СВС-пресування при тепловому вибуху, при мінімальному зовнішньому тиску на суміш, дозволив отримати інтерметалідний продукт синтезу із середнім розміром зерна 20-30 мкм. Збільшення ступеня пластичної деформації синтезованого під тиском інтерметалідного продукту в умовах СВС-екструзії дозволить на порядок знизити розмір зерна в кінцевому продукті (до 0,2-0,3 мкм) і сформувати в інтерметалідному сплаві субмікроструктурну зернисту структуру.

Із застосуванням мікрорентгеноспектрального аналізу визначали хімічний склад γ -TiAl сплаву в різних ділянках мікрошліфа поверхні (рис. 3). Вміст компонентів визначали в атомних і масових відсотках. В результаті кількісного аналізу встановлено, що матриця (сіра область) γ -TiAl сплаву має склад в масових відсотках: 42,13% Al і 57,52% Ti, що відповідає інтерметалідних фазі TiAl (γ -фаза) (рис. 3 а, спектр 3). Витягнуті, білі за кольором області, за результатами

мікрорентгеноспектрального аналізу (рис. 3 а, спектр 7) представляють собою інтерметаліди складу $\alpha_2\text{-Ti}_3\text{Al}$, з вмістом елементів в масових відсотках: 22,62% Al і 77,38%.

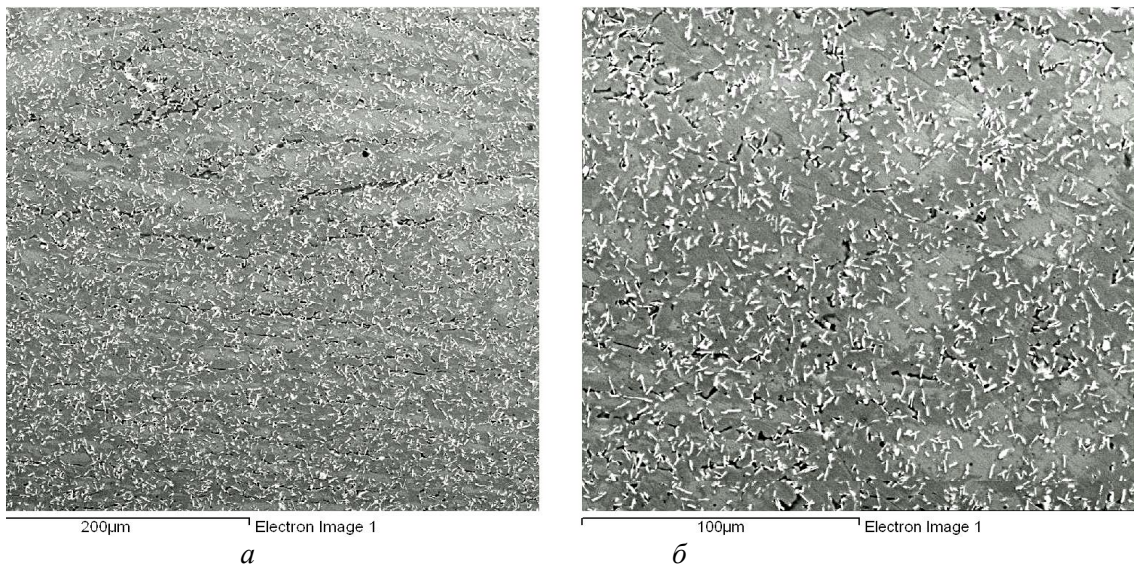


Рис. 2. - Мікроструктура сплаву системи TiAl: а - збільшення x100; б - x200

Поблизу цих включень, а в деяких випадках і всередині їх виявлені дисперсні фази. Показання локального хімічного аналізу (рис. 3 а, спектр 1) дозволили ідентифікувати їх як інтерметаліди $\alpha_2\text{-Ti}_3\text{Al}$, що містять в масових відсотках – 28,77% Al і 71,23% Ti. Це узгоджується з результатами, отриманими в роботі [10].

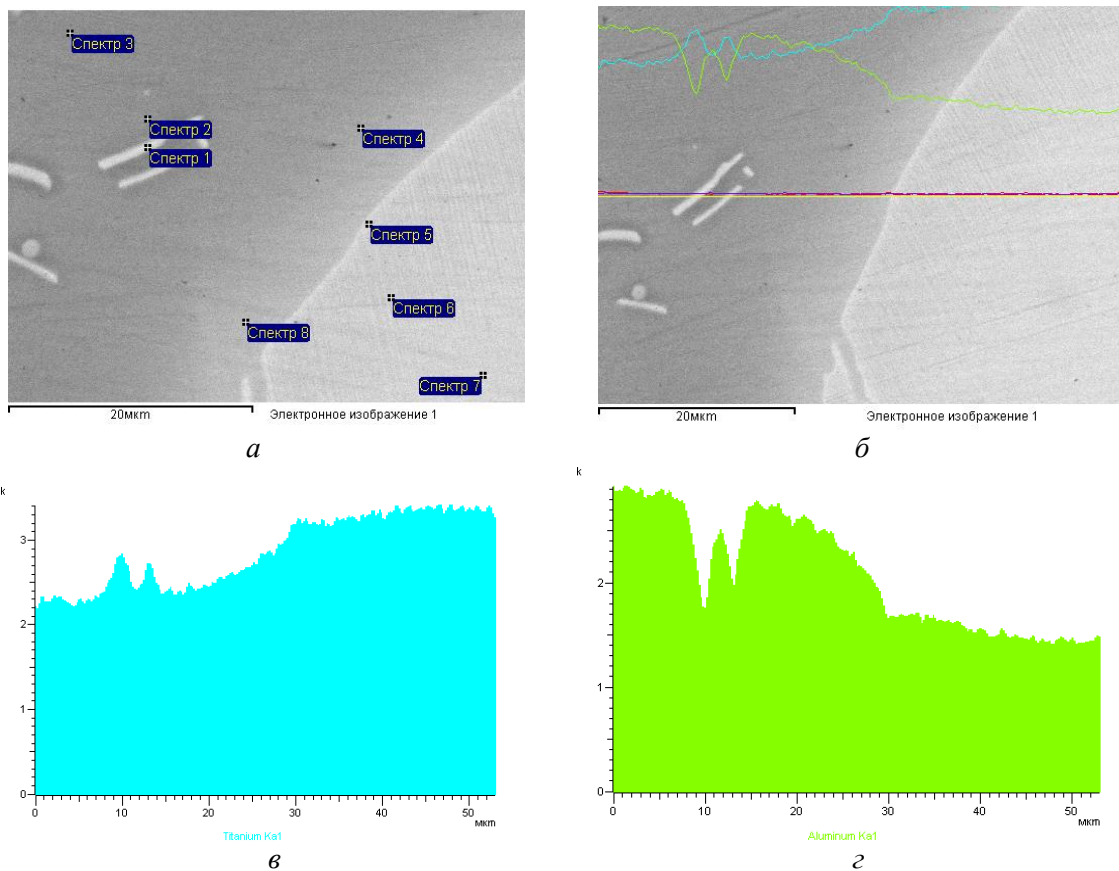


Рис. 3. - Результати мікрорентгеноспектрального аналізу $\gamma\text{-TiAl}$ сплаву: а - місця визначення локального хімічного аналізу сплаву; б - зміна інтенсивності випромінювання при русі по лінії; в - розподіл титану; г - розподіл алюмінію

Для уточнення отриманих даних проводили мікрорентгеноспектральний аналіз по лінії (рис. 3, б). У лівій частині траєкторії сканування відзначені піки алюмінію, що підтверджує кристалізацію інтерметалідних фази в сплаві в вигляді моноалюмініду титану γ -TiAl. Подальший рух по траєкторії сканування (рис. 3, в) в область фази витягнутої форми показує зростання вмісту титану і зменшення вмісту алюмінію (рис. 3, з). Це узгоджується з результатами локального аналізу і вказує на утворення інтерметалідної фази α_2 -Ti₃Al.

Результати мікрорентгеноспектрального аналізу дозволили довести отримання в γ -TiAl сплаві двофазної структури з інтерметалідними фазами γ -TiAl і α_2 -Ti₃Al. Також, встановлено, що внаслідок високої температури синтезу, в процесах СВС має місце самоочищення продукту від домішок, що зводить до мінімуму ймовірність появи домішкових атомів. Визначення на мікроскопі SUPRA 40WDS в СВС-сплаві кисню, вуглецю та інших домішок показало, що вони відсутні або не перевищує тисячних відсотка.

Висновки. Виконані дослідження дозволили встановити, що в процесі високотемпературного синтезу формується двофазна структура з інтерметалідними фазами γ -TiAl + α_2 -Ti₃Al. В умовах СВС-пресування при тепловому вибуху, при мінімальному зовнішньому тиску на суміш, отримано інтерметалідний продукт синтезу із середнім розміром зерна 20-30 мкм. Збільшення ступеня пластичної деформації синтезованого під тиском інтерметалідного продукту в умовах СВС-екструзії дозволить на порядок знизити розмір зерна в кінцевому продукті (до 0,2-0,3 мкм) і сформувати в інтерметалідному сплаві субмікрокристалічну зернисту структуру.

Список використаних джерел:

1. Имаев В.М. Современное состояние исследований и перспективы развития технологий интерметаллидных γ -TiAl сплавов / В.М. Имаев, Р.М. Имаев, Т.И. Оленева // Письма о материалах. – 2011. – Т.1. – С. 25-31.
2. Ильин А.А. Титановые сплавы. Состав, структура, свойства: справочник / А.А. Ильин, Б.А. Колочев, И.С. Полькин – М.: ВИЛС – МАТИ, 2009. – 520 с.
3. Lagos M. Synthesis of γ -TiAl by thermal explosion + compaction route: Effect of process parameters and post-combustion treatment on product microstructure / M. Lagos, I. Agote, M. Gutierrez [et al.] // International Journal of Self-Propagating High-Temperature Synthesis. – 2010. – Vol. 19. - № 1. – P. 23-27.
4. Andreev D.E. Reactive sintering of Ti–Al and Ti–Al–Nb consolidated elemental blocks for use as consumable electrodes in vacuum arc melting / D. E. Andreev, V. N. Sanin, V. I. Yukhvid, A. E. Sytshev // International Journal of Self-Propagating High-Temperature Synthesis. – 2008. – Vol. 17. - № 2. – P. 136-143.
5. Shi Q. Synthesis, microstructure and properties of TiAl porous intermetallic compounds prepared by thermal explosion reaction / Q. Shi, B. Qin, P. Feng [et al.] // Royal Society of Chemistry. – 2015. - № 5. – P. 46339-46347.
6. Белоконь Ю.О. Термодинамічний аналіз протікання СВС-реакцій у системі «Титан-Алюміній» / Ю.О. Белоконь // Металургія: наукові праці Запорізької державної інженерної академії. – 2016. - № 2 (36). – С. 66-71.
7. Sereda B. The Processes Research of Structurization of Titan Aluminides Received by SHS / B. Sereda, I. Kruglyak, A. Zherebtsov, Y. Belokon' // Material Science and Technology. – Pittsburg, USA. – 2009. – P. 2069-2073.
8. Sereda B. The Modeling and Processes Research of Titan Aluminides Structurization Received by SHS Technology / B. Sereda, A. Zherebtsov, Y. Belokon' // TMS 2010. – Seattle. Washington, USA. – 2010. – P. 99-108.
9. Белоконь Ю.О. Моделирование деформационных и реологических параметров синтеза интерметаллидных сплавов в условиях СВС-пресування / Ю.О. Белоконь // Міжвузівський збірник Луцького національного технічного університету «Наукові нотатки». – 2016. - № 54. – С. 44-48.
10. Белоконь, Ю.О. Получение интерметаллидных титановых сплавов для деталей компрессора газотурбинных двигателей на основе метода самораспространяющегося высокоскоростного синтеза / Ю.А. Белоконь, Д.В. Павленко, С.Н. Пахолка // Вестник двигателестроения. – № 1. – 2016. – С. 72-79.

Рецензент:

Критська Тетяна Володимирівна, завідувач кафедри електронних систем Запорізької державної інженерної академії, доктор технічних наук, професор.

Стаття надійшла до реакції 15.03.2017

УДК 667.64:678.026

М.В. Браїло¹, С.В. Якущенко¹, І.П. Фесенко²¹Херсонська державна морська академія, Україна²Інститут надтвердих матеріалів ім. В.М. Бакуля НАН України**ОПТИМІЗАЦІЯ ВМІСТУ ІНІЦІАТОРА У ПОЛІЕФІРНІЙ МАТРИЦІ ЗА ЇЇ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИМИ ВЛАСТИВОСТЯМИ**

Анотація. Досліджено фізико-механічні властивості композитних матеріалів на основі предприскореної поліефірної смоли марки ENYDYNE H 68372 TAE при додаванні різної концентрації ініціатора (твердника) Butanox-M50. Проаналізовано перебіг процесів зшивання поліефірної смоли ENYDYNE H 68372 TAE при зміні концентрації ініціатора у діапазоні $q = 0,5...5,0$ мас.ч. Експериментально встановлено, що максимальними показниками фізико-механічних властивостей характеризується матриця при додаванні $q = 1,5$ мас.ч. ініціатора Butanox-M50. Отриманий матеріал відзначається наступними показниками фізико-механічних властивостей: руйнівні напруження при згинанні – $\sigma_z = 29,4$ МПа, модуль пружності при згинанні – $E = 3,8$ ГПа, ударна в'язкість – $\alpha = 4,4$ кДж/м². Методом оптичної мікроскопії проаналізовано світлини зламу композитних матеріалів, результати яких корелюють із отриманими показниками фізико-механічних властивостей та підтверджують їх достовірність.

Ключові слова: полімер, композитний матеріал, поліефірна смола, ініціатор реакції (твердник), фізико-механічні властивості.

Рис. 2. Літ. 10

Н.В. Браїло¹, С.В. Якущенко¹, І.П. Фесенко²¹Херсонская государственная морская академия, Украина²Институт сверхтвердых материалов им. В.Н. Бакуля НАН Украины**ОПТИМИЗАЦИЯ СОДЕРЖАНИЯ ИНИЦИАТОРА В ПОЛИЭФИРНОЙ МАТРИЦЫ ПО ЕЕ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВАХ**

Аннотация. Исследованы физико-механические свойства композитных материалов на основе предускоренной полиэфирной смолы марки ENYDYNE H 68372 TAE при добавлении разной концентрации инициатора (отвердителя) Butanox-M50. Проанализировано протекание процессов сшивки полиэфирной смолы ENYDYNE H 68372 TAE при изменении концентрации инициатора в диапазоне $q = 0,5...5,0$ масс.ч. Экспериментально установлено, что максимальными показателями физико-механических свойств отличается матрица при добавлении $q = 1,5$ мас.ч. инициатора Butanox-M50. Полученный материал отличается следующими показателями физико-механических свойств: разрушающие напряжения при изгибе – $\sigma_{изг} = 29,4$ МПа, модуль упругости при изгибе – $E = 3,8$ ГПа, ударная вязкость – $\alpha = 4,4$ кДж/м². Методом оптической микроскопии проанализированы фотографии излома композитных материалов, результаты которых коррелируют с полученными показателями физико-механических свойств и подтверждают их достоверность.

Ключевые слова: полимер, композитный материал, полиэфирная смола, инициатор реакции (отвердитель), физико-механические свойства.

M. Brailo¹, S. Yakushchenko¹, I. Fesenko²¹Kherson State Maritime Academy, Ukraine²V. Bakul Institute for Superhard Materials of the National Academy of Sciences of Ukraine, Ukraine**OPTIMIZATION OF INITIATOR IN THE POLYESTER MATRIX FROM ITS PHYSICAL AND MECHANICAL PROPERTIES**

Annotation. Physical and mechanical properties were investigated in the composite materials which are based on the pre-accelerated polyether resin ENYDYNE H 68372 TAE, with an addition of initiating agent (hardener) Butanox-M50 of different concentration. It was analyzed the progress of stitching processes of polyether resin ENYDYNE H 68372 TAE by changing the concentration of initiating agent in the range of $q = 0,5...5,0$ mas.fr. It was experimentally determined that matrix is characterized with its maximal rates of physical and mechanical properties when $q=1,5$ mas.fr. of initiating agent Butanox-M50 is added. Received material is marked by the following indicators of physical and mechanical properties: destructive tensions during the flexion - $\sigma_f = 29,4$ MPa, the modulus of elasticity during the flexion – $E = 3,8$ GPa, resilience – $\alpha = 4,4$ kJ/m². The photos of fracture of the composite materials were analyzed through the method of optical microscopy, the results correlate with the obtained indicators of physical and mechanical properties and confirm their authenticity.

Keywords: polymer, composite material, polyether resin, initiating agent (hardener), of physical and mechanical properties

Постановка проблеми. Полімерні композиційні матеріали (КМ), у тому числі на основі поліефірних смол, широко використовують як у вітчизняній, так і світовій промисловості, зокрема у машинобудуванні, автомобільній, гірничій, хімічній, легкій, харчовій та галузі медицини (протезування судин, штучні сухожилля, кришталіки очей і т.д.). Дані матеріали є лідируючими серед металів та сплавів, оскільки характеризуються високими показниками фізико-механічних, теплофізичних властивостей, підвищеною зносостійкістю при сухому терті та терті у агресивних

середовищах [1, 2]. Також поєднання вище наведених властивостей у одному матеріалі дозволяє використовувати полімери у суднобудуванні та військовому машинобудуванні. Водночас, при тривалій експлуатації деталей та механізмів, а також покриттів на основі полімерних композитів, відбувається їх зношування, що призводить до виходу з ладу. Одним із шляхів вирішення даної проблеми є створення КМ із наперед заданими підвищеними експлуатаційними характеристиками. Важливим при розробленні композитів є властивості матриці, на основі якої створений матеріал. Необхідні властивості полімерної основи досягають за рахунок додавання до неї пластифікатора, модифікатора та оптимізації технологічних умов формування. На першому етапі суттєвим є вибір компонентів для формування матриці з підвищеними експлуатаційними характеристиками, що є актуальною науково-технічною задачею сучасного матеріалознавства.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У роботах вчених П.Д. Стухляка [3], М.М. Братичака [4], О.І. Яцишина [5], Чунг До Диня [6], О.О. Сапронова [7] досліджено КМ на основі епоксидіанової смоли ЕД-20 (ГОСТ 10587-84) та твердника поліетиленполіаміну (ПЕПА) (ТУ 6-05-241-202-78). Водночас існує значна кількість смол різної природи, які відрізняються поліпшеною взаємодією з основою [1]. Одними із таких зв'язувачів є смоли на основі поліефірів. Однак, слід зазначити, що поліефірні смоли характеризуються поліпшеними фізико-механічними властивостями, а епоксидні – адгезійними. Для створення матеріалу із поліпшеними у комплексі фізико-механічними і адгезійними властивостями практично значущим і цікавим є поєднання даних смол у одній полімерній матриці. На сьогодні критичний вміст твердника ПЕПА у епоксидному олігомері ЕД-20 та їх технологічні режими формування широко досліджено і відомо [2-7]. Також відомі результати дослідження властивостей поліефірних смол різного призначення та рекомендації щодо їх використання. Водночас, одним із розповсюджених на території України серед поліефірних зв'язувачів є смола марки ENYDYNE H 68372 TAE та ініціатор реакції для поліефірів Butanox-M50. Їх взаємодія при технологічних формуваннях подібних з епоксидною смолою за різного вмісту даного твердника досліджено недостатньо. Тому перспективним і актуальним на початковому етапі є дослідження взаємодії наведених вище компонентів поліефірного зв'язувача за різного вмісту поліефірного ініціатора при встановлених технологічних умовах формування епоксидних смол. В подальшому дані дослідження дозволять створити епоксидно-поліефірний компаунд з поліпшеними у комплексі експлуатаційними характеристиками.

Мета роботи – встановити оптимальний вміст твердника Butanox-M50 у поліефірній смолі ENYDYNE H 68372 TAE за показниками фізико-механічних властивостей.

Матеріали та методика дослідження. Для формування матриці з покращеними фізико-механічними властивостями було використано наступні складові.

1. Як основний інгредієнт матриці вибрано ортофталеву дициклопентадієнову (DCPD) ненасичену передприскорену поліефірну смолу ENYDYNE H 68372 TAE, яка містить інгібітор для попередження миттєвої полімеризації (час гелеутворення $\tau = 20 \dots 24$ хв) [9]. Слід зазначити, що при реакції сополімеризації композиції ненасичених поліефірів з неграничними мономерними з'єднаннями в присутності ініціаторів виділяється значна кількість тепла, тому реакція є екзотермічною [1].

2. Ініціатор реакції для поліефірних смол – Бутанокс-М50 (Butanox-M50), що є перекисом метилетилкетону (МЕКП) і містить незначну кількість води та полярних з'єднань, порівняно з етиленгліколем [10].

3 метою виявлення оптимальної концентрації ініціатора реакції Butanox-M50 у ненасиченому поліефірі марки ENYDYNE H 68372 TAE проведено дослідження фізико-механічних властивостей матриці. Концентрацію ініціатора змінювали у межах: $q = 0,5 \dots 5,0$ мас.ч. на 100 мас.ч. ненасиченого поліефіру ENYDYNE H 68372 TAE.

У роботі досліджено наступні фізико-механічні властивості: модуль пружності та руйнівні напруження при згинанні, ударна в'язкість.

Руйнівні напруження і модуль пружності при згинанні визначали згідно ГОСТу 4648-71 і ГОСТу 9550-81 відповідно. Параметри зразків: довжина – $l = 120 \pm 2$ мм, ширина – $b = 15 \pm 0,5$ мм, висота – $h = 10 \pm 0,5$ мм.

Ударну в'язкість визначали за допомогою маятникового копра згідно методу Шарпі (ГОСТ 4647-80). Визначали робочий кут відхилення маятника після руйнування зразка при наперед заданому початковому куті підйому робочого тіла установки. Дослідження проводили за температури $T = 298 \pm 2$ К і відносній вологості $d = 50 \pm 5$ %. Використовували зразки з розміром: $l \times b \times h = (65 \times 12 \times 12) \pm 0,5$ мм.

Додатково досліджували структуру зламу КМ на металографічному мікроскопі моделі XJL - 17AT, який оснащений камерою Levenhuk C310 NG (3,2 Mega Pixels). Діапазон збільшення зображення від $\times 100$ до $\times 1600$ разів. У роботі зразки досліджували при збільшенні у $\times 400$ разів. Для обробки цифрових зображень використовували програмне забезпечення «Levenhuk TourView».

Затверджували матеріали за наступним режимом: формування зразків та їх витримування впродовж часу $t = 12,0 \pm 0,1$ год за температури $T = 293 \pm 2$ К, нагрівання зі швидкістю $v = 3$ К/хв до температури $T = 393 \pm 2$ К, витримування зразків при заданій температурі впродовж часу $t = 2,0 \pm 0,05$ год, повільне охолодження до температури $T = 293 \pm 2$ К. З метою стабілізації структурних процесів у матриці зразки витримували впродовж часу $t = 24$ год на повітрі за температури $T = 293 \pm 2$ К з наступним проведенням експериментальних випробувань.

Результати досліджень та їх обговорення. Відомо [1], що для тверднення ненасиченої полієфірної смоли необхідно вводити ініціатор, який містить вільні радикали та ініціює ланцюгову реакцію полімеризації. Попередньо було встановлено [8], що оптимальна концентрація ініціатора Butanox-M50 у літєвій полієфірній смоли Norsodyne O 12335 AL становить $q = 1$ мас.ч. на 100 мас.ч. Тому на початковому етапі досліджували вплив вмісту твердника Butanox-M50 у полієфірній смоли марки ENYDYNE H 68372 TAE для створення полімерної матриці з покращеними фізико-механічними властивостями.

На першому етапі досліджували модуль пружності, руйнівні напруження при згинанні та ударну в'язкість матеріалів на основі полієфірної смоли ENYDYNE H 68372 TAE (рис. 1).

Аналізуючи отримані результати досліджень, можна констатувати, що максимальними показниками модуля пружності, руйнівних напружень та ударної в'язкості характеризується матриця, зшита твердником за вмісту $q = 1,5$ мас.ч. Слід відмітити тенденцію поступового збільшення показників фізико-механічних властивостей матриці при введенні ініціатора у полієфірний зв'язувач. При цьому показники руйнівних напружень при згинанні підвищуються від $\sigma_{3z} = 25,4$ МПа до $\sigma_{3z} = 29,4$ МПа (рис. 1, крива 1), модуль пружності при згинанні – від $E = 3,1$ ГПа до $E = 3,8$ ГПа (рис. 1, крива 2), ударна в'язкість – від $\alpha = 1,9$ кДж/м² до $\alpha = 4,4$ кДж/м² (рис. 1, крива 3).

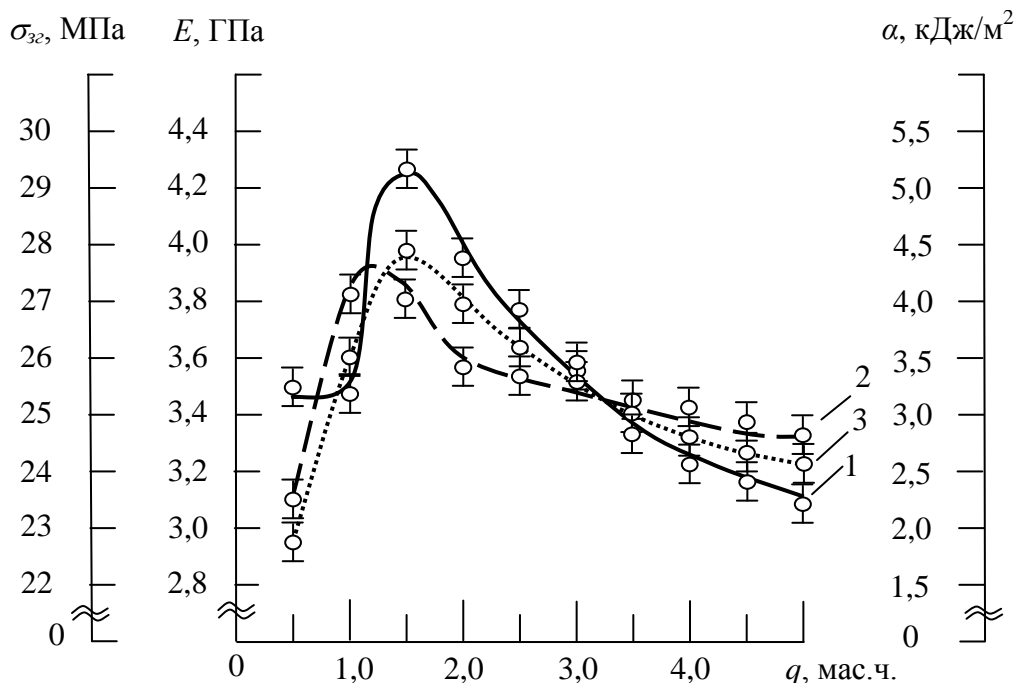


Рис. 1.- Залежність фізико-механічних властивостей полієфірної матриці від вмісту твердника:

1 – руйнівні напруження при згинанні (σ_{3z}); 2 – модуль пружності при згинанні (E); 3 – ударна в'язкість (α)

Зазначимо, що показники ударної в'язкості та модуля пружності при згинанні за вмісту ініціатора $q = 0,5$ мас.ч. становлять $\alpha = 1,9$ кДж/м² та $E = 3,1$ ГПа відповідно. Дані показники

свідчать про недостатнє зшивання матриці за даної концентрації твердника. Очевидно що додавання ініціатора Butanox-M50 $q = 0,5$ мас.ч. забезпечує активацію вільних радикалів у композиції, однак не забезпечує повного їх зшивання. Значна кількість вільних радикалів призводить до погіршення показників властивостей матеріалу. Проаналізовано, що час гелеутворення при цьому збільшується до $\tau = 30...35$ хв і виділеного тепла недостатньо, щоб ініціювати реакцію полімеризації у всьому об'ємі матриці. Це суттєво впливає на процеси її формування.

Експериментально встановлено, що при подальшому збільшенні вмісту ініціатора до $q = 2,0...5,0$ мас.ч. у полієфірній матриці спостерігали зниження показників фізико-механічних властивостей матеріалу, які становлять: руйнівні напруження – $\sigma_{32} = 23,4...29,4$ МПа, модуль пружності – $E = 3,3...3,8$ ГПа, ударна в'язкість – $\alpha = 2,5...4,4$ кДж/м². На нашу думку зниження показників властивостей безпосередньо пов'язано з часом гелеутворення, який значно зменшився ($\tau = 10...15$ хв). Час гелеутворення є важливим при формуванні матеріалів, який залежить від: 1) часу, затраченого на механічне суміщення з ініціатором; 2) часу заливання композиції у необхідну для тверднення форму до початку реакції термічної полімеризації. При збільшенні концентрації ініціатора до $q = 5,0$ мас.ч. спостерігали інтенсивне виділення тепла, яке призвело до неконтрольованого різкого підвищення температури. Даний ефект призводить до миттєвого гелеутворення у матеріалі та скачкоподібного підвищення температури. Тому фізико-механічні властивості досліджуваного матеріалу значно погіршилися і становлять: руйнівні напруження – $\sigma_{32} = 23,4$ МПа, модуль пружності – $E = 3,3$ ГПа, ударна в'язкість – $\alpha = 2,5$ кДж/м².

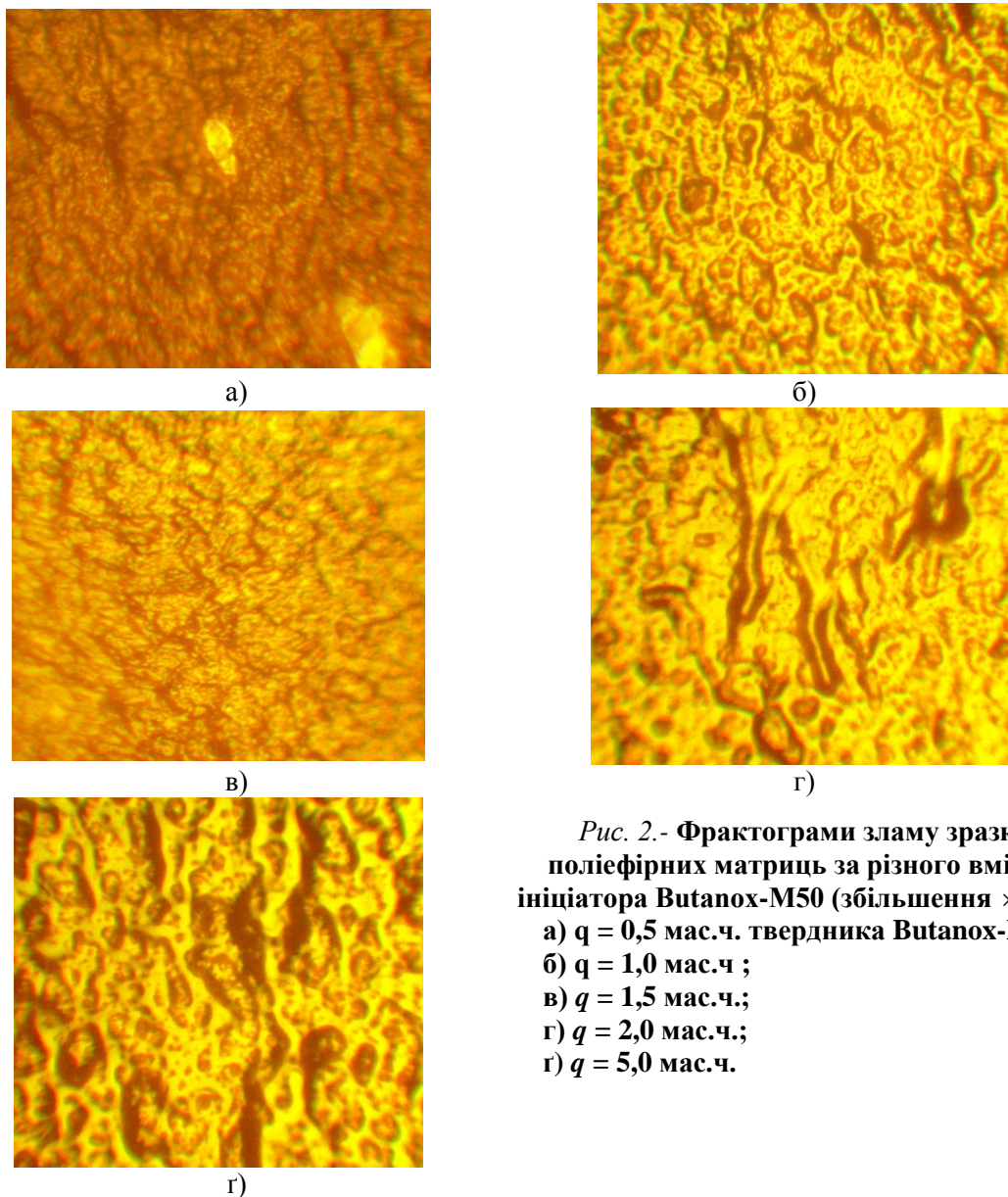


Рис. 2.- Фрактограми зламу зразків з полієфірних матриць за різного вмісту ініціатора Butanox-M50 (збільшення $\times 400$):
 а) $q = 0,5$ мас.ч. твердника Butanox-M50;
 б) $q = 1,0$ мас.ч ;
 в) $q = 1,5$ мас.ч.;
 г) $q = 2,0$ мас.ч.;
 ґ) $q = 5,0$ мас.ч.

Отримані результати фізико-механічних досліджень підтверджено методом оптичної мікроскопії. На рис. 2 наведені фрактограми зламу матриць за різних концентрацій ініціатора ($q = 0,5 \dots 5,0$ мас.ч.). Аналізуючи поверхню КМ в області руйнування за вмісту твердника $q = 0,5$ мас.ч. (рис. 2, а) дозволяє стверджувати, що поверхня зламу є неоднорідною, наявні осередки вкраплення. Дані включення є підтвердженням гіпотези про неповний перебіг реакції розпаду молекул полієфіру на вільні радикали, що вказує на недостатність зшивання матриці. Водночас хаотичність ліній сколювання на поверхні зразка, зшитого твердником за вмісту $q = 1,0$ мас.ч., характеризує підвищення напруженого стану матеріалу, що може виникнути за рахунок збільшення кількості вільних радикалів, які не вступили в реакцію полімеризації із-за недостатнього вмісту ініціатора (рис. 2, б). Аналізуючи фрактограми зламу зразка за концентрації твердника $q = 1,5$ мас.ч. (рис. 2, в) дозволив виявити рівномірне поширення тріщин та відсутність ліній сколювання, що опосередковано свідчить про незначну величину залишкових напружень у матриці. Аналіз структури поверхні зразків на фрактограмах зламів матриць (рис. 2, г, г), підтверджує результати випробувань щодо погіршення фізико-механічних властивостей при збільшенні концентрації твердника до $q = 2,0 \dots 5,0$ мас.ч. Яскраво виражені осередки глобулярного характеру хаотичного вигляду, які, очевидно виникають внаслідок зменшення часу гелеутворення матеріалів. Даний ефект збільшує швидкість полімеризації КМ внаслідок неконтрольованого саморозігріву композиції, що призводить до утворення у матриці значних залишкових напружень.

Отже, враховуючи зменшення властивостей фізико-механічних показників при надмірній кількості ініціатора Butanox-M50, зменшення часу гелеутворення, утворення значних залишкових напружень у матеріалі можна констатувати про недоцільність його використання у великих кількостях. Експериментально доведено, що оптимальна концентрація твердника у полієфірному зв'язувачі становить $q = 1,5$ мас.ч.

Висновки. Відповідно результатів експериментальних досліджень встановлено, що **максимальні показники фізико-механічних властивостей серед досліджуваних матеріалів отримали при формуванні матриці на основі полієфірної смоли ENYDYNE H 68372 TAE (100 мас.ч.), зшитої твердником Butanox-M50 ($q = 1,5$ мас.ч.).** Така матриця відзначається наступними властивостями: руйнівні напруження при згинанні – $\sigma_{z_2} = 29,4$ МПа, модуль пружності при згинанні – $E = 3,8$ ГПа, ударна в'язкість – $\alpha = 4,4$ кДж/м². Експериментально встановлено недоцільність збільшення концентрації ініціатора понад $q = 2,0$ мас.ч., позаяк у цьому випадку спостерігали неконтрольований саморозігрів композиції, який призводить до пришвидшення процесу полімеризації та формування матеріалу зі значними залишковими напруженнями.

Список використаної літератури:

1. Справочник по композиционным материалам: В 2-х кн. Кн. 1. / под ред. Дж. Любина, пер. с англ. А.Б. Геллера, М.М. Гельмонта; под ред. Б.Э. Геллера. – М. : Машиностроение, 1988. – 448 с.
2. Полимерные композиционные материалы: структура, свойства, технология: Учебное пособие / [Кербер М.Л., Виноградов В.М., Головкин Г.С. и др.]; под общ. ред. А.А. Берлина. – М: Профессия, 2008. – 557 с.
3. Стухляк П.Д. Эпоксидные композиты для защитных покрытий. – Тернопіль: Збруч, 1994. – 177 с.
4. Братичак М.М. Хімічна модифікація епоксидного олігомеру ЕД-20 1,4-бутандіолом / М.М. Братичак, О.П. Івашків, О.Т. Астахова // Доповіді Національної академії наук України. — 2014. — № 8. — С. 97–102.
5. Яцишин О. І. Вивчення структурування епоксидної смоли ЕД-20 у присутності реакційноздатних олігомерів / О. І. Яцишин, Т. І. Червінський, М. М. Братичак // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». – 2012. – № 726 : Хімія, технологія речовин та їх застосування. – С. 467–471.
6. До Динь, Чунг. Изучения влияния отвердителя на свойства и процесс отверждения эпоксидного олигомера ЭД-20 / Чунг, До Динь, Тхе Ву, Хоанг, В.С. Осипчук, С.А. Смирнова, И.Ю. Горбунова // Пластические массы, 2010. – №10. – С.53–55.
7. Сапронов О.О. Підвищення антикорозійних характеристик деталей суднових енергетичних установок за рахунок використання епоксикомпозитних покриттів [Електронний ресурс] / О.О. Сапронов // Наукові нотатки . – 2014. – Вип. 47. – С. 176–181.
8. Браїло М.В. Розроблення епоксиполієфірної матриці з поліпшеними адгезійними властивостями для підвищення надійності експлуатації деталей суднових енергетичних установок / М.В. Браїло // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – 2015. – № 2 (13). – С. 174–179.
9. Technical data sheet. ENYDYNE H 68372 TAE. Unsaturated polyester resin [Електронний ресурс]. – 2015. – Режим доступу до ресурсу: <http://www.ccpcomposites.eu/images/polynt/tds/2015/H%2068372%20TAE%20-%200GB.pdf>.
10. Юкельсон И. И. Технология основного органического синтеза / И. И. Юкельсон. – М.: Химия, 1968. – 848 с.

Стаття надійшла до редакції 13.03.2017

УДК 667.64:678.026

Букетова Н.М., Нігалатій В.Д.

ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОАБРАЗИВНОЇ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ЕПОКСИКОМПОЗИТІВ З ПІДВИЩЕНИМИ ЕКСПЛУАТАЦІЙНО-РЕМОНТНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ДЛЯ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

За результатами дослідження встановлено зносостійкість епоксикомпозитів, наповнених дисперсними частками різної фізичної природи. Показано, що механізм зношування композитних матеріалів зумовлений фізико-механічними процесами на поверхні композитів, визначальними з яких є процеси мікрорізання і пластичного деформування поверхневого шару. Доведено, що зносостійкість матеріалів залежить від кута атаки гідроабразивної суміші. Встановлено, що максимальну зносостійкість композитів спостерігали при куті атаки гідроабразивної суміші $\alpha = 30^\circ$, де вирішальне значення у мікроруйнуванні мають дотичні сили. Найменшими показниками зносостійкості характеризуються композити при куті атаки суміші $\alpha = 60...75^\circ$ за рахунок виникнення на поверхні водночас дотичних напружень, які спричиняють мікро- і макрорізання матеріалу, та нормальних напружень, які призводять до пластичних деформацій поверхневого шару.

Ключові слова: епоксидний композит, матриця, наповнювач, зносостійкість

Рис. 3. Літ. 25

Букетова Н.Н., Нігалатій В.Д.

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОАБРАЗИВНОЙ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ЭПОКСИКОМПОЗИТОВ С ПОВЫШЕННЫМИ ЭКСПЛУАТАЦИОННО-РЕМОНТНЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ДЛЯ СРЕДСТВ ТРАНСПОРТА

По результатам исследования установлена износостойкость эпоксикомпозитов, наполненных дисперсными частицами различной физической природы. Показано, что механизм износа композитных материалов обусловлен физико-механическими процессами на поверхности композитов, определяющими из которых являются процессы микрорезания и пластического деформирования поверхностного слоя. Доказано, что износостойкость материалов зависит от угла атаки гидроабразивной смеси. Установлено, что максимальную износостойкость материалов наблюдали при угле атаки гидроабразивной смеси $\alpha = 30^\circ$, где решающее значение в микроразрушении имеют касательные силы. Наименьшими показателями износостойкости характеризуются композиты при угле атаки смеси $\alpha = 60...75^\circ$ за счет возникновения на поверхности одновременно касательных напряжений, вызывающих микро- и макрорезание материала, и нормальных напряжений, которые приводят к пластическим деформациям поверхностного слоя.

Ключевые слова: эпоксидный композит, матрица, наполнитель, износостойкость

Buketova N.M., Nihalatiy V.D.

RESEARCH HYDROABRASIVE WEAR RESISTANCE OF EPOXY COMPOSITES WITH HIGH MAINTENANCE AND REPAIR OF TRANSPORT FOR PERFORMANCE

The study found durability epoxy composites filled with dispersed particles of different physical nature. It is shown that the wear mechanism of composite materials caused by physical and mechanical processes on the surface of composites determinants of which are processes micro cutting and plastic deformation of the surface layer. Proved that the durability of materials depends on the angle of attack hydroabrasive mixture. Established that the maximum wear resistance of composites was observed at an angle of attack hydroabrasive mixture $\alpha = 30^\circ$, where critical in micro fracture are tangential force. Lowest rate composites characterized by durability at an angle of attack mixture $\alpha = 60...75^\circ$ by the appearance on the surface while shear stresses that cause micro- and macro fracture material and normal stresses, which lead to plastic deformation of the surface layer.

Keywords: epoxy composite, matrix, filler, wear

Постановка проблеми. На сьогодні полімерні композитні матеріали (КМ) широко використовують у вигляді конструкційних виробів або захисних покриттів для підвищення експлуатаційних характеристик обладнання загального та спеціального призначення [1-6]. Такі матеріали повинні характеризуватися поліпшеними фізико-механічними властивостями, що дозволить підвищити надійність їх експлуатації в умовах гідроабразивного зношування засобів транспорту. У цьому плані перспективним є використання полімерних матеріалів і покриттів на епоксидній основі, які відзначаються підвищеними адгезійними і когезійними характеристиками [7-12].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз літературних джерел вказує на значний вплив природи і об'ємного вмісту наповнювача на властивості КМ, у тому числі і зносостійкість [13-18]. Перспективним напрямком полімерного матеріалознавства є розроблення композитів на епоксидній основі, наповнених дисперсними частками різної фізичної природи. Відомо, що введення наповнювачів забезпечує поліпшення фізико-механічних властивостей композитних матеріалів (КМ) у комплексі, таких як міцність, жорсткість, ударна в'язкість та ін. [13]. Такі

композити експлуатують у широкому діапазоні температур і циклічних навантажень. Актуальним також є використання активних наповнювачів, які не лише підвищують показники когезійної міцності КМ, але й дозволяють формувати матеріали, що забезпечують збільшення міжремонтного ресурсу експлуатації деталей в умовах впливу гідроабразивного зношування. Останнє є особливо актуальним при розробці матеріалів, призначених для захисту засобів морського та річкового транспорту.

Мета роботи – дослідити гідроабразивну зносостійкість епоксидних композитів, які містять частки активного наповнювача.

Матеріали та методика дослідження. Як основний компонент для зв'язувача при формуванні покриттів вибрано епоксидний діановий олігомер марки ЕД-20 (ГОСТ 10587-84), який характеризується високою адгезійною та когезійною міцністю, незначною усадкою і технологічністю при нанесенні на поверхні складного профілю. Для зшивання епоксидних композицій використано твердник поліетиленполіамін (ПЕПА) (ТУ 6-05-241-202-78), що дозволяє затверджувати матеріали при кімнатних температурах. Зшивали КМ, вводючи твердник у композицію при стехіометричному співвідношенні компонентів за вмісту (мас.ч.) – ЕД-20 : ПЕПА – 100 : 10. Як модифікатор використано бензен-1,3-діамін (ДБ). Формула бензен-1,3-діаміну має вигляд $C_6H_8N_2$.

Як наповнювачі для експериментальних досліджень використано карбонат літію (Li_2CO_3), який застосовують для виробництва скла, пластмас, електроізоляційного фарфору, ситалів, а також у чорній металургії (десульфурація сталі) і карбонат нікелю ($NiCO_3$), який переважно застосовують у лакофарбовій промисловості для фарбування керамічних виробів. Також він є вихідним матеріалом для одержання інших сполук нікелю. Дисперсність наповнювачів становить 8...10 мкм.

Додатково використовували ультрадисперсний алмаз (УДА), отриманий методом детонаційного синтезу. Частки УДА з розміром $d = 4...6$ нм складаються з вуглецю (80...88 %), який, в основному, знаходиться в алмазній фазі. Додатково у частках присутній кисень (10 % і більше), водень (0,5...1,5 %), азот (2...3 %) і вогнетривкий залишок (0,5...8,0 %), який складається з оксидів, карбідів та солей різних елементів, таких як Fe, Ti, Cr, Cu, K, Ca, Si, Zn, Pb і т.п.

Епоксидні композити формували за такою технологією: підігрівання смоли до температури $T = 353 \pm 2$ К і витримка при даній температурі впродовж часу $\tau = 20 \pm 0,1$ хв; гідродинамічне суміщення олігомеру і модифікатора впродовж часу $\tau = 1 \pm 0,1$ хв; гідродинамічне суміщення композиції і наповнювачів впродовж часу $\tau = 10 \pm 0,1$ хв; ультразвукова обробка (УЗО) композиції впродовж часу $\tau = 1,5 \pm 0,1$ хв; охолодження композиції до кімнатної температури впродовж часу $\tau = 60 \pm 5$ хв; введення твердника і перемішування композиції впродовж часу $\tau = 5 \pm 0,1$ хв. Затверджували КМ за режимом: формування зразків та їх витримання впродовж часу $\tau = 12,0 \pm 0,1$ год за температури $T = 293 \pm 2$ К, нагрівання зі швидкістю $v = 3$ К/хв до температури $T = 393 \pm 2$ К, витримання впродовж часу $\tau = 2,0 \pm 0,05$ год, повільне охолодження до температури $T = 293 \pm 2$ К. З метою стабілізації структурних процесів у матриці зразки витримували впродовж часу $\tau = 24$ год на повітрі за температури $T = 293 \pm 2$ К з наступним проведенням експериментальних випробувань.

Відносну стійкість КМ до дії гідроабразиву визначали за методикою випробування матеріалів і покриттів на газоабразивне зношування з використанням відцентрового прискорювача (ГОСТ 23201-78). Методика дозволяє моделювати реальні процеси зношування деталей механізмів під дією гідроабразиву (рис. 1). Швидкість обертання ротора відцентрового прискорювача становила 3000 об/хв. Як гідроабразивну суспензію використано суміш технічної води і абразивних часток кварцового піску (5:1 за об'ємом). Випробування зразків з розміром $30 \times 20 \times 4$ мм проводили при зміні кута атаки гідроабразивної суміші в межах від $\alpha = 30^\circ$ до $\alpha = 90^\circ$. Для порівняння отриманих результатів експериментальних досліджень як еталон використано зразки зі сталі Ст 3 і алюмінієвого сплаву марки Д 16. Маса використаного при дослідженні кварцового піску становить $m = 9 \pm 0,1$ кг.

Відносну інтенсивність зношування визначали за формулою:

$$I = \frac{m_0 - m_k}{m_0} \cdot 100\%, \quad (1)$$

де m_0 – маса зразка на початку дослідження, кг; m_k – маса зразка у кінці дослідження, кг.

Коефіцієнт зносостійкості визначали за формулою:

$$K_3 = \frac{I_E}{I}, \quad (2)$$

де I_E – відносна інтенсивність зношування еталону (сталь Ст 3 або алюмінієвий сплав Д16) %; I – відносна інтенсивність зношування КМ, %.

Зважування зразків перед і після випробувань проводили на електронних вагах DRS-8000 «SHIMADZU» з точністю $0,02 \pm 0,001$ г.

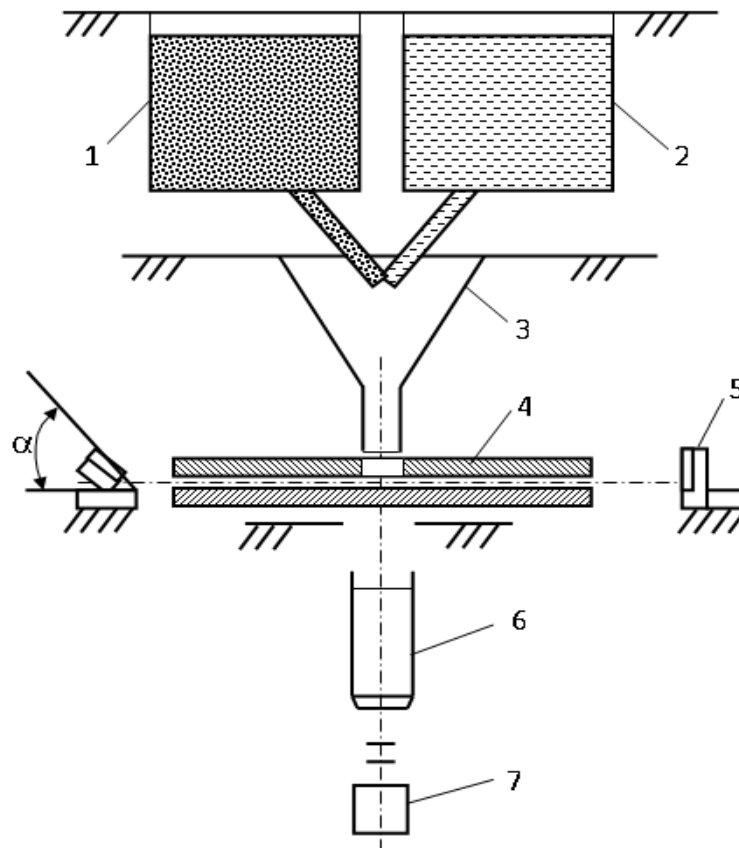


Рис. 1. - Схема відцентрового прискорювача: 1 – резервуар з абразивними частками; 2 – резервуар фз технічною водою; 3 – бункер для змішування абразивних часток з водою; 4 – ротор; 5 – зразок з покриттям; 6 – електродвигун; 7 – тахометр.

Результати досліджень та їх обговорення. Для підвищення гідроабразивної зносостійкості технологічного устаткування морського та річкового транспорту, яке експлуатують у агресивних середовищах, досліджували розроблені захисні покриття на основі епоксидного зв'язувача з двокомпонентним бідисперсним наповнювачем, вміст якого попередньо визначали методом математичного планування експерименту.

Випробовували контрольні металеві еталонні зразки і п'ять складів захисних покриттів:

- сталь марки Ст 3 (еталонний зразок);
- алюмінієвий сплав марки Д16 (еталонний зразок);
- матриця (контрольний зразок) (матрицю формували за наступного співвідношення компонентів – епоксидний олігомер ЕД-20 : твердник ПЕПА – 100 : 10);
- КМ 1 (композит формували за наступного співвідношення компонентів – зв'язувач : модифікатор бензен-1,3-діамін (БД) : ультрадисперсний алмаз (УДА) ($d = 4 \dots 6$ нм) : карбонат літію ($8 \dots 10$ мкм) – 100 : 0,25 : 0,05 : 0,5);
- КМ 2 (композит формували за наступного співвідношення компонентів – зв'язувач : модифікатор БД : УДА : карбонат літію – 100 : 1,5 : 0,08 : 3,0);
- КМ 3 (композит формували за наступного співвідношення компонентів – зв'язувач : модифікатор БД : УДА : карбонат нікелю ($8 \dots 10$ мкм) – 100 : 0,25 : 0,05 : 3,0);
- КМ 4 (композит формували за наступного співвідношення компонентів – зв'язувач : модифікатор БД : УДА : карбонат нікелю – 100 : 1,5 : 0,08 : 10,0).

При гідроабразивному зношуванні розрізняють два випадки взаємодії абразиву з матеріалом: удар при прямому куті атаки ($\alpha = 90^\circ$) і косий удар ($0 < \alpha < 90^\circ$) [14, 19-25]. Виходячи з цього, під час удару гідроабразиву на поверхні матеріалу може виникати пружна або пластична деформація, крихке руйнування, що спричиняє видалення як полімеру, так і часток наповнювача. При косому ударі ($0 < \alpha < 90^\circ$) на характер пошкодження поверхні суттєво впливає дотична складова імпульсу й опір матеріалу впливу дотичних сил на поверхню. Навпаки, при прямому ударі ($\alpha = 90^\circ$) на характер руйнування поверхні суттєво впливають нормальні сили.

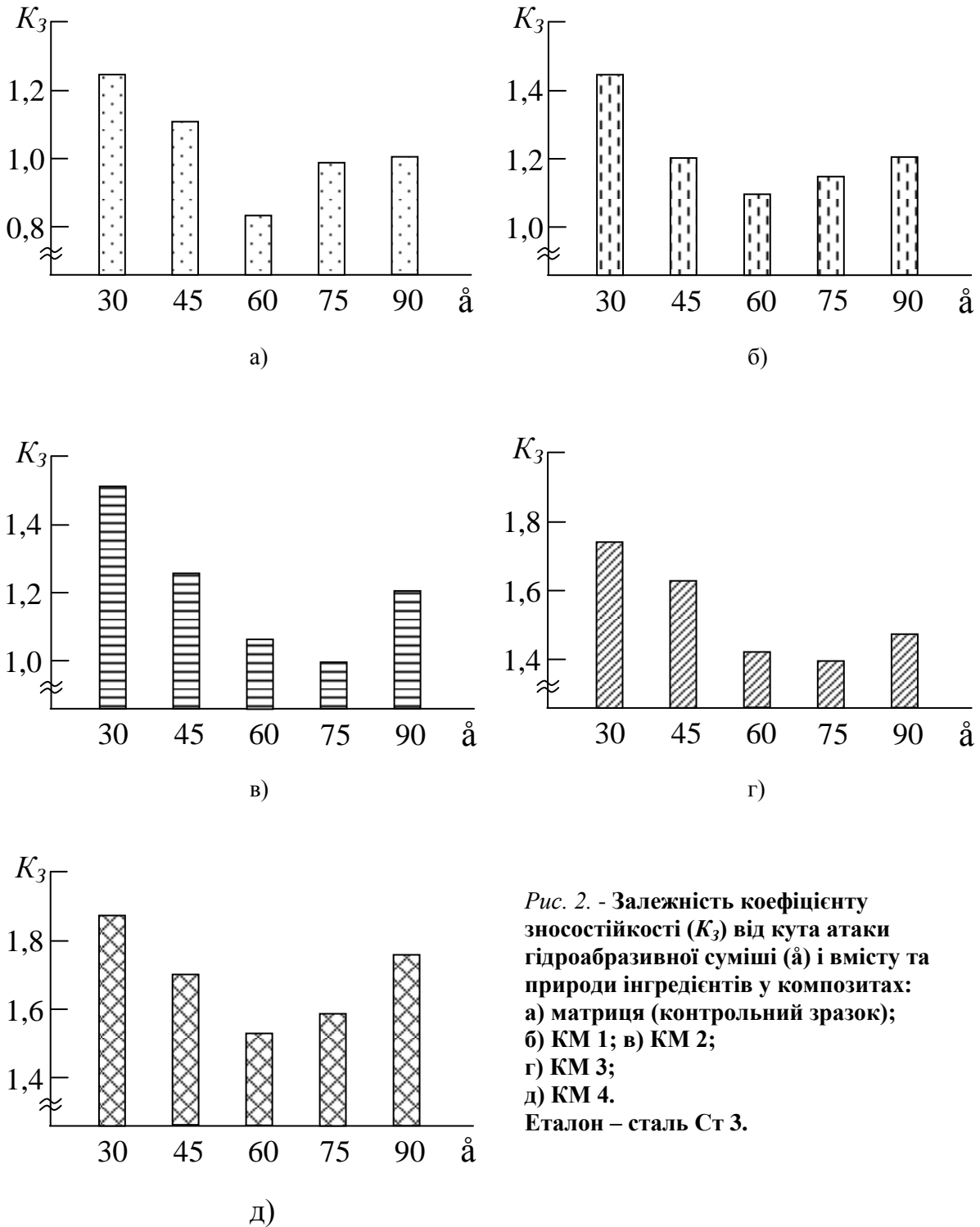
Аналіз залежностей коефіцієнту зносостійкості досліджуваних КМ від кута атаки гідроабразивної суміші дозволяє стверджувати, що в усіх, без винятку, зразках зносостійкість є відносно високою при кутах атаки гідроабразиву $\alpha = 30 \dots 45^\circ$. При кутах атаки гідроабразиву $\alpha = 60 \dots 75^\circ$ коефіцієнт зносостійкості є найменшим, а за прямого удару ($\alpha = 90^\circ$) K_z знову підвищується. Це можна пояснити тим, що за невеликих кутів атаки ($\alpha = 30 \dots 45^\circ$) суттєвий вплив на руйнування матеріалів мають дотичні сили. При збільшенні кута атаки суміші до $\alpha = 60 \dots 75^\circ$ на процеси руйнування водночас впливають як дотичні, так і нормальні сили. Це, у свою чергу, призводить до інтенсивного мікрорізання поверхні матеріалів з наступним видаленням матриці і часток наповнювача функціонального шару композиту. За прямого удару під кутом $\alpha = 90^\circ$ діють лише нормальні сили. У такому випадку інтенсивність зношування зменшується, що зумовлено демпферними властивостями полімерних КМ. Внаслідок цього частки гідроабразиву відбиваються від поверхні КМ, не суттєво руйнуючи останню.

Експериментально встановлено, що найнижчими показниками коефіцієнту зносостійкості серед усіх досліджуваних композитів відзначається пластифікована епоксидна матриця (рис. 2). Показано, що при куті атаки гідроабразиву $\alpha = 30^\circ$ коефіцієнт зносостійкості матриці становить $K_z = 1,24$. Збільшення кута атаки гідроабразиву до $\alpha = 60 \dots 75^\circ$ призводить до зменшення коефіцієнту зносостійкості матриці ($K_z = 0,82 \dots 1,03$), а при куті атаки $\alpha = 90^\circ$ відносна зносостійкість матриці становить $K_z = 1,12$. Отримані результати дослідження можна пояснити тим, що інтенсивність зношування, як було показано вище, залежить від перебігу двох процесів руйнування: мікрорізання та пластичного деформування. При цьому домінуючий вплив кожного з процесів залежить не лише від когезійної міцності КМ, але й в основному від кута атаки гідроабразивної суміші. При дослідженні матриці залежно від кута атаки гідроабразиву спостерігали обидва види руйнування поверхневого шару матеріалу. Зокрема, при кутах атаки суміші $\alpha = 60 \dots 75^\circ$ на початковому етапі відбувається макрорізання поверхні, а далі – пластичне деформування і видалення матеріалу.

Додатково встановлено (рис. 2), що введення у пластифікований епоксидний олігомер дисперсних часток забезпечує підвищення зносостійкості КМ стосовно полімерної матриці. Зокрема, показано (рис. 2, б, в), що при куті атаки гідроабразиву $\alpha = 30^\circ$ зносостійкість КМ 1 і КМ 2 підвищується стосовно матриці від $K_z = 1,24$ до $K_z = 1,44 \dots 1,52$. Методом електронної мікроскопії підтверджено, що на поверхні таких композитів спостерігали канавки, які виникли внаслідок мікрорізання під дією гідроабразиву. При цьому порівняно з матрицею вони не такі глибокі, а довжина їх є значно меншою. Крім того, доведено, що при кутах атаки $\alpha = 60 \dots 75^\circ$ зносостійкість КМ 1 і КМ 2 порівняно з матрицею підвищується від $K_z = 0,82 \dots 1,03$ до $K_z = 1,02 \dots 1,18$, а при куті атаки гідроабразиву $\alpha = 90^\circ$ – від $K_z = 1,12$ до $K_z = 1,20 \dots 1,22$. У першу чергу покращення зносостійкості епоксикомпозитів можна пояснити їх поліпшеними когезійними властивостями порівняно з епоксидною пластифікованою матрицею. Попередньо встановлено, що КМ з частками ультрадисперсного алмазу і карбонату літію відзначаються підвищеними показниками руйнівних напружень та модуля пружності при згинанні, а також ударною в'язкістю. Введення у полімерний зв'язувач даних часток за критичного вмісту забезпечує формування гетерогенних композитів з підвищеним вмістом гель-фракції, позаяк максимальна кількість полімеру переходить у стан зовнішніх поверхневих шарів. Останні відзначаються більшою міцністю, порівняно з полімером у об'ємі. Відповідно покращується когезійна міцність КМ, а, отже, і їх зносостійкість.

Аналіз результатів дослідження у комплексі дозволяє констатувати, що найкращими показниками зносостійкості відзначаються композити, наповнені частками ультрадисперсного алмазу і карбонату нікелю. Доведено (рис. 2, г, д), що при куті атаки гідроабразиву $\alpha = 30^\circ$ зносостійкість КМ 4 підвищується стосовно матриці від $K_z = 1,24$ до $K_z = 1,86$, при кутах атаки $\alpha = 60 \dots 75^\circ$ – від $K_z = 0,82 \dots 1,03$ до $K_z = 1,52 \dots 1,57$, а при куті атаки гідроабразиву $\alpha = 90^\circ$ – від $K_z = 1,12$ до $K_z = 1,78$. Водночас спостерігали результати мікрорізання, що характерно для зношування твердих та жорстких гетерогенних КМ. Методом електронної мікроскопії

підтверджено, що багатократні деформації КМ у результаті мікроударів абразивними частками зумовлюють утворення на поверхні мікророзривів, площина яких перпендикулярна до напрямку руху гідроабразивної суміші. У такому випадку на поверхні контакту виникають канавки, які мають орієнтацію у напрямку вектора швидкості ковзання гідроабразивного потоку. Можна констатувати, що при зношуванні таких зразків домінуючим є механізм пластичної деформації [21, 24]. При реалізації такого механізму зношування окремі абразивні частки під впливом значного номінального тиску гідроабразивного потоку вклинюються у поверхневий шар КМ, пластично деформуючи при цьому епоксидну матрицю.



Виходячи з того, що розроблені матеріали доцільно використовувати для захисту не лише сталюватого устаткування, але й деталей на основі кольорових металів, у роботі досліджували інтенсивність зношування розроблених композитів відносно еталону на основі алюмінієвого

сплаву марки Д 16. Експериментально встановлено (рис. 3), що коефіцієнт зношування епоксидної матриці при куті атаки гідроабразивної суміші $\alpha = 45^\circ$ є найменшим серед усіх досліджуваних зразків і становить $K_z = 2,23$. Максимальними показниками зносостійкості характеризується КМ 4 ($K_z = 3,35$), що добре узгоджується з результатами випробувань зносостійкості тих же зразків стосовно сталі Ст 3. Слід зазначити, що КМ 1, КМ 2 і КМ 3 мають меншу зносостійкість ($K_z = 2,59$, $K_z = 2,73$ і $K_z = 3,10$ відповідно) порівняно з КМ 4. При цьому зазначимо, що вони також можуть бути використані у вигляді захисних покриттів, які експлуатуються в умовах впливу гідроабразивних середовищ. Отже, доведено, що результати дослідження зносостійкості стосовно еталону алюмінію корелюють з коефіцієнтом зносостійкості покриттів, де за еталон взято зразок зі сталі Ст 3. При цьому зауважимо, що показники коефіцієнту зносостійкості матеріалів порівняно з алюмінієвим сплавом марки Д 16 є у 1,8 разів більшими порівняно зі сталлю марки Ст 3. Це зумовлено різницею у твердості алюмінієвого і сталюого матеріалів.

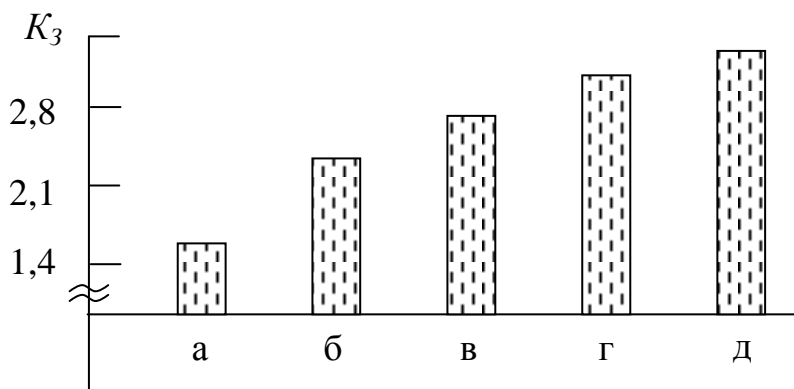


Рис. 3. - Залежність коефіцієнту зносостійкості (K_z) при куті атаки гідроабразиву $\alpha = 30^\circ$ від вмісту та природи інгредієнтів у композитах: а) матриця (контрольний зразок); б) КМ 1; в) КМ 2; г) КМ 3; д) КМ 4. Еталон – алюмінієвий сплав Д 16.

Висновки. За результатами дослідження встановлено зносостійкість епоксикомпозитів, наповнених дисперсними частками різної фізичної природи. Показано, що механізм зношування композитних матеріалів зумовлений фізико-механічними процесами на поверхні композитів, визначальними з яких є процеси мікрорізання і пластичного деформування поверхневого шару. При цьому можна констатувати наступне.

1. Зносостійкість матеріалів залежить від кута атаки гідроабразивної суміші. Встановлено, що максимальну зносостійкість КМ спостерігали при куті атаки гідроабразивної суміші $\alpha = 30^\circ$, де вирішальне значення у мікроруйнуванні мають дотичні сили. Найменшими показниками зносостійкості характеризуються композити при куті атаки суміші $\alpha = 60...75^\circ$ за рахунок виникнення на поверхні водночас дотичних напружень, які спричиняють мікро- і макрорізання матеріалу, та нормальних напружень, які призводять до пластичних деформацій поверхневого шару.

2. Аналіз результатів дослідження у комплексі дозволяє констатувати, що найкращими показниками зносостійкості відзначається полімерний композит, що складається з наступних компонентів: епоксидна діанова смола (100 мас.ч.), твердник поліетиленполіамін (10 мас.ч.), модифікатор бензен-1,3-діамін (1,5 мас.ч.), наповнювач ультрадисперсний алмаз (4...6 нм) (0,08 мас.ч.), наповнювач карбонат нікелю (8...10 мкм) (10 мас.ч.). Доведено, що при куті атаки гідроабразиву $\alpha = 30^\circ$ зносостійкість композиту підвищується стосовно матриці від $K_z = 1,24$ до $K_z = 1,86$, при кутах атаки $\alpha = 60...75^\circ$ – від $K_z = 0,82...1,03$ до $K_z = 1,52...1,57$, а при куті атаки гідроабразиву $\alpha = 90^\circ$ – від $K_z = 1,12$ до $K_z = 1,78$. Під час зношування матеріалу домінуючим є механізм пластичної деформації, при якому абразивні частки під впливом значного номінального тиску гідроабразивного потоку вклинюються у поверхневий шар композиту, пластично деформуючи при цьому епоксидну матрицю.

3. Встановлено кореляційну залежність відносної зносостійкості композитів і фізико-механічних властивостей еталонних зразків. Показано, що показники коефіцієнту зносостійкості матеріалів відносно алюмінієвого сплаву марки Д 16 є у 1,8 разів більшими порівняно зі сталлю марки Ст 3. Це зумовлено різницею у твердості алюмінієвого і сталюого матеріалів.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Белошенко В.А. Эффект памяти формы в полимерах и его применение / В.А. Белошенко, В.Н. Варюхин.-К.: Наукова думка, 2005.-191с.
2. Kausch H.H. Failure of particulate reinforced polymers / H.H.Kausch, Ph.Beguelin, M.Fisher // Механика композитных материалов.-2000.-36, №3.-С.305-316.
3. Wang K.N. Morphology and physical properties of polyethylene / silicate nanocomposite prepared by melt inter-calation / K.N.Wang, M.N.Choi, C.M.Koo et al // J. Polym. Sci.-2002.-40B, N 14.-P.1454-1463.
4. Tjong S.C. Structure and properties of polyamide-6 / vermiculite nanocomposites prepared by direct melt compounding / S.C.Tjong, Y.Z.Meng, Y.Xu // J. Polym. Sci.-2002.-40B, N 24.-P.2860-2870.
5. Gall K. Shape memory polymer nanocomposites / K.Gall, M.L.Dunn, Y.Liu et all // Acta Mater.-2002.-50, N20.-P.5115-5126.
6. Gall K. Internal stress storage in shape memory polymer nanocomposites / K.Gall, M.L.Dunn, Y.Liu // Appl. Phys. Lett.-2004.-85, N2.-P.290-292.
7. Белошенко В.А. Влияние волокнистых наполнителей на деформационно-прочностные свойства эпоксидного полимера / В.А.Белошенко, А.П.Борзенко, В.Ф.Строганов, В.И.Шелудченко // Физика и техника высоких давлений.-2001.-11, №1.-С.48-50.
8. Зеленкова-Мышкова Свойства эпоксидных систем с глиносодержащими нанокompозитами / М. Ю.Зеленка, В.Шпачек, Ф.Соча // Механика композитных материалов.-2003.-39, №2.-С.177-182.
9. Белошенко В.А. Термоусаживающиеся муфты из наполненных эпоксидных композиций / В.А.Белошенко, А.П.Борзенко, В.А.Глазунова, М.К.Пактер // Физика и техника высоких давлений.-2004.-14, №4.-С.109-116.
10. Хозин В.Г. Усиление эпоксидных полимеров / В.Г.Хозин.-Казань: ПИК «Дом печати», 2004.-446с.
11. Белошенко В.А. Эволюция структуры композита эпоксидный полимер – терморасширенный графит при реализации эффекта памяти формы / В.А.Белошенко, А.П.Борзенко, Т.П.Заика, Е.Г.Пашинская // Физика и техника высоких давлений.-2001.-11, №3.-С.54-60.
12. Белошенко В.А. Эффект памяти формы и электрическое сопротивление композиции эпоксидный полимер – терморасширенный графит / В.А.Белошенко, Я.Е.Бейгельзимер, В.Н.Варюхин, Ю.В.Возняк // Высокомолекуляр. соед. Серия А.-2005.-47, №7.-С.1169-1177.
13. Стухляк П.Д. Епоксикомпозитні матеріали, модифіковані ультрафіолетовим опроміненням / П.Д.Стухляк, А.В.Букетов.-Тернопіль: Збруч, 2009.- 237с.
14. Трибологія: підруч./ М.В.Кіндрачук, В.Ф.Лабунець, М.І.Пашечко, Є.В.Корбут.-К.: В-во Нац. авіац. ун-ту «НАУ-друк».-2009.-392с.
15. Шевеля В.В. Трибохимия и реология износостойкости: монография / В.В.Шевеля, В.П.Олександренко.-Хмельницкий: ХНУ, 2006.-278с.
16. Чернець М. Дослідження і розрахунок трибосистем ковзання, методи підвищення довговічності і зносостійкості. В 3 т. Т.1. Методи прогнозування та підвищення зносостійкості триботехнічних систем ковзання / М.Чернець, М.Пашечко, А.Невчас.-Дрогобич: Коло, 2001.-492с.
17. Дмитриченко М.Ф. Триботехніка та основи надійності машин: навч. Посібник / М.Ф.Дмитриченко, Р.Г.Мнацаканов, О.О.Мікосянчик.-К.: ІНФРМАВТОДОР, 2006.-216с.
18. Гаркунов Д.Н. Триботехника (износ и безизносность): учеб. / Д.Н.Гаркунов.-4-е изд.-М.: Изд-во «МСХА», 2001.-606с.
19. Кондратюк В.Л. Исследование износостойкости многослойных поли-меркомпозиционных материалов//Сб. трудов науч.-практ. семинара.-Тернополь: ТДПИ.-1989.-С.34-36.
20. Кальба Е.Н., Кондратюк В.Л., Оверко И.В., Помелуйко А.Т. Полимер-композиционные износ- и коррозионностойкие покрытия для деталей сельхоз-машин // Лакокрасочные материалы и их применение.-1991.-N1.-С.43-44.
21. Богданович П.Н. Трение и износ в машинах / П.Н.Богданович, В.Я.Прущак.-Минск: Высшейшая школа, 1999.-376с.
22. Тененбаум М.М. Сопропение абразивному изнашиванию / М.М.Тененбаум.-М.:Машиностроение, 1976.-272с.
23. Гаркунов Д.Н. Триботехника / Д.Н.Гаркунов.-М.:Химия, 1985.-424с.
24. Богданович П.Н. Особенности изнашивания эпоксидных полимеров // П.Н.Богданович // Трение и износ.-1988.-Т.9, №6.-С.1000-1006.
25. Баран А.А., Дерягин Б.В., Васько Я.Я., Курлиенко О.Д. Изучение флокуляции гидрофобных зольей водорастворимыми полимерами методом проточной ультрамикроскопии / А.А.Баран, Б.В.Дерягин, Я.Я.Васько, О.Д.Курлиенко // Коллоид. журнал.-1976.-Т.38, №5.-С.835-841.

Стаття надійшла до редакції 09.03.2017

УДК 621.43+621.43.016.4+681.518+629.113+656.3.44.083

В.П. Волков¹, І.В. Грицук¹, Ю.В. Грицук², Ю.В. Волков¹, Є.Є. Калашніков³¹ Харківський національний автомобільно-дорожній університет² Донбаська національна академія будівництва і архітектури³ Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського "ХАІ"**ОСОБЛИВОСТІ РОЗРОБКИ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ОЦІНЮВАННЯ ПОТОЧНОГО І ПРОГНОЗУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АВТОМОБІЛЯ**

Показано обґрунтований і запропонований підхід до формування математичних моделей оцінювання поточного і прогнозування параметрів технічного стану автомобіля в умовах ITS при роботі в межах віртуального підприємства з експлуатації автомобільного транспорту. Запропоновані основні інформаційні залежності для реалізації формування методики застосування класифікації умов експлуатації транспортних засобів в інформаційних умовах ITS на основі дистанційно отриманої інформації про фактичні параметри їх технічного стану.

Ключові слова: моніторинг, транспортний засіб, діагностика, прогнозування, параметри, технічний стан.

В.П. Волков, И.В. Грицук, Ю.В. Грицук, Ю.В. Волков, Е.Е. Калашников
ОСОБЕННОСТИ РАЗРАБОТКИ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ОЦЕНКИ ТЕКУЩЕГО
И ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
АВТОМОБИЛЯ

Показан обоснованный и предложенный подход к формированию математических моделей оценки текущего и прогнозирования параметров технического состояния автомобиля в условиях ITS при работе в условиях виртуального предприятия по эксплуатации автомобильного транспорта. Предложены основные информационные зависимости для реализации формирования методики применения классификации условий эксплуатации транспортных средств в информационных условиях ITS на основании дистанционно полученной информации о фактических параметрах их технического состояния.

Ключевые слова: мониторинг, транспортное средство, диагностика, прогнозирование, параметры, техническое состояние.

V. Volkov, I. Gritsuk, Yu. Gritsuk, Yu. Volkov, Ye. Kalashnikov
FEATURES OF THE DEVELOPMENT OF MATHEMATICAL MODELS OF ESTIMATION
OF THE CURRENT AND FORECASTING TECHNICAL CONDITION PARAMETERS OF A
CAR

The proved and offered approach to formation of mathematical models of estimation of current and forecasting of technical condition parameters of a car in conditions of ITS at work in terms of virtual enterprise on operation of motor transport is shown. The features of modern on-board systems for monitoring the technical condition of the parameters in the ITS conditions that allow identification of vehicles, continuous automatic measurement of parameters characterizing the technical condition of vehicles, diagnostics, namely the control of serviceability of vehicles and of its constituent elements, detection and prevention of failures in his work, and ultimately - to ensure the functioning of the system and repair of vehicles technical condition. The basic depending for realization of forming the method of usage the classification of vehicle operating conditions in informational terms of ITS on the basis of remotely received information about the actual parameters of their technical condition.

Keywords: monitoring, vehicle, diagnosis, forecasting, parameters, technical condition.

Вступ. Для ефективної роботи автомобілів і в цілому транспортних засобів (ТЗ) необхідно постійно здійснювати їх конструктивну модернізацію та використовувати нові технологічні і інформаційні методи та підходи вибору стратегії технічного обслуговування і ремонту (ТО і Р) ТЗ. Конструктивна модернізація ТЗ, полягає у широкомасштабному використанні електронних (комп'ютерних, інформаційних) систем, які контролюють різноманітні процеси, що протікають під час виконання поставлених завдань перед ТЗ, забезпечують інформатизацію означених процесів, оптимізують та планують їх роботу, а також створюють умови для проведення моніторингу параметрів технічного стану. При цьому важливим завданням є оптимізація та обґрунтування комплексу технічних дій для поліпшення ТО або Р й забезпечення високого коефіцієнту технічної готовності ТЗ в умовах експлуатації, що змінюються у часі [1].

Використання ТЗ в нестаціонарних умовах експлуатації вимагає постійного контролю фактичного його стану, проведення необхідних технічних дій з обслуговування для забезпечення належного працездатного стану. Подібна інтерпретація умов використання ТЗ можлива лише за рахунок моніторингу технічного стану, які ґрунтуються на обробці апріорної інформації, безперервній діагностиці та прогнозуванні параметрів їх технічного стану. У зв'язку з цим перед

науковцями, що займаються питаннями експлуатації ТЗ, стоїть проблема забезпечення повноцінного зв'язку між процесами експлуатації ТЗ і параметрами умов експлуатації [2, 3], й узагальнення та удосконалення методів прогнозування технічного стану ТЗ [1]. Урахуванню та контролю параметрів технічного стану ТЗ в умовах експлуатації приділяється багато уваги, тому питання побудови систем моніторингу в різних сферах діяльності ТЗ не втрачають своєї актуальності [4].

Актуальність досліджень. Ефективність функціонування ТЗ, як складної технічної системи залежить від його технічного стану [1]. У зв'язку з цим впливає проблема керування технічним станом ТЗ в експлуатації на основі даних, отриманих в процесах моніторингу технічного стану та при прогнозуванні основних параметрів стану. Розв'язанню цієї проблеми присвячені численні роботи Барзиловича Є.Ю. [5], Міхліна В.М. [6], Полянського А.С [7], Бажинова А.В. [8], Волкова В.П. [9], Кравченка О.П. [10], Сухарева Є.А. [10], Ауліна В.В. [12, 13], Грицука І.В. [14, 15] Матейчика В.П. [16], Гутаревича Ю.Ф. [17] тощо.

Постановка задачі. Задача визначення особливостей розробки математичних моделей оцінювання поточного і прогнозування параметрів технічного стану автомобіля може бути вирішена використанням бортового інформаційного програмно-діагностичного комплексу і інфраструктури автомобільних доріг (автотранспорту), для чого необхідно обґрунтувати особливості, функції і зв'язки основних його елементів для здійснення інформаційного обміну при виконанні моніторингу та визначити інформаційні складові загального процесу.

Результати досліджень. Процеси моніторингу параметрів стану тракують як систему заходів спостереження та контролювання, що проводяться для оцінювання стану об'єкту дослідження, аналізу процесів, що відбуваються, та своєчасного виявлення тенденцій його зміни [4]. Основним принципом організації системи моніторингу є безперервність пооб'єктного контролю та облік інформації для забезпечення ефективного контролю та прийняття рішень щодо першочерговості впровадження заходів реагування, вирішення завдань транспортного менеджменту. Моніторинг є одним з елементів системи управління ТЗ в умовах експлуатації, особливості якої (цілі, завдання, об'єкти) зумовлюють додаткові вимоги до способу виконання моніторингу та системи оцінюючих показників. Створення інформаційного простору моніторингу ефективності експлуатації ТЗ з урахуванням ієрархічності та багатооб'єктності умов експлуатації є важливим завданням. [4, 18 - 20]

Моніторинг ТЗ - одна з функцій менеджменту стану і умов експлуатації ТЗ, заснована на зборі інформації про об'єкт дослідження та спрямована на дотримання режимів функціонування, встановлених значень показників використання та виконання запланованих заходів. Це комплекс заходів для реалізації основних функцій: спостереження, оцінювання технічного стану об'єкту, прогнозування та контролювання, конкретизованих специфікою об'єкту дослідження та поставленими задачами. Це певним чином організований інструмент інформаційного забезпечення управління експлуатації ТЗ для контролювання, оцінювання, аналізування і прогнозування технічного стану об'єкта управління на основі безперервного процесу збору, обробки, відображення інформації про параметри технічного стану об'єкту дослідження та його показники використання [4].

Моніторинг параметрів технічного стану транспортних засобів автомобільного транспорту - це постійне і синхронізоване спостереження за їх технічним станом за множиною фіксованих технічних параметрів. Сучасні бортові системи моніторингу параметрів технічного стану в умовах ITS дозволяють здійснювати ідентифікацію ТЗ, безперервне автоматичне вимірювання параметрів, що характеризують технічний стан ТЗ, діагностування, а саме контроль справності ТЗ і його складових елементів, розпізнавання і запобігання розвитку відмов у його роботі і в кінцевому рахунку – забезпечення функціонування системи ТО і ремонту ТЗ за технічним станом [21 – 24, 9].

Процеси технічної експлуатації сучасних ТЗ доцільно розглядати як складну динамічну систему, функціонування якої відбувається при дії різних випадкових факторів як зі сторони внутрішніх процесів в їх агрегатах та системах так і при дії процесів (умов) зовнішнього середовища [1, 3]. Дослідниками виявлено [1, 13], що зовнішнє середовище може вносити невизначеність та випадковість вихідних даних і ситуацій, та випадковим чином змінювати характер взаємодії між складовими частинами агрегатів та систем ТЗ. В таких динамічних системах можуть виникнути випадкові збурення, що являють собою помилки вимірювання діагностичних параметрів та похибки при перетворенні інформації, дії різного роду перешкод, внаслідок появи неврахованих, але об'єктивно діючих причин [1].

Суттєва просторова протяжність, складність і розподіленість умов експлуатації ТЗ та транспортної інфраструктури зі своїми особливостями і різноманіттям можуть вважатися об'єктом автоматизації сучасних інформаційних систем в умовах інтелектуальних транспортних систем (ITS).

Знання основ теорії експлуатації транспортних засобів є фундаментом при розробці прогресивних систем нормування і планування на транспорті за допомогою сучасних інформаційних систем [25]. Більшість завдань в процесі удосконалення методів оперативного управління роботоздатності автомобіля, які вирішують технічні служби експлуатації ТЗ, мають інформаційну складову оцінювання: дорожніх умов експлуатації ТЗ в частині висоти дороги над рівнем моря, прокольного профілю (рельєфу місцевості), типу і стану дорожнього покриття; ремонту, будівництва і обслуговування об'єктів дорожньої інфраструктури; їх моніторинг; прогнозування можливих аварійних ситуацій, транспортних умов в частині насиченості і інтенсивності руху ТЗ, особливостей вантажу, режиму і швидкості руху; атмосферно-кліматичних умов, культури експлуатації ТЗ тощо [26, 2 - 3]. Перераховані та подібні їм завдання поки в основному вирішуються застарілими методами, які вже не забезпечують необхідної якості і ефективності [26]. Оцінка умов експлуатації, аналіз планів і профілів автомобільних доріг, як правило, складаються вручну в паперовому вигляді, оновлення карт і схем здійснюється вкрай рідко, дані про стан більшості об'єктів не систематизовані і, відповідно, важкодоступні. Така ситуація ускладнює завдання керування класифікацією умов експлуатації ТЗ в інформаційних умовах ITS.

На основі виконаних в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті досліджень розроблена єдина експлуатаційна класифікація умов роботи ТЗ, що базується на офіційних документах. Класифікація успішно використовується для любых експлуатаційних розрахунків і має пряме відношення до технічної експлуатації автомобілів, тому що визначає навантажувальні, швидкісні і температурні режими роботи агрегатів ТЗ [25, 2]. Тому висвітлення і розвиток цього питання при дистанційному визначенні умов експлуатації ТЗ в реальному часі в умовах ITS при здійсненні дистанційного моніторингу параметрів технічного стану ТЗ можливо вважати доцільним. Система моніторингу технічного стану ТЗ в умовах експлуатації складається з великої кількості елементів, які характеризуються відповідними вихідними умовами, знаходяться на різних ієрархічних рівнях і мають свої особливості функціонування. Це є складна динамічна система із чітко впорядкованою ієрархічною структурою, розгалуженою мережею взаємозв'язків між її елементами, яка розвивається в просторі та часі. Діяльність складної виробничої системи визначається технологічними процесами, які реалізують її суб'єкти відповідно до цільової спрямованості в рамках предметної області. Кожен суб'єкт моніторингу має властиві процедури – алгоритми функціонування, розрахунку, результати яких використовуються в алгоритмах суб'єктів різних ієрархічних рівнів. Після завершення процедур управління та удосконалення відповідних технологічних процесів відбувається зміна стану предметної області, тобто зміна (підвищення) рівня оцінки роботоздатності об'єкту дослідження. У цілому модель функціонування суб'єктів моніторингу ефективності функціонування може бути представлена як сукупність таких компонентів: моделі об'єктів, що беруть участь в структурних зв'язках; моделі параметрів, що визначають результати функціонування суб'єктів; моделюючих алгоритмів, що встановлюють правила функціонування об'єктів і зміни значень їх параметрів тощо. Така модель є динамічною і відображає не лише поточний стан об'єктів, але й зміну їх стану в часі.

У загальному розумінні процес моніторингу технічного стану ТЗ в умовах експлуатації є процесом трансформації інформації стану і процесів функціонування ТЗ та умов його експлуатації. Формально [18, 27 - 29], це відображення має вигляд:

$$\begin{array}{ccc}
 \Omega_{TC} & \xrightarrow{F_{TC \rightarrow TCUE}} & \Omega_{TCUE} \\
 \Omega_{UE} & \xrightarrow{F_{UE \rightarrow TCUE}} & \Omega_{TCUE}
 \end{array} \quad (1)$$

де Ω_{TC} - множина моделей параметрів технічного стану ТЗ; Ω_{UE} – множина моделей параметрів умов експлуатації ТЗ; Ω_{TCUE} – множина моделей параметрів технічного стану ТЗ у відповідних

умовах експлуатації; $F_{TC \rightarrow TCVE}$ – функціональне відображення моделей параметрів технічного стану ТЗ; $F_{VE \rightarrow TCVE}$ – функціональне відображення моделей параметрів умов експлуатації ТЗ.

Однією із складових дослідження можливості дистанційного отримання інформації про умови експлуатації ТЗ в умовах ITS є формування і дослідження методики застосування класифікації умов експлуатації ТЗ. Розглянемо основні питання створення методики застосування класифікації умов експлуатації в інформаційних умовах ITS на прикладі руху окремого ТЗ при взаємодії з інфраструктурою автомобільних доріг в реальних умовах експлуатації.

Система моніторингу умов експлуатації в частині дорожніх і транспортних умов повинна відстежувати кожен несправність шляху з прив'язкою до місця розташування і в її розвитку, включаючи аналіз всіх можливих причин її виникнення, періодичність виникнення, повторюваність тощо, а також особливості розташування об'єктів інфраструктури автомобільних доріг.

Моніторинг і аналіз умов експлуатації ТЗ неможливо повноцінно забезпечити без формування системної взаємодії із інфраструктурою автомобільних доріг. Функціонування системи моніторингу умов експлуатації ТЗ неможливо без використання існуючих і розробки спеціального програмного забезпечення сучасних інформаційно-програмних комплексів. Для вирішення поставленої задачі потрібно забезпечення системного поєднання: інформаційної структури моніторингу технічного стану ТЗ, дослідження умов експлуатації ТЗ і розробка предметної області інформаційної системи оцінювання параметрів технічного стану і умов експлуатації ТЗ в процесах дистанційного моніторингу в умовах ITS. Означені системи являють собою складний комплекс бортових і стаціонарних технічних та програмних засобів. Створена система моніторингу з використанням інформаційних технологій дозволяє здійснювати дистанційний збір, обробку та надання оперативної інформації в реальному часі, відображати стан шляху на карті, використовувати статистичні дані всіх проїздів, автоматично виявляти і відзначати критичні місця, що дозволяє швидко приймати рішення і оперативно реагувати на нештатні ситуації тощо (рис. 1).

Інформаційна система моніторингу (ICM) стану і умов експлуатації ТЗ включає в себе сукупність стаціонарних і мобільних (бортових щодо ТЗ) систем збору і передачі інформації. Схеми інформаційного обміну між елементами ITS, а саме ТЗ і транспортної інфраструктури в процесах моніторингу параметрів технічного стану в умовах експлуатації показана на рис. 2.

Система збору є телекомунікаційною мережею обміну даними, яка може використовувати всі способи передачі даних. Стаціонарні пости виконують комунікаційні функції і найпростіші функції контролю. Ці функції забезпечують отримання контрольно-вимірювальної і технологічної інформації від бортових систем, контроль часу руху ТЗ в заданих пунктах, збір інформації про комунікації і споруди, передачу даних в інформаційний програмний комплекс (ПК) [26].

Ядром розподіленої ICM є робоче місце мережі моніторингу ТС, яке будується на базі інформаційно-обчислювальної системи з використанням розробленого інформаційного програмного комплексу з використанням базового і розробленого програмного забезпечення.

Основний принцип інформаційного обміну між елементами ITS, а саме ТЗ і транспортної інфраструктури в процесах моніторингу параметрів технічного стану в умовах експлуатації та побудови ICM полягає в тому, що в ній ТЗ є не тільки об'єктом контролю і управління, але також джерелом постійно поновлюваної інформації про стан умов його експлуатації. Тобто вона є сучасною контрольно-вимірювальною системою, яка накопичує і зберігає інформацію про технічний стан ТЗ, умови його експлуатації в межах ділянки руху, а також приймає рішення при виявленні небезпечної, аварійної ситуації або несправності ТЗ.

До складу інформаційного забезпечення системи входять наступні складові:

- система збору, накопичення і розповсюдження інформації про технічний стан ТЗ в умовах експлуатації;
- автоматизовані інструментальні засоби діагностики технічного стану ТЗ і автомобільних доріг;
- база географічних даних про стан дороги та об'єкти інфраструктури автомобільних доріг;
- система збору та передачі даних;
- комплекс завдань контролю стану і планування умов експлуатації ТЗ;
- засоби візуалізації результатів моніторингу шляху і зв'язку з водієм і іншими учасниками руху.

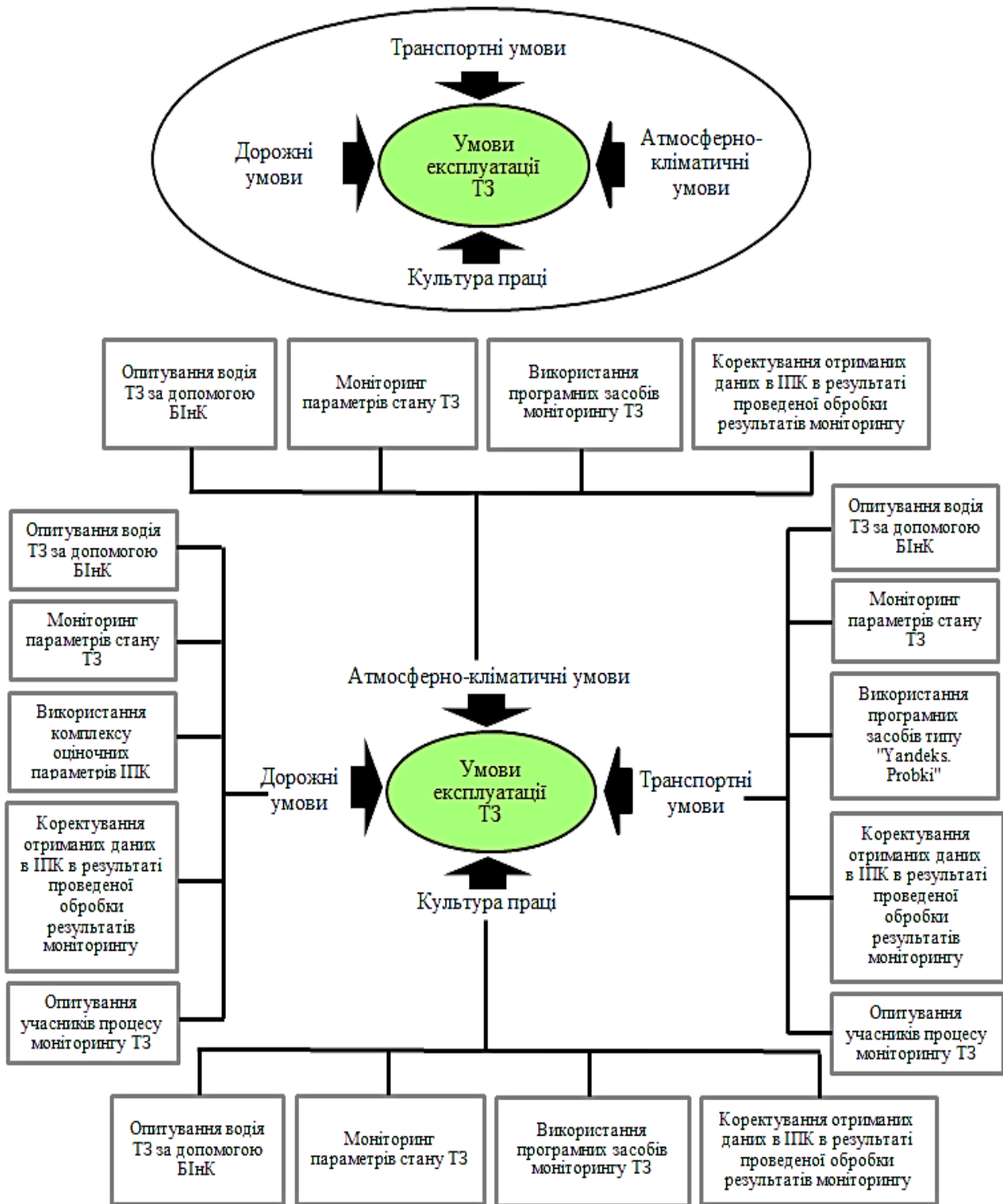


Рис. 1. Загальна схема способів отримання і формування інформації про стан і умови експлуатації ТЗ в умовах ITS

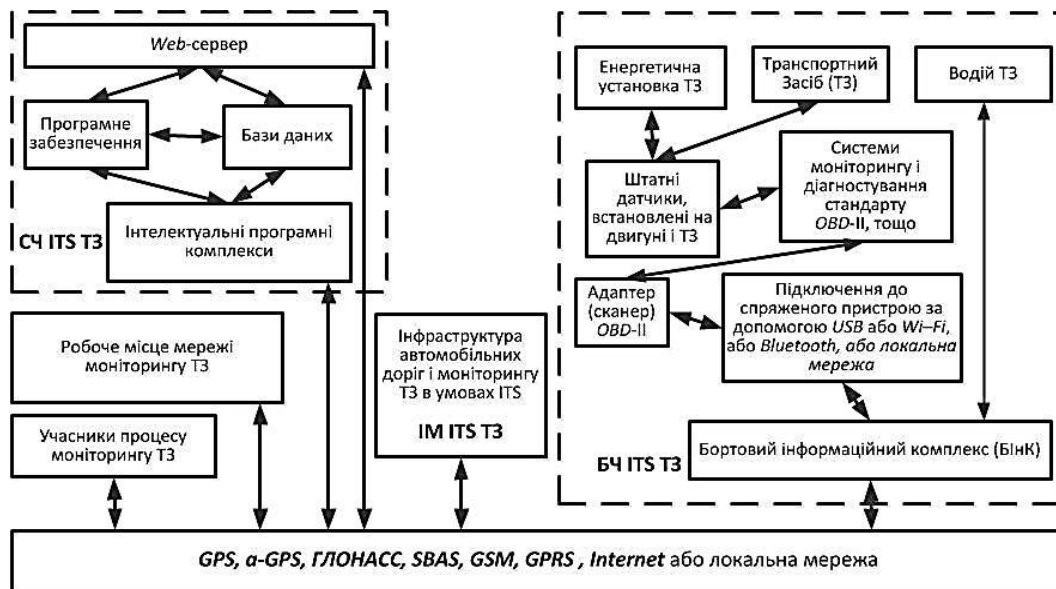


Рис. 2. Схема інформаційного обміну між елементами ITS транспортного засобу і транспортної інфраструктури в процесах моніторингу параметрів технічного стану в умовах експлуатації, де СЧ ITS ТЗ – серверна частина ITS ТЗ; ІМ ITS ТЗ – інфраструктура моніторингу ITS ТЗ; БЧ ITS ТЗ – бортова частина ITS у складі бортового інформаційного комплексу (БІНК) ТЗ

Загальна задача формування методики застосування класифікації умов експлуатації транспортних засобів в інформаційних умовах ITS, як складної системи, базується на отриманні інформації про фактичний технічний стан, методи і засоби її реалізації при вирішенні конкретних науково-технічних задач, оцінки, перевірки відповідності встановленим обмеженням, засобам для його забезпечення, критеріям оцінювання отриманих показників та визначення взаємозв'язку між ними.

Задачу забезпечення формування методики застосування класифікації умов експлуатації транспортних засобів в інформаційних умовах ITS на основі інформації про фактичні параметри їх технічного стану можливо виразити як побудову функції:

а) в процесах моніторингу і діагностування технічного стану

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{ts}(\bar{H}_t, t, \Delta t, \bar{X}_i(t), \bar{X}_i(t - \Delta t), \dots, \bar{X}_i(t - n\Delta t), DTC_{sj} K_{ii}) \Rightarrow S_{y.e.T3} \\ \Omega_l^{m_i}(e_{y.e.T3}, r)^J = \Omega_l^{m_i} \left(\begin{array}{l} e_{y.e.T3, tp} \\ e_{y.e.T3, dop} \\ e_{y.e.T3, ak} \\ e_{y.e.T3, ke} \end{array} \right), r \end{array} \right. = S_{y.e.T3} \quad (2)$$

б) в процесах прогнозування технічного стану

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{(t+k\Delta t)} \left(\begin{array}{l} \bar{H}_{(t+k\Delta t)}, t, \Delta t, k, \bar{X}_i(t+k\Delta t), \bar{X}_i(t+(\kappa-1)\Delta t), \dots \\ \bar{X}_i(t+(\kappa-n)\Delta t), DTC_{sj} K_{ii(t+k\Delta t)} \end{array} \right) \\ \Rightarrow S_{y.e.T3}(t+k\Delta t) \\ \Omega_l^{m_i}(e_{y.e.T3, t+k\Delta t}, r)^J = \Omega_l^{m_i} \left(\begin{array}{l} e_{y.e.T3, mp(t+k\Delta t)} \\ e_{y.e.T3, dop(t+k\Delta t)} \\ e_{y.e.T3, ak(t+k\Delta t)} \\ e_{y.e.T3, ke(t+k\Delta t)} \end{array} \right), r \end{array} \right. = S_{y.e.T3}(t+k\Delta t) \quad (3)$$

де F_{ts} – інформація про параметри технічного стану ТЗ у відповідних умовах експлуатації у відповідний момент часу; Ht – вектор органа(ів) керування енергетичної установки ТЗ (координата датчика(ів) органа керування) в часі t ; t – поточний час процесу моніторингу; Δt – інтервал часу між вимірюваннями в процесах моніторингу; $X_i(t)$ при $i = 1, \dots, m$ – характеристики технічного стану ТЗ в умовах експлуатації, що виміряні і входять в перелік ретроспективних впливових факторів (основні параметри технічного стану ТЗ в умовах експлуатації); n – кількість інтервалів (число вимірювань) у минулі періоди моніторингу; m – кількість вимірюваних характеристик (параметрів) технічного стану ТЗ; $DTC_{si}K_{ti}$ – результати моніторингу кодів ($DTCs$ (діагностичних кодів) несправностей ТЗ; Ω – оператор відображення; $S_{y.e.T3}$ – система визначення (забезпечення) умов експлуатації ТЗ (в представленому випадку система $S_{y.e.T3}$ являє собою відображення властивостей підоб'єктів визначення (забезпечення) умов експлуатації $e_{y.e.T3}$ ТЗ та їх відношень r для m_i по J в l); m_i – кількість засобів отримання інформації (засобів спостереження) в (для) ТЗ; l – зв'язки між засобами спостереження і підоб'єктами визначення (забезпечення) умов експлуатації ТЗ; $e_{y.e.T3}$ – множина підоб'єктів визначення (забезпечення) умов експлуатації ТЗ ($e_{y.e.T3,mp}$ – транспортні; $e_{y.e.T3,dop}$ – дорожні; $e_{y.e.T3,ak}$ – атмосферно-кліматичні; $e_{y.e.T3,ke}$ – культура експлуатації); r – множина відношень між основними умовами експлуатації ТЗ; J – завдання визначення (забезпечення) умов експлуатації ТЗ; $F_{(t+k\Delta t)}$ – прогнозована інформація про параметри технічного стану ТЗ у відповідний момент часу в процесі виконання своїх функцій (в процесі роботи ТЗ за призначенням) в майбутньому на інтервалі упередження довжиною $(t + k\Delta t)$ в залежності від відомих значень у минулому, в заданому інтервалі прогнозування δ с заданою довірчою ймовірністю p ; k – кількість (число) інтервалів прогнозованих значень параметрів технічного стану у майбутньому, визначає тип прогнозу – короткотерміновий, середьотерміновий тощо при прогнозованих умовах експлуатації відповідно ($e_{y.e.T3(t+k\Delta t)}$).

Висновок. Обґрунтований і запропонований підхід до формування математичних моделей оцінювання поточного і прогнозування параметрів технічного стану автомобіля в умовах ITS при роботі в межах віртуального підприємства з експлуатації автомобільного транспорту і запропоновані інформаційні залежності для її реалізації.

Список використаних джерел:

1. Гриньків А.В. Використання методів прогнозування в керуванні технічним станом агрегатів та систем транспортних засобів / А.В. Гриньків // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація, вип. 29, 2016, С. 25 - 32
2. Говорущенко Н.Я. Системотехніка автомобільного транспорту (расчетные методы исследований): монографія / Н.Я.Говорущенко. Харьков: ХНАДУ, 2011. – 292 с.
3. Говорущенко Н.Я. Техническая эксплуатация автомобилей / [Н.Я.Говорущенко]. - Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1984. – 312 с.
4. Давиденко Л.В. Побудова інформаційного простору моніторингу ефективності енергоспоживання в системах комунального водопостачання /Л.В. Давиденко, В.А. Давиденко // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація, вип. 29, 2016, С. 178 – 184
5. Барзилович Е.Ю. Эксплуатация авиационных систем по состоянию: монография / Е.Ю. Барзилович, В.Ф. Воскобоев. - М.: Транспорт, 1981. - 197с.
6. Михлин В.М. Управление надежностью сельскохозяйственной техники / В.М.Михлин. - М.: Колос, 1984. - 335с.
7. Полянський А.С. Підвищення точності прогнозування надійності агрегатів і систем техніки на стадії проектування / А.С. Полянський // Вісник ХТУ (ХП): сб науч. тр. - 2002. - №10, Т.1. - С. 130 - 134.
8. Бажинов А.В. Прогнозирование остаточного ресурса автомотора: монография / А.В. Бажинов. - Х.: ХГАДГУ, 2001. - 96с.
9. Волков В.П. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуре и прогрессе интеллектуальной транспортной системы: монография / В.П.Волков, В.П.Матейчик, П.Б.Никонов [и др.]; Под. ред. В.П.Волкова - Донецк: Изд-во "Ноудмедж" (Донецкое отделение), 2013 - 398 с.
10. Кравченко О.П. Прогнозування фактичного терміну експлуатації та призначення нормального ресурсу шин вантажних автомобілів / О.П. Кравченко, О.П. Сакно, О.В.Лучіков // Вісник ДААТ. - 2011. - №4. - С.89-95.
11. Сухарев Э.А. Теория эксплуатационной надежности машин: монография / Э.А. Сухарев. - Ровно: издательство УГАВХ, 1997. - 162с.
12. Аулін В.В. Забезпечення та підвищення експлуатаційної надійності транспортних засобів на основі використання методів теорії чутливості / В.В. Аулін, А.В. Ериньків, Т.М. Замота // Вісник Інженерної академії України. - 2015. - №.3. - С. 66-73
13. Аулін В.В.Проблеми підвищення експлуатаційної надійності та можливості удосконалення стратегії технічного обслуговування мобільної сільськогосподарської техніки / В.В. Аулін, А.В. Ериньків // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету: Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування. - 2015. - № 28. - С. 126-132.
14. Грицук И.В. Особенности мониторинга, диагностирования и прогнозирования параметров технического

состояния транспортных средств в процессе эксплуатации в условиях ITS / И.В. Грицук // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування: междунар.науч.-техн.конф., 24-25 вересня 2015 р.: сб. материалов. - Херсон: Херсонська державна морська академія. 2015 – С. 54-55.

15. Грицук І.В. Особливості структури інформаційного програмного комплексу моніторингу, діагностування і прогнозування технічного стану транспортного засобу в умовах ITS / І.В.Грицук // Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті: междунар.науч.-техн.конф., 15-16 жовтня 2015 р.: сб. материалов. - Харків. ХНАДУ, Харків, 2015. – С.123-125.

16. Матейчик В.П. Контроль роботи транспортного двигуна з використанням інформаційних технологій / В.П. Матейчик, В.П. Волков, П.Б. Комов, О.Б. Комов, І.В. Грицук // Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ «ХПИ». – 2013. – №2. – С. 27-31.

17. Гутаревич Ю.ф. Обґрунтування структури вимірювального комплексу для дослідження роботи двигуна внутрішнього згорання транспортного засобу з системою прогріву й тепловим акумулятором в процесі пуску і прогріву / Ю.Ф. Гутаревич, І.В. Грицук, Д.С. Адров, А.П. Комов, Д.М. Тріфонов. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – № 10 (1053). –170 с. – 2014.– с.55-62.

18. Троицкий-Марков Т.Е., Сенновский Д.В. Принципы построения системы мониторинга энергоэффективности / Т.Е. Троицкий-Марков, Д.В. Сенновский // Мониторинг. Наука и безопасность. - 2011. - № 4. - С. 34-39.

19. Давиденко Л.В. Функції енергетичного моніторингу складних виробничих систем та їх завдання для підвищення рівня енергоефективності / Л.В. Давиденко, В.А. Давиденко, Н.В. Коменда, Н.В. Ярмольська // Вісник ХНТУСЕ. Технічні науки. Випуск 153 „Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України”. - Харків: ХНТУСЕ, 2014. - С.125-127.

20. Розен В.П. Формування інформаційного поля для оцінювання рівня енергоефективності систем комунального водопостачання / В.П.Розен, Л.В. Давиденко, В.А. Давиденко // Вісник КДПУ ім. М. Остроградського. - Кременчук: КДПУ. -2010. - Вип. №4 (63). - С. 50-53..

21. Волков В.П. Особливості моніторингу і визначення статусу несправностей транспортного засобу у складі бортового інформаційно-діагностичного комплексу / В.П. Волков, І.В. Грицук, А.П. Комов, Ю.В. Волков // Вісник Національного транспортного університету. – 2014. – Вип. 30. – С. 51–62.

22. Ахмедов Т.Н. Основы системы контроля состояния транспортного средства в процессе выполнения перевозок / Т.Н. Ахмедов, С.В. Жанказиев, А.Е.Финкель / Научные аспекты развития транспортно-телематических систем - М.: МАДИ, 2010 - с. 138 – 164.

23. Ахмедов Т.Н. Принципы определения статусов неисправностей в телематической системе контроля технического состояния автомобиля в реальном времени / Т.Н. Ахмедов / Научные аспекты развития транспортно-телематических систем - М.: МАДИ, 2010 - с. 165 – 180.

24. Волков В.П. Організація технічної експлуатації автомобілів в умовах формування інтелектуальних транспортних систем / В.П. Волков, В.П. Матейчик, П.Б. Комов, О.Б. Комов, І.В. Грицук // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2013. – № 29 (1002). с.138-144.

25. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта) / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.

26. Алексеев В.В. ГИС мониторинга транспортных сетей / В.В. Алексеев, Н.И. Куракина, Н.В. Орлова, А.А. Минина // Data+. Геоинформационные системы для бизнеса и общества. №2 (69). 2014 [Электронный ресурс] // Режим доступа: https://www.dataplus.ru/news/arcreview/detail.php?ID=17802&SECTION_ID=1058.

27. Анпілогов П.І. Принципи створення автоматизованої системи експертної оцінки тарифів на послуги водопостачання та водовідведення / П.І. Анпілогов, В.М. Михайленко // Системні дослідження та інформаційні технології. - 2008. - №3. - С. 44-51.

28. Анфилатов В.С. Системный анализ в управлении / Анфилатов В.С., Смельянов А.А., Кукушкин А.А.; Под ред. А.А. Смельянова. - М.: Финансы и статистика, 2002. - 268 с.

29. Борукаев З.Х. Компьютерная модель мониторинга энергоэффективности: аспекты информационного моделирования / З.Х. Борукаев, К.Б. Остапенко, Л.И. Ерицук // Энергетика та електрифікація. - 2007. - №1. - С.3-7.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Мигаль В.Д., доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, професор кафедри технічної експлуатації і сервісу автомобілів, Харків, Україна.

Левківський О.П., доктор технічних наук, професор, Національний Транспортний Університет, професор кафедри виробництва, ремонту та матеріалознавства, Київ, Україна.

Стаття надійшла до редакції 15.03.2017

УДК 539.375

Б.К. Гануліч, Ю.Я. Матвіїв

Луцький національний технічний університет

ПРО РОЗВИТОК СМУГ ПЛИННОСТІ БІЛЯ ЕЛІПТИЧНИХ ВИРІЗІВ ТА ТРИЩИН В УМОВАХ ПЛОСКОЇ ДЕФОРМАЦІЇ

У даній роботі сформульовано критерій появи смуги плинності певної, обмеженої знизу довжини. Смуга плинності появляється тоді, коли інтегральне зсувне зусилля на певній довжині відрізка стає рівним добутку граничного напруження на довжину смуги плинності. Отримані результати розрахунків добре узгоджуються з відомими експериментальними спостереженнями.

Ключові слова: еліптичний виріз, тріщина, лінії плинності, смуги плинності, плоска деформація.

Гануліч Б.К., Матвіїв Ю.Я.**О РАЗВИТИИ ЛИНИЙ ТЕКУЧЕСТИ У ЭЛЛИПТИЧЕСКИХ ВЫРЕЗОВ И ТРЕЩИН В УСЛОВИЯХ ПЛОСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ**

В настоящей работе сформулирован критерий появления линии текучести определенной, ограниченной снизу длины. Полоса текучести возникает тогда, когда интегральное сдвиговое усилие на определенной длины отрезке становится равным произведению максимального допустимого касательного напряжения на длину линии текучести. Полученные результаты расчетов хорошо согласуются с известными экспериментами.

Ключевые слова: эллиптический вырез, трещина, линия текучести, полоса текучести, плоская деформация.

Ganulich B.K., Matviiv Yu.Ya.**ON THE DEVELOPMENT OF PLASTIC BANDS NEAR ELLIPTICAL CUTS AND CRACKS UNDER PLAIN STRAIN**

The paper formulates criteria on the initiation of plastic band with certain length limited below. Plastic band initiates when the integral shear force at the line of certain length equals to the product of yield shear stress and the length of the plastic band. Obtained numerical results are in good agreement with the known experiments.

Key words: elliptic cut, crack, plastic line, plastic band, plain strain.

Робота виконана у рамках науково-дослідної теми «Створення фізичної моделі тріщиностійкості металів», державна реєстрація №0116U001958.

Розглянемо розтяг в умовах плоскої деформації зразка з еліптичним вирізом (рис.1). Будемо вважати, що біля вершин еліпса A_1 і A_2 виникнуть по дві, симетричні відносно осі ox смуги плинності довжини d_0 , коли досягнеться рівність

$$\int_{d_0} \tau dl = \tau_s d_0, \quad (1)$$

де τ – дотичне напруження у точці l на осі $A_1 l$, $\tau_s = 0,5\sigma_{0,2}$ – граничне напруження зсуву матеріалу, із якого виготовлений зразок.

Ліву частину умови (1) можна записати у вигляді

$$\int_{d_0} \tau dl = F_x \cos \alpha + F_y \sin \alpha, \quad (2)$$

де F_x, F_y – результуючі складові сил, що діють на смугі плинності. Якщо позначити $tg \alpha = k$, то умову (2) можна записати у вигляді

$$F_x + kF_y = \tau_s d_0 \sqrt{1+k^2}. \quad (3)$$

Із співвідношень теорії пружності (1)

$$F_x = -\left(\frac{\partial \phi}{\partial y}\right)_A^B, F_y = \left(\frac{\partial \phi}{\partial y}\right)_A^B, 2\frac{\partial \phi}{\partial x} = \bar{z}\Psi'(z) + \Psi(z) + X'(z) + z\bar{\Psi}'(\bar{z}) + \bar{\Psi}(\bar{z}) + \bar{X}'(\bar{z}),$$

$$2\frac{\partial \phi}{\partial y} = i(\bar{z}\Psi'(z) - \Psi(z) + X'(z) - z\bar{\Psi}'(\bar{z}) + \bar{\Psi}(\bar{z}) - \bar{X}'(\bar{z})).$$

(4)

Можна отримати:

$$F_x + kF_y = -0,5 \operatorname{Re}(k-i) \left[\bar{z} \Psi'(z) + \bar{\Psi}(\bar{z}) + \bar{X}'(\bar{z}) \right] \Big|_A^B. \quad (5)$$

Комплексні потенціали $\Psi(z), X(z)$ для задачі (рис.1) відповідно рівні (1)

$$4\Psi(z) = \sigma c \left[(1 + e^{2\xi_0}) sh \zeta - e^{2\xi_0} ch \zeta \right], \quad 4X(z) = -\sigma c^2 \left[(1 + ch 2\xi_0) \zeta - 0,5 e^{2\xi_0} ch(\zeta - \xi_0) \right] \quad (6)$$

де σ – розтягувальні вздовж осі ou напруження на нескінченності; $\zeta = c h z$, $z = x + iy$, $\zeta = \xi + i\eta$, $x = c h \xi \cos \eta$, $y = c h \xi \sin \eta$, $(x = \pm c, y = 0)$ – фокуси еліпса-вирізу, $a = c h \xi_0$, $b = c sh \xi_0$ – велика і мала півосі еліптичного вирізу (рис.1).

Підставляючи комплексні потенціали (6) у (5) і (4) із (3) отримаємо

$$\sigma = \frac{8\tau_s d_0 \sqrt{1+k^2}}{c(R_1 - R_2 - R_3)}, \quad (7)$$

де

$$R_1 = \frac{2a^2}{c^2} \left(k\alpha - \beta - k \frac{c}{b} \right),$$

$$R_2 = \frac{2a}{a-b} \left[(k\alpha - \beta) \frac{a_1^2 + b_1^2}{c^2} - k \frac{a^2 + b^2}{bc} \right],$$

$$R_3 = \frac{a+b}{a-b} \left[\frac{1}{2} (k\alpha - \beta) \left(\gamma - \frac{1}{\gamma} \right) \left(\frac{x^2}{a_1^2} - \frac{y^2}{b_1^2} \right) + (\alpha + k\beta) \frac{xy}{a_1 b_1} \left(\gamma + \frac{1}{\gamma} \right) \right],$$

$$\alpha = \frac{b_1 x}{a_1 c \left(\frac{a_1^2}{c^2} - \frac{x^2}{a_1^2} \right)}, \quad \beta = \frac{a_1 y}{b_1 c \left(\frac{a_1^2}{c^2} - \frac{x^2}{a_1^2} \right)}, \quad \gamma = \left(\frac{a_1 + b_1}{a + b} \right)^2,$$

$$x = x_b = a + \frac{d_0}{\sqrt{1+k^2}}, \quad y = y_b = \frac{k d_0}{\sqrt{1+k^2}},$$

$a_1 = 0,5 \left(\sqrt{(x+c)^2 + y^2} + \sqrt{(x-c)^2 + y^2} \right)$, $b_1 = \sqrt{a_1^2 - c^2}$ – півосі еліпса з фокусами $(x = \pm c, y = 0)$, що пролягає через точку В (рис1).

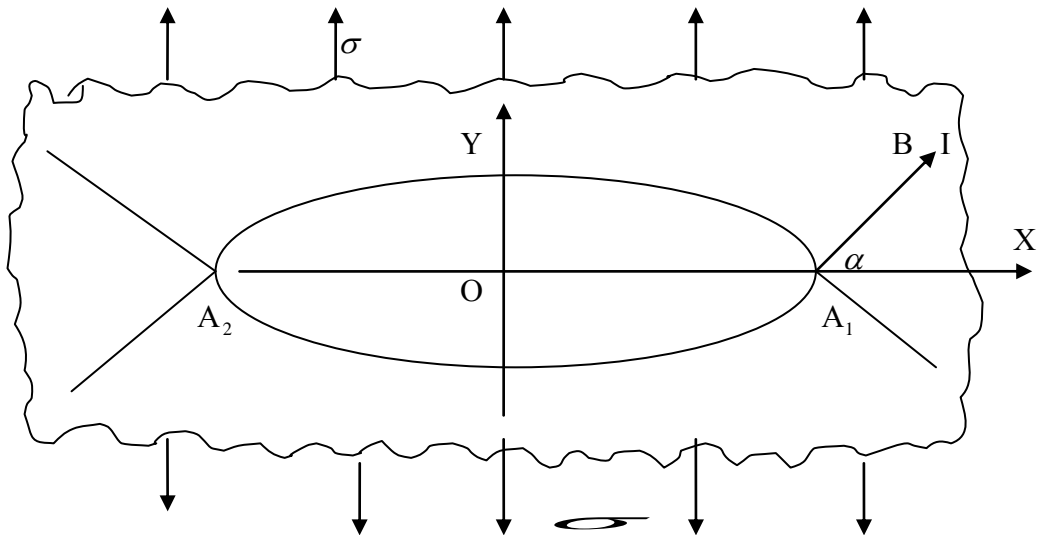


Рис.1. - Схема розтягу зразка з еліптичним вирізом

Формула (7) показує при якому значенні розтягувальних напружень σ з'являється смуга плинності довжини $d_0 = A_1 B$. Оскільки смуга плинності з'являється при мінімально можливому значенні σ , то ця умова дозволяє отримати рівняння для знаходження $k = \operatorname{tg} \alpha$:

$$\frac{d\sigma}{dk} = \frac{d}{dk} (\text{права частина (7)}) = 0. \quad (8)$$

Рівняння (8) є ще більш громіздким виразом, ніж (7). Тому розв'язок (8) був знайдений шляхом табулювання* залежності (7) при наступних значеннях геометричних параметрів: $a = 1, b \in [0,001; 0,9]$, $d_0 = 0,01; 0,05; 0,3; 0,5; 1,0$. При заданих b і d_0 значення σ_{\min} визначали змінюючи k від 0,80 до 4,00 через інтервал 0,02. Результати визначення таким способом k – кутів поширення смуг плинності ($\alpha = \operatorname{arctg} k$) зображені на рис.2.

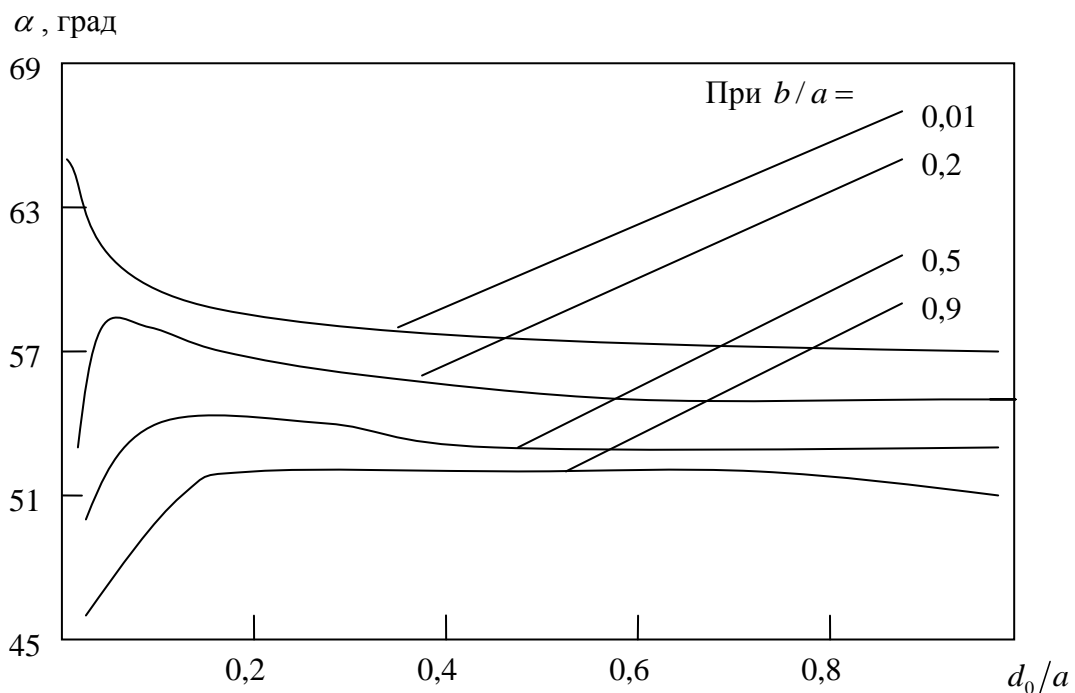


Рис.2. - Залежність напрямку поширення смуг плинності біля еліптичного отвору від розмірів еліпса та характерної постійної металу d_0

При $a = 1,0$ виконуються обчислення при віднесених до a значеннях параметрів b і d_0 . Так наприклад, при $b = 0,001$, $d_0 = 1,0$ обчислюється кут поширення смуги плинності біля вершини еліптичного вирізу, довжина малої півосі у якому складає 0,001 частину великої півосі a , а довжина d_0 смуги плинності, що виникає, рівна a . Слід зауважити, що вирізи з відношенням $b/a \in [0,001; 0,01]$ можна вважати тріщинами.

Використання комплексних потенціалів (6) при обчисленні лівої частини (1) передбачає, що до виникнення смуг плинності увесь зразок деформується лише пружно. Проте очевидно, що при досягненні напруженням σ значення $\sigma_{0,2} \left(1 + \frac{2a}{b}\right)^{-1}$ (і більше) біля вершин еліпса A_1, A_2 досягається умова плинності Треска-Сен-Венана, отже, подальше збільшення σ $\left(\sigma \geq \sigma_{0,2} \left(1 + \frac{2a}{b}\right)^{-1}\right)$ приводить до появи і збільшення пружно-пластичних зон. Виникнення пластичних зон зумовлює перерозподіл напружень і компоненти тензора напружень вже не будуть

визначатися через комплексні потенціали розв'язку задачі у пружному формулюванні. Тут приймається, що перерозподіл напружень біля вершин еліпса A_1, A_2 (рис.1) при

$\left(\sigma \geq \sigma_{0.2} \left(1 + \frac{2a}{b} \right)^{-1} \right)$ відбувається без виникнення пластичних деформацій у вигляді смуг

плинності до тих пір, поки не досягнеться умова (1). При перерозподілі напружень застосування комплексних потенціалів пружної задачі є недоречним, але тут вважається, що при обчисленні інтегрального зсувного зусилля на відрізьку d_0 – є можливим, тобто згаданий перерозподіл напружень відбувається таким чином, що повне зсувне зусилля на прямолінійному відрізьку, який виходить з вершини еліпса, залишається пропорційним параметру навантаження σ .

Припущення про те, що зміна напруженого стану реальних твердих тіл може відбуватись не лише у результаті руху середовищ, але й при відсутності будь-яких макроскопічних переміщень і притоку чи відтоку тепла від її елементів, уперше було висловлене Максвеллом [3]. Він запропонував назвати такий процес спаданням дотичних напружень і запровадив поняття часу їх релаксації. Подальший розвиток ця ідея отримала у роботах [4-6], у першій з яких уявлення про час релаксації дотичних напружень розглядається з молекулярно-кінетичної точки зору, у інших двох формулюються та аналізуються моделі середовищ з нелінійною залежністю граничних дотичних напружень від температури і гідростатичної складової тензора напружень.

У зв'язку з великим інтересом до встановлення ролі пластичних деформацій у процесі руйнування металевих конструкцій, який розглядається як процес поширення тріщин, розвиток пластичних деформацій біля концентраторів напружень, зокрема тріщин, широко досліджується [4-25]. Розрахунок методом скінченних елементів у рамках класичних теорій пластичності показує, що пружно-пластична зона біля вершини тріщини нормального розкриття в умовах плоскої деформації є компактним утворенням, максимальний розмір R_{\max} якого утворює з площиною тріщини кут $\alpha = 66^\circ \dots 82^\circ$ [26]; представлення пластичних зон у вигляді смуг плинності із застосуванням тих чи інших допущень приводило різних дослідників до таких результатів визначення α : у роботі [18] $\alpha = 45^\circ$, у [27] $\alpha = 57^\circ$, в [6] $\alpha = 59^\circ$, в [25] $\alpha = 63^\circ 30' 37''$. Експерименти показують [6-8], що смуги плинності утворюють з площиною тріщини кут $\alpha = 47^\circ \dots 54^\circ$. Отримані у дослідженні (див. рис. 2) результати розрахунку кутів поширення смуг плинності при $d_0 \geq 0,6a$ добре узгоджуються з результатами дослідів і тому залишають надію, що запропонований підхід до опису смуг плинності біля концентраторів напружень відповідає дійсності.

* – табулювання виконав Качур П. С.

Література.

1. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости. (пер. с англ.) – М.: Наука, 1975. - 575с.
2. К. Віггард Про розколювання та розривання пружних тіл (пер. з нім.). – ФХММ. - 1994. - №3, С.91-104.
3. Мержиевский Л.А., Шамонин С.А. Построение зависимости времени релаксации касательных напряжений от параметров состояния среды. - Ж. прикл. мех. и физики, 1980, №5, С. 170-179.
4. Работнов Ю.Н., Станкевич О.Ф. Экспериментальное выявление пластических зон на моделях из титанового сплава. – Известия АН СССР, Механика, №2, 1965, С. 108-109.
5. Корнилов Г.И., Ярема С.Я. Плоские образцы с трещиновидными концентраторами для экспериментального исследования полос пластичности. - В сб. Вопросы механики реального твердого тела. - Киев: Издательство АН УССР, 1962, вып.1, С.13-28.
6. Леонов М.Я., Витвицкий П.М., Ярема С.Я. Полосы пластичности при растяжении пластинок с трещиновидным концентратором. - Докл. АН СССР, 1963, т.148, №3. С. 541-544.
7. Iricbar R., Panirra G., Mazza J. On the Luders band front in mild steel. Elastic-plastic analysis of the front by the finite element method. - Acta met., 1977, 25, №10, p. 1169-1177.
8. Райсс Дж.Р. Локализация пластической деформации. - «Теор. и прикл. мех., тр. 14-го международного конгр. УИТАМ, Делфт, 30 авг. - 4 сент. 1976». М., 1979, С. 431-471.
9. Friedrich K. Sheaf bands and fracture in crystalline polymers. - "Adv. Fract. Res. Prepr. Sth. Int. Conf. Fract., Cannes, 1981, Vol.2». Oxford e.a. 1981, P. 771-781.
10. Bell James F. A physical for continuum theoris of finite strein plasticity.11. « Arch . Ration. Mech. and Anal. 2», 1981, 75, №2, P. 103-126.

11. Bandyopadhyay S.N. Lingh N., Murty G. L. An experimental study of crack tip plastic flow in mild steel. - Eng. Fract. Mech., 1981, 14, №3, P. 565-580.
12. Tvergaard V., Needleman A., Lo K.K. Flow lokalisation in the plane strein tensile fest. - J. Mech. and Phys. Solids, 1981, 29, №2, P. 115-142.
13. Леонов М.Я., Востроб В.К. К теории сдвиготрещинообразования. - Докл. АН СССР, 1980, т. 253. №4, С. 832-837.
14. Малыгин Г.А. Анализ механизма скачкообразной деформации. - Проблемы прочности, 1975, №2, С. 12-18.
15. Enomoto M., Furubajashi E. A model for Luders band formation and plastic instability in iron related with the strein softening due to the Johnston-Gilman-Hahn theory. -Scr.met., 1979, №2, P. 113-117.
16. Витвицкий П.М., Ярема С.Я., Кутень С.И. Экспериментальное исследование развития пластических полос в пластинах с краевыми щелями. - ФХММ, 1976, №2. С.77-80.
17. Витвицкий П.М., Панасюк В.В., Ярема С.Я. Пластические деформации в окрестности трещин и критерии разрушения. - Проблемы прочности, 1973, №2, с.13-18.
18. Niwa Naotake. «Нихон киндзоку гаккайси2». - J. Jap. Inst. Metals, 1978, 42, №11, P. 1060-1066.
19. Ярема С.Я. Манюк З.М. Пластическая деформация у кольцевой трещины в цилиндрических образцах при различных температурах и скорости нагружения. - ФХММ, 1971, т.7, №2, С. 15-18.
20. Леонов М.Я., Нисневич Е.Б., Предигер В.Е. Возникновение полос скольжения в пластине с трещиной.- ФХММ, 1982, №1, с.10-15.
21. Ishikawa Masaru, Narisawa Ikuo, Ogawa Hiroyki. Fracture processes in ductile polimer. 11 Morphological analysis of the localised plastic dtformation of polycarbonate film. - Polym. J., 1976, 8, №5, P.391-400.
22. Ярема С.Я., Витвицкий П.М., Зборомирский А.И., Остап О.П. Пластические деформации около трещины в тонком диске, растягиваемом сосредоточенными силами. - ФХММ, 1974, №5, С. 34-39.
23. Кошелев П.Ф., УЖИК Г.В. Исследование пластической деформации в местах концентрации методом травления. - Изв. АН СССР, ОНТ, «Механика и машиностроение», 1959, №1, С. 23-25.
24. Кулиев В.Д., Черепанов Г.П. О начальном развитии линий скольжения от свободной границы тела. - Прикл. мат. и мех., 1979, 43, №2, С. 349-359.
25. Ибрагимов В.А., Тарасюк Н.Е. Об асимптотике напряженного состояния около конца трещины-разреза в упруго-пластической бреле. – Изв. АН СССР. Мех.твёрдого тела, 1976, №5, С. 184-185.
26. Греков М.А. О пластических зонах у вершин трещины при плоской деформации. - ФХММ, 1978, 14, №5, С. 75-82.
27. Леонов М.Я., Рычков Б.А. К основам механики пластических материалов. – Проблемы прочности, 1982, №3, С. 35-39.

Стаття надійшла до редакції 07.02.2017

УДК 621.33

Б.М. Гевко, В.М. Клендій, С.Л. Мельничук, М.Д. Радик
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЙ ШНЕКОВИХ МЕХАНІЗМІВ ДЛЯ ДОБУВАННЯ
САПРОПЕЛІВ

Серед актуальних проблем агропромислового комплексу важливим завданням є покращення родючості ґрунтів з застосуванням сапропелів прісних озер, який є найціннішим матеріалом для цього. Приведена конструкція добувного модуля озерних сапропелів з використанням спеціальних двошарнірних гвинтових спіралей і виведені аналітичні залежності для розрахунку цих спіралей.

Ключові слова: шнекові механізми, добування сапропелів, піднімально-транспортні машини.

Б.М. Гевко, В.М. Клендій, С.Л. Мельничук, М.Д. Радик
Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя
ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИЙ ШНЕКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ ДЛЯ ДОБЫЧИ
САПРОПЕЛЯ

Среди актуальных проблем агропромышленного комплекса важной задачей является улучшение плодородия почв с применением сапропелей пресных озер, который является ценным материалом для этого. Приведена конструкция добывающего модуля озерных сапропелей с использованием специальных двухшарнирную винтовых спиралей и выведены аналитические зависимости для расчета этих спиралей.

Ключевые слова: шнековые механизмы, добыча сапропелей, подъемно-транспортные машины.

B. Hevko, V. Klendiy, S. Melnychuk, M. Radyk
Ternopil National Technical University Ivan Pul'uj
FEATURES SCREW MECHANISMS STRUCTURES FOR EXTRACTING SAPROPEL

Among the urgent problems of agriculture important task is to improve soil fertility using sapropel freshwater lakes, which is a valuable material for this. Present structure extractive module lake sapropel with special dvozharnirnyh helical spirals and Analytical dependences for calculation of these spirals.

Keywords: screw mechanisms sapropel mining, lifting machinery.

Постановка питання. Транспортування сипких і в'язких вантажів типу сапропелю криволінійними і комбінованими трасами за допомогою гнучких шнекових робочих органів, замкнутих в еластичний кожух, забезпечує високу мобільність при їх добуванні.

Однак, існуючі гнучкі гвинтові робочі органи (ГГРО) не в повній мірі задовольняють експлуатаційним вимогам, які висувають до таких типів конвеєрів.

Тому актуальним завданням є розробка нових конструкцій ГГРО з розширеними технологічними можливостями, які забезпечують значне підвищення експлуатаційної надійності і довговічності, зменшення радіуса кривизни транспортної магістралі, зменшення енерговитрат та підвищення їх продуктивності.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питаннями обґрунтування параметрів робочих органів добувних модулів сапропелів присвячені праці Дідуха В.Ф. [1], Шимчука М.Й. [2], Цизя І.Е. [3], Смирнова А.В. [4], Тарасюка В.В. [5], Хомича С.М. [6], Павлище В.Т. [7] та багатьох інших, а особливості розробки гнучких гвинтових робочих органів присвячені праці Григор'єва А.М. [8], Германа Х. [9], Гевко Б.М. [10], Гевко Р.Б. [11] та багато інших. Однак, цілий ряд питань механізації процесів їх добування і обґрунтування параметрів гвинтових гнучких робочих органів потребують свого вирішення.

Результати досліджень. Гвинтовий добувний модуль озерних сапропелів (рис.1) виконано з регулювальної піднімально-транспортної лебідки 1, яка регулювальним тросом 2 жорстко з'єднана з передньою забірною частиною 3 шнека, яка виконана жорсткою, а зверху виконана система сепаруючих отворів 4 на площі половини його діаметра. За допомогою троса 2 здійснюється необхідне переміщення модуля і регулювання заглиблення забірної частини 3 з конічним гвинтовим подрібнювачем 5 бура з ріжучими елементами, які встановлені в конструкцію рівномірно по всьому периметру. Крім цього циліндрична забірنا частина модуля встановлено під кутом, яка зверху переходить у циліндричну 6 з приводом 7 і патрубком для відводу води 8 і патрубком 9 для відводу сапропелі 10 у ємкість 11, яка розміщена на плаваючій платформі. Керування модулем здійснюють з пульта керування, які розміщено на піднімально-транспортній лебідці.

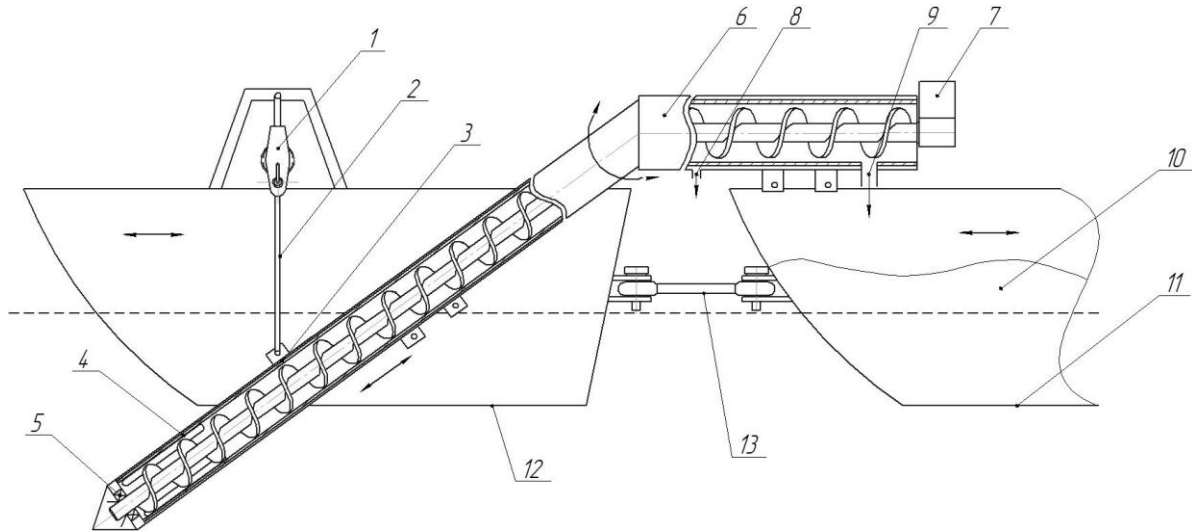


Рис.1. - Гвинтовий добувний модуль озерних сапропелів

Лебідка 1 жорстко встановлюється до кронштейна 3 і на плавучій платформі 12, яка з'єднана кріпильними елементами 13.

Робота гвинтового добувного модуля озерних сапропелів відбувається наступним чином. Конічний робочий орган 5 врізається у шар з сапропелем і за допомогою приводу 7 здійснює його переміщення по шнеку в зону його вивантаження 9 і в ємкість 11. При цьому вільну воду через патрубок 8 скидають у водойму.

Для добування сапропелю доцільно використовувати секційну гвинтову спіраль з двохшарнірним з'єднанням (рис.2) виконано у вигляді однакових спіралей лівої 1 і правої 2, кінці яких внутрішніми діаметрами жорстко з'єднані з окремими секціями оправки лівої 3 і правої 4, які виконані у вигляді півсферичних поверхонь 5 лівої і 6 правої. Крім цього оправки ліва 3 і права 4 виконані розбірними по діаметральних площинах перпендикулярно до торцевих поверхонь втулок, які жорстко з'єднані відомим болтовим кріпленням 7. Лівий кінець шарніра 8 виконано у вигляді сферичної поверхні 9, в якій рівномірно по колу великого діаметра виконано чотири радіусні півкруглі виїмки 10, які є у взаємодії з кулькою 11, які вільно встановлені у внутрішні сферичні поверхні 12 лівої оправки 3. Крім цього на проти кульок 11 на сферичній поверхні виконано півкруглі канавки 10 для вільного провертання шарніра 8, а правий його кінець має аналогічну сферичну форму 13, який загвинчується в центральний отвір сферичної поверхні 13 з напрямком різі протилежним напрямку руху секцій, по великому діаметрі якої виконано чотири радіусні півкруглі виїмки 14, які є у взаємодії з кульками 15, які вільно встановлені у внутрішні сферичні поверхні 16 правої оправки 4 з можливістю взаємного прокручування.

Для герметизації шарнірного з'єднання тіло шарніра 8 покрито пружним гофрованим герметичним кожухом 17 для запобігання попадання сипких матеріалів у зону тертя і вологи.

Робота секційної гвинтової спіралі здійснюється наступним чином. Під час обертання гвинтової секційної спіралі обертовий рух передається з спіралі 1, на ліву секцію 3 кульки 11, сферичну головку 9, шарнір 8 і на праву втулку 4 і спіраль 2.

До переваг секційної спіралі відноситься розширення технологічних можливостей, підвищення навантажувальної здатності і зменшення радіуса згину секцій.

Необхідний крутний момент обертання шнека в добувному модулі визначають з залежності [6]:

$$M_z = M_{z_1} + M_{z_2}, \quad (1)$$

де M_{z_1} – момент обертання шнека в зоні його видобування Нм; M_{z_2} – необхідний крутний момент для транспортування сапропелю, Нм.

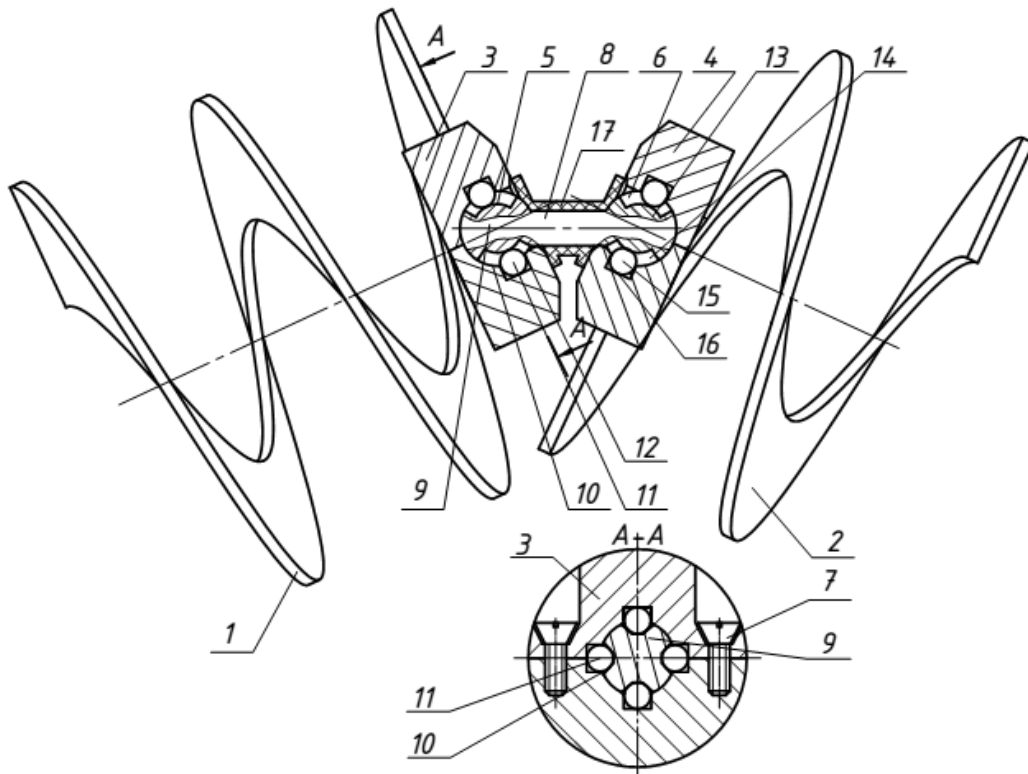


Рис. 2. - Секційна з двохшарнірним з'єднанням гвинтова спіраль

Необхідний крутний момент обертання шнека в зоні видобування сапропелю визначають з залежності:

$$M_{z_1} = R_{cp} (\sin \alpha + f_3 \cdot \cos \alpha) P_1, \quad (2)$$

де R_{cp} – середній радіус шнека, мм; P_1 – сила зневоднення сапропелю, Н; α – кут підйому витків по середньому радіусу шнека, град.

Міцність стяжного болта двох сусідніх секцій ГГРО визначається з формули оцінювання еквівалентного напруження [7]:

$$\sigma_E = \frac{4F_0}{\pi d_1^2} \sqrt{1 + 4 \frac{2d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho)}{d_1}} = \frac{4F_0 \beta}{\pi d_1^2} \leq [\sigma], \quad (3)$$

де F_0 – сила розтягу стяжного болта; d_1 , d_2 – відповідно внутрішній діаметр і середній діаметр різі; ψ і ρ – кут підйому витків і зведений кут тертя різі.

$$\beta = \sqrt{1 + 4 \left(\frac{2d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho)}{d_1} \right)^2} \quad (4)$$

При цьому коефіцієнт запасу міцності для болтів для вуглецевих сталей 65Г при діаметрах 6-60мм доцільно вибирати в межах 1,3...4 [7].

При проведенні порівняльних експериментальних досліджень виготовлення секційних ГГРО було встановлено, що найбільш прийнятними є навивні робочі органи, які характеризуються **наступними перевагами**: важливим фактором, який визначає надійність і довговічність є різниця у величині товщини внутрішньої та зовнішньої кромки. Нами встановлено, що при навиванні

секційних ГГРО товщина зовнішньої кромки складає 0,1...0,2 мм на 1 мм товщини полоси з якої навивають спіраль, а при прокатуванні вона складає 0,3...0,6 мм. При цьому довговічність навивних спіралей збільшується в 1,5...2,2 рази, а також момент навивання в 3 рази є меншим моменту прокатування [12].

На основі приведених досліджень можна зробити наступні **висновки**:

1. Розроблена конструкція видобувного модуля сапропелів з використанням гнучких гвинтових елементів і представлені аналітичні залежності для визначення силових параметрів.
2. Розроблена конструкція двохшарнірного секційного з'єднання навивних гвинтових спіралей і виведені аналітичні залежності для визначення конструктивних параметрів.

Література

1. Дідух В.Ф. Дослідження процесу формування гранул органо-мінеральних добрив методом обкачування / В.Ф. Дідух, І.В. Тараймович та ін. // Вісник Харківського технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка "Механізація с/г виробництва". – Харків: 2011. – Т.1, №107. – С. 387-309.
2. Шимчук М.Й. Сапропелі України. Запаси, якість та перспективи використання / М.Й. Шимчук. – Луцьк: Надстиря, 1966. – 383 с.
3. Цизь І.Є. Результати експериментальних досліджень продуктивності пневматичного запобіжного пристрою для добування сапропелю / І.Є. Цизь, С.М. Хомич // "Конструювання, виробництво та експлуатація с/г машин". – Кіровоград: КНТУ, 2009. – С. 418-423.
4. Смирнов А.В. Озерные сапропели, их добыча и использование в сельском хозяйстве / А.В.Смирнов. – М.: Колос, 1973. – 170 с.
5. Тарасюк В.В. Обґрунтування технології та засобу формування гранул на основі сапропелю: автореф. дис. ... на здобуття наук. ступення канд. техн. наук / В.В. Тарасюк. – Тернопіль, 2012. – 25 с.
6. Хомич С.М. Обґрунтування параметрів запобіжного пристрою для добування сапропелю: автореф. дис. ... на здобуття наук. ступення канд. техн. наук / В.В. Тарасюк. – Тернопіль, 2014. – 21 с.
7. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В.Т. Павлице. – К.: Вища школа, 1993. – 556 с.
8. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры / А.М. Григорьев. – М.: Машиностроение, 1992. – 205 с.
9. Герман Х. Шнековые механизмы в технологиях ФРН / Х. Герман. – Л.: Машиностроение, 1972. – 18 с.
10. Герман Б.М. Механізми з гвинтовими пристроями / Б.М. Герман. – Львів: Світ, 1993. – 205 ст.
11. Гевко Р.Б. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів / Р.Б. Гевко, А.О. Вітровий, А.І. Пік. – Тернопіль: Астон, 2012. – 204 с.
12. Гевко Б.М. Технология изготовления спиралей шнеков. – Львів, 1986. – 128 с.

Стаття надійшла до редакції 16.02.2017

УДК 519.9

П.І. Гінайло*Луцький національний технічний університет***НЕОБХІДНІ УМОВИ ЕКСТРЕМУМУ В ЗАДАЧІ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ
З ЛІНІЙНИМИ БАГАТОЗНАЧНИМИ ВІДОБРАЖЕННЯМИ**

Отримані необхідні умови екстремуму для задачі оптимального керування, які описуються диференціальними багатозначними включеннями. При цьому враховується наявність додаткових параметрів, за допомогою яких можна впливати на функціонал і фазові обмеження задачі.

Ключові слова: екстремум, диференціальні включення, необхідні умови екстремуму, оптимальне керування, багатозначні відображення.

П.И. Гинайло**НЕОБХОДИМЫЕ УСЛОВИЯ ЭКСТРЕМУМА В ЗАДАЧЕ ОПТИМАЛЬНОГО
УПРАВЛЕНИЯ С ЛИНЕЙНЫМИ МНОГОЗНАЧНЫМИ**

Получены необходимые условия экстремума для задачи оптимального управления, описываемые дифференциальными включениями. При этом учитывается наличие дополнительных параметров, с помощью которых можно влиять на функционал и фазовые ограничения задачи.

Ключевые слова: экстремум, дифференциальные включения, необходимые условия экстремума, оптимальное управление, многозначные отображения.

P. Ginaylo**NECESSARY CONDITIONS FOR EXTREMUM IN OPTIMAL CONTROL PROBLEMS FOR
WITH LINEAR MULTIVALUED MAPPINGS**

Necessary extremum conditions for optimal control problems described by differential inclusions meaningful are received. This takes into account the availability of additional parameters, which can affect the functional restrictions and phase problems.

Keywords: extremum, differential inclusion necessary extremum conditions, optimal control, ambiguous map.

Постановка проблеми. Багато задач оптимального керування в останні роки знаходять широке застосування в самих різних областях сучасної науки і техніки. Усі фізичні процеси, що мають місце в техніці, як правило, керовані, тобто можуть здійснюватися різними способами, в залежності від потреб людини. Тому і виникає питання про знаходження найкращого або оптимального в тому чи іншому розумінні керуванні процесом. Побудові найбільш загальних необхідних умов екстремуму присвячено дуже багато робіт різних вчених.

Аналіз досліджень. Новий напрямок досліджень в теорії необхідних умов екстремуму сприяв розвитку нового підходу до багатьох задач оптимального керування, в якому центральне місце займає поняття багатозначного відображення [1-3]. Справа в тому, що задачу оптимального керування виявляється зручно трактувати як задачу оптимізації на множині траєкторій деякого диференціального включення. Поняття диференціального включення дозволяє охопити багато задач оптимального керування єдиним методом розв'язання. В основі теорії диференціальних включень лежить поняття багатозначного відображення. В даній задачі розглядаються лінійні багатозначні відображення.

Метою роботи є побудова необхідних умов екстремуму для диференціальних включень при наявності додаткових обмежень на координати траєкторії в динамічних задачах з лінійними багатозначними відображеннями.

Виклад основного матеріалу й обґрунтування отриманих результатів дослідження.

Розглянемо скінченні простори $X = R^n$, $Y = R^m$. Нехай a – багатозначне відображення, $a(x) \subset R^m$ і нехай воно буде лінійне, тобто $a(x) = Ax + U$.

Теорема 1. Нехай відображення a випукле, замкнуте і обмежене, множини N і M випуклі. Тоді для того, щоб траєкторія $\tilde{x}(t)$, $t \in [0, 1]$ мінімізувала функціонал

$$\int_0^1 f(x(t), y(t)) dt$$

серед всіх траєкторій диференціального включення $\dot{x}(t) \in a(x(t))$, які задовольняють умовам $x(0) \in N$, $x(1) \in M$ і $(x(t), y(t)) \in Q$, необхідно щоб знайшлися абсолютно неперервна функція $p^*(t)$, вимірні функції $u^*(t)$ і $v^*(t)$, число $\lambda \geq 0$, не всі одночасно рівні нулю, такі що:

- 1) $p^*(0) \in K_N^*(\tilde{x}(0))$, $-p^*(1) \in K_M^*(\tilde{x}(1))$
- 2) $-p^*(t) \in \lambda [u^*(t) + Q^*(v^*(t); (x(t), y(t)))] + a^*(p^*(t); \tilde{x}(t), \dot{\tilde{x}}(t))$ майже скрізь

на $[0, 1]$.

- 3) $(u^*(t), v^*(t)) \in \partial f(x(t), y(t))$,
- 4) $\langle \dot{\tilde{x}}(t), p^*(t) \rangle = Wa(\tilde{x}(t), p^*(t))$ майже скрізь на $[0, 1]$.

Доведення.

Оскільки множини N і M випуклі, то виконується припущення А. $a(x)$ задовольняє умові Ліпшиця.

Аналогічно виконано і припущення С [3]. Справедлива, також, рівність

$$A^*(x^*; x) = a^*(y^*; y(x))$$

де y – будь-яка точка з $a^*(x, y^*)$.

Звідси маємо, що

$$A^*(p^*(t); \tilde{x}(t)) = a^*(p^*(t); \tilde{x}(t), \dot{\tilde{x}}(t)).$$

Теорема 1 доведена.

Справедливо

$$a^*(y^*; y(x)) = \partial_x W_a(x, y^*)$$

коли $y \in a(x; y^*)$ $\partial_{y^*} W_a(x, y^*) = a(x, y^*)$.

Тоді теорему 1 можна сформулювати так:

Теорема 2. Нехай виконані всі припущення теореми 1. Тоді необхідні умови оптимальності траєкторії задачі II будуть мати наступний вигляд:

- 1) $p^*(0) \in K_N^*(\tilde{x}(0))$, $-p^*(1) \in K_M^*(\tilde{x}(1))$,
- 2) $-p^* \in \partial_x W_a(\tilde{x}(t), p^*(t)) + \lambda [u^*(t) + Q^*(v^*(t); (x(t), y(t)))]$,
- 3) $(u^*(t), v^*(t)) \in \partial f(x(t), y(t))$,
- 4) $\langle \dot{\tilde{x}}(t), p^*(t) \rangle = Wa(\tilde{x}(t), p^*(t))$,

де

$$\begin{aligned} \partial_x W_a(x, y^*) &= \{p^* : W_a(x, y^*) - W_a(x, y^*) \geq \langle x_1 - x, p^* \rangle\}, \\ \partial_{y^*} W_a(x, y^*) &= \{\omega : W_a(x, y_1^*) - W_a(x, y^*) \geq \langle \omega, y_2^* - y^* \rangle\}. \end{aligned}$$

Для досліджуваної задачі оптимального керування можна отримати також достатні умови екстремуму.

Теорема 3. Нехай a – випукле замкнуте обмежене відображення, $f(x, y)$ – випукла функція. Тоді умови теореми 1 достатні для того, щоб $\tilde{x}(t)$, $t \in [0, 1]$ була оптимальною траєкторією.

Доведення.

Нехай $x(t)$ – будь-яка траєкторія, така що

$$\dot{x}(t) \in a(x(t))$$

і

$$x(0) \in N, \quad x(1) \in M.$$

З теореми 2 маємо

$$-p^* \in \partial_x W_a(\tilde{x}(t), p^*(t)) + \lambda \left[u^* + Q^*(v^*(t); (x(t), y(t))) \right]$$

або

$$-p^* \in \partial_x W_a(\tilde{x}(t), p^*(t)) + \lambda u^* + \lambda \partial_x W_a(\tilde{x}(t), v^*(t)).$$

Тоді

$$\begin{aligned} \langle \dot{\tilde{x}}(t), p^*(t) \rangle &\geq W_a(x(t), p^*(t)) + \lambda W_Q(x(t), v^*(t)) \geq \\ &\geq W_a(\tilde{x}(t), p^*(t)) + \langle \tilde{x}(t), p^*(t) \rangle + \lambda W_Q(\tilde{x}(t), v^*(t)) \geq \\ &\geq W_a(\tilde{x}(t), p^*(t)) + \langle \tilde{x}(t), p^*(t) \rangle = \\ &= \langle \dot{\tilde{x}}(t), p^*(t) \rangle + \langle \tilde{x}(t), p^*(t) \rangle \neq \frac{d}{dt} \langle \tilde{x}(t), p^*(t) \rangle. \end{aligned}$$

Проінтегруємо цю нерівність

$$\langle x(1), p^*(1) \rangle - \langle x(0), p^*(0) \rangle \geq \langle \tilde{x}(1), p^*(1) \rangle - \langle \tilde{x}(0), p^*(0) \rangle.$$

Оскільки

$$p^*(0) \in K_N^*(\tilde{x}(0)), \text{ то } \langle x(0), p^*(0) \rangle \gg \langle \tilde{x}(0), p^*(0) \rangle.$$

Тому

$$\langle x(1), p^*(1) \rangle \gg \langle \tilde{x}(1), p^*(1) \rangle.$$

Значить,

$$\langle x(1) - \tilde{x}(1), p^*(0) \rangle + \langle x(1) - \tilde{x}(1), p^*(1) \rangle \geq 0.$$

Перший доданок додатний, так як $p^*(0) \in K_N^*(\tilde{x}(0))$, другий – в силу попередньої нерівності. Отже, теорема доведена.

Нехай відображення Q в поставленій задачі задано наступним чином

$$Q = \{(x, y) : \varphi(x, y) \leq 0\}$$

де $\varphi(x, y)$ – неперервна функція випукла за сукупністю аргументів. Отже, відображення

$$Q = \{y : \varphi(x, y) \leq 0\}$$

випукле і замкнуте.

Згідно з теоремою 1 [47] знаходимо локально спряжене відображення до відображення $Q(x)$.

$$Q^*(y^*; (x, y)) = \left\{ \lambda x_0^* : y^* = -\lambda y_0^*, (x_0^*, y_0^*) \in \partial \varphi \quad \lambda \geq 0, \lambda \varphi(x, y) = 0 \right\}$$

Якщо існує така точка (x_1, y_1) , що $\varphi(x_1, y_1) < 0$, тоді умову 2 теореми 2.3 можна записати в наступному вигляді:

$$\begin{aligned} -p^*(t) &\in a^*(p^*(t); (x(t), \dot{\tilde{x}}(t))) + \lambda(t) \left[u^*(t) + \gamma(t) \varphi'_x(x(t), y(t)) \right] \\ v^*(t) &= -\gamma(t) \varphi'_y(x(t), y(t)), \end{aligned}$$

причому

$$v^*(t) = -\lambda(t) \varphi'_y(x(t), y(t)).$$

Послідовно, застосувавши до цієї задачі теорему 1, отримаємо наступний результат.

Теорема 4. Нехай $\varphi(x, y)$ – неперервна і випукла по x і y , множина $Q(x)$ обмежена хоча б для одного значення x , і існує така точка (x_1, y_1) , що $\varphi(x_1, y_1) < 0$, тоді для того, щоб траєкторія $\tilde{x}(t)$, $t \in [0, 1]$, яка цілком належить $\text{int dom } a$ мінімізувала

$$\int_0^1 f(x(t), y(t)) dt$$

серед усіх траєкторій, які задовольняють нерівність

$$\varphi(x(t), \dot{x}(t)) \leq 0$$

крайнім умовам $x(0) \in N$, $x(1) \in M$ і умові $(x(t), y(t)) \in Q$, де

$$Q = \{(x, y) : \varphi(x, y) \leq 0\}$$

необхідно, щоб знайшлись абсолютно неперервна функція $p^*(t)$, функції $\lambda(t), \gamma(t)$ і вимірні функції $u^*(t), v^*(t)$, одночасно не рівні нулю такі, що:

$$\begin{aligned} p^*(0) &\in K_N^*(\tilde{x}(0)), \quad -p^*(1) \in K_M^*(\tilde{x}(1)) \\ -p^*(t) &\in a^*(p^*(t); (x(t), \dot{x}(t))) + \lambda(t) [u^*(t) + \gamma(t) \varphi'_x(x(t), y(t))] \\ v^*(t) &= -\gamma(t) \varphi'_y(x(t), y(t)) \\ (\gamma(t) \varphi'_x(x(t), y(t)), -\gamma(t) \varphi'_y(x(t), y(t))) &\in \partial \varphi(x(t), y(t)) \\ (u^*(t), v^*(t)) &\in \partial \varphi(x(t), y(t)) \\ \lambda(t) \varphi(\tilde{x}(t), \dot{\tilde{x}}(t)) &= 0, \quad \lambda(t) \geq 0, \quad \gamma(t) \geq 0. \end{aligned}$$

Нехай в нашій задачі об'єкт лінійний, тобто $a(x) = Ax + U$, де U – випукла замкнута множина в R^n , A – оператор діючий з простору X в простір Y . Нехай відображення Q – багатогранне, тобто

$$gfQ = \{(x, y) : Bx - Cy \leq d\},$$

де B і C – матриці розміром $r \times n$ і $r \times m$ відповідно, а $d - r$ – мірний вектор. Тут під нерівністю для векторів розуміють систему нерівностей для компонент.

Багатозначне відображення a тут буде випуклим, замкнутим і обмеженим.

Якщо $y = Ax + \omega$, $\omega \in U$, то спряжене до a відображення буде мати вигляд

$$a^*(y^*; (x, y)) = \begin{cases} A^* y^*, & \text{якщо } y^* \in [\text{con}(U - \omega)]^* \\ \emptyset, & \text{якщо } y^* \notin [\text{con}(U - \omega)]^*. \end{cases}$$

Якщо $(x_0, y_0) \in gfQ$, то спряжене відображення до Q обчислюється так

$$Q^*(y^*; (x_0, y_0)) = \{B^* \lambda : y^* = \lambda C^*, \lambda \geq 0, \langle Bx_0 - Cy_0 - d, \lambda \rangle \geq 0\},$$

де B^* і C^* – транспоновані матриці B і C .

Тому умова 2 теореми 1 в цьому випадку може бути записано наступним чином

$$\begin{aligned} -p^*(t) &= \lambda(t) [u^*(t) + \alpha(t) B^*] + A^* p^*(t) \\ v^*(t) &= \lambda(t) C \\ \dot{\tilde{x}} &= A\tilde{x}(t) + \tilde{\omega}(t), \quad \tilde{\omega}(t) \in U \\ p^*(t) &\in [\text{con}(U - \tilde{\omega}(t))]^*. \end{aligned}$$

Або, враховуючи визначення спряженого конуса і того, що

$$\text{con}(U - \tilde{\omega}(t)) = \{\lambda(\omega - \tilde{\omega}(t)) : \omega \in U, \lambda > 0\}$$

останнє відношення перепишеться у вигляді

$$\langle \omega - \tilde{\omega}(t), p^* \rangle \geq 0, \quad \omega \in U.$$

Застосовуючи теорему 1, отримуємо

Теорема 5. Нехай відображення Q – багатогранне. Тоді для того, щоб траєкторія $\tilde{x}(t)$ і відповідне їй керування $\tilde{\omega}(t)$ мінімізували

$$\int_0^1 f(x(t), y(t)) dt$$

серед усіх траєкторій і керувань, які задовольняють рівняння

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + \omega(t), \quad \omega(t) \in U$$

крайнім умовам $x(0) \in N$, $x(1) \in M$ і умові $(x(t), y(t)) \in Q$, необхідно, щоб існувала функція $p^*(t)$, вектори $\lambda(t)$, $\alpha(t)$ і вимірні функції $u^*(t)$, $v^*(t)$ такі що:

$$p^*(0) \in K_N^*(\tilde{x}(0)), \quad -p^*(1) \in K_M^*(\tilde{x}(1))$$

$$-p^*(t) = \lambda(t)[u^*(t) + \alpha(t)B^*] + A^*p^*(t)$$

$$v^*(t) = \lambda(t)C$$

$$\langle \omega - \tilde{\omega}(t), p^*(t) \rangle \geq 0, \quad \omega \in u,$$

$$\lambda(t) \geq 0, \quad \alpha(t) \geq 0,$$

$$(u^*(t), v^*(t)) \in \partial f(x(t), y(t)).$$

Висновки. Отримані необхідні умови екстремуму для задачі оптимального керування з диференціальними багатозначними включеннями. Розглянуті лінійні багатозначні відображення, при цьому враховано наявність додаткових параметрів, за допомогою яких можна впливати на функціонал і фазові обмеження задачі.

Список використаних джерел:

1. Пшеничный Б.Н. Выпуклый анализ и экстремальные задачи. – М.: Наука, 1980. – 320 с.
2. Пшеничный Б.Н. Необходимые условия экстремума. – М.: Наука, 1982. – 144 с.
3. Гінайло П.І. Задача оптимального керування для диференціальних включень з багатозначними відображеннями. // Комп'ютерно-інтегровані технології: освіта, наука, виробництво. – 2016. – № 24-25. – С. 68-72.
4. Гінайло П.І. Необхідні умови екстремуму для задачі оптимального керування з континуумом обмежень. // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за напрямком „Інженерна механіка”), вип. 11, част.2, Луцьк, 2002, С.15–17.
5. Гінайло П.І. Необхідні умови екстремуму для локально випуклої задачі. // Дванадцята Міжнародна наукова конференція ім. акад. М. Кравчука. Київ, 15–17 трав. 2008 р. Матеріали конф., т. I. – К.: НТУУ “КПІ”. – 2008. – 572с.

Стаття надійшла до редакції 14.03.2017

УДК 621.7

Н.М. Гулієва
3-D МОДЕЛЮВАННЯ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛІ

В даній роботі представлено виготовлення деталі «Ступиця», розглянуті основні завдання моделювання операцій технологічного процесу механічної обробки деталей на верстатах з ЧПК з використанням програмного продукту КОМПАС 3-D.

Ключові слова: 3-D моделювання, деталь, механічна обробка.

Рис. 3. Літ. 6.

Н.М. Гулієва
3-D МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛИ

В данной работе представлено изготовление детали «Ступица», рассмотрены основные задачи моделирования операций технологического процесса механической обработки деталей на станках с ЧПУ с использованием программного продукта КОМПАС 3-D.

Ключевые слова: 3-D моделирование, деталь, механическая обработка.

N.M. Gulieva
3-D MODELING OF MACHINING A WORKPIECE

This paper presents the fabrication details of the Hub, the main task of simulation of operations of technological process of machining of parts on CNC machines with the use of software product KOMPAS 3-D.

Keywords: 3-D modeling, detail, machining.

Постановка проблеми. Наука в галузі машинобудування, верстатобудування, робототехніки та інших галузей промисловості розвивається дуже швидкими темпами. Зокрема, і сучасні технології механічної обробки досягнули висот. На сьогоднішній день існує велика кількість програмних продуктів GeMMA-3D, LS-DYNA, 3D CAM PowerMill, КОМПАС-3D та інші в яких можна спроектувати 3-D деталі та промодельовати їх механічну обробку.

Даною проблематикою займаються такі науковці, як: В.А. Тимирязев, А.Г. Схиртладзе, І.Е. Таиров, С.В. Дудко [1], Р.Р. Сімута, Ю.В. Петраков [2], Ю.В. Петраков [3], Д.В. Криворучко, В.О. Залога, В.Г. Корбач [4] Ю.М. Кузнєцов, Б.І. Придальний [5] В. Шинкаренко [6].

Метою даної роботи є моделювання механічної обробки деталі шляхом виготовлення деталі «Ступиця» з використанням програмного продукту КОМПАС 3-D.

Основні результати дослідження. Процес проектування будь-якої деталі зазвичай прийнято розділяти на декілька стандартних етапів, таких як: виконання зовнішнього вигляду деталі (ескізний проект); аналіз міцності; оптимізація конструкції; технологічний процес; створення експериментальних зразків; наочні випробування і т. д. Оскільки, під час процесу проектування є можливість неодноразово повертатися до початку проекту, то питання автоматизації проектування є актуальною проблемою [1].

З появою сучасних систем автоматизованого проектування (САПР) інженер має можливість відразу працювати в реальному тривимірному просторі (3-D). На сьогоднішній день проектування йде не від 2-D креслення до 3-D вигляду деталі, а в зворотному напрямі – від просторової моделі де скорочуються витрати часу на їх створення. Також в деяких випадках 3-D моделі безпосередньо передаються у виробництво [2].

Більшість сучасних 3-D систем – твердотільні. Це дає можливість працювати з моделями в зовнішніх розрахункових програмах, що значно спрощує роботу конструктора і технолога.

Перевагою сучасних САПР стало визначення параметрів ескізу, моделі, креслення:

- змінювати розміри об'єкта в даних програмах можна простим «перетягуванням» ліній або редагуванням їх розмірів;
- змінивши розмір в 3-D моделі, автоматично перебудовується модель і робочі креслення;
- відпадає необхідність креслити нові деталі, якщо вони відрізняються тільки розмірами за допомогою створення нової конфігурації деталі.

На вибір методу отримання заготовки «Ступиця» впливають такі фактори: матеріал деталі, її призначення і механічні вимоги на виготовлення, об'єм і серійність випуску, форма поверхні і розміри деталі.

Оптимальний метод отримання заготовки знаходимо на основі всебічного аналізу названих факторів і механіко-економічного розрахунку технологічної собівартості деталі. Метод отримання

заготовки, який забезпечує технологічність виготовлення з неї деталі при мінімальній собівартості [3].

Конструктивна форма деталі дозволяє виконувати наступні вимоги:

- можливість простого і надійного закріплення деталі на верстаті;
- відсутні отвори розташованих не перпендикулярно до площини входу інструменту;
- форма поверхонь і їх розміри дозволяють проводити обробку, що виготовляються верстатобудівною промисловістю на різних моделях металорізальних верстатів.

Запускаємо КОМПАС-3D. Після завантаження графічного редактора викликаємо меню Файл команду Створити – Деталь (або виконуємо тіж дії натискаючи кнопку – Нова деталь). У вікні КОМПАС 3-D з'явиться вікно побудови моделі з Деревом побудови деталі, Системою координат дивіться рис. 1.

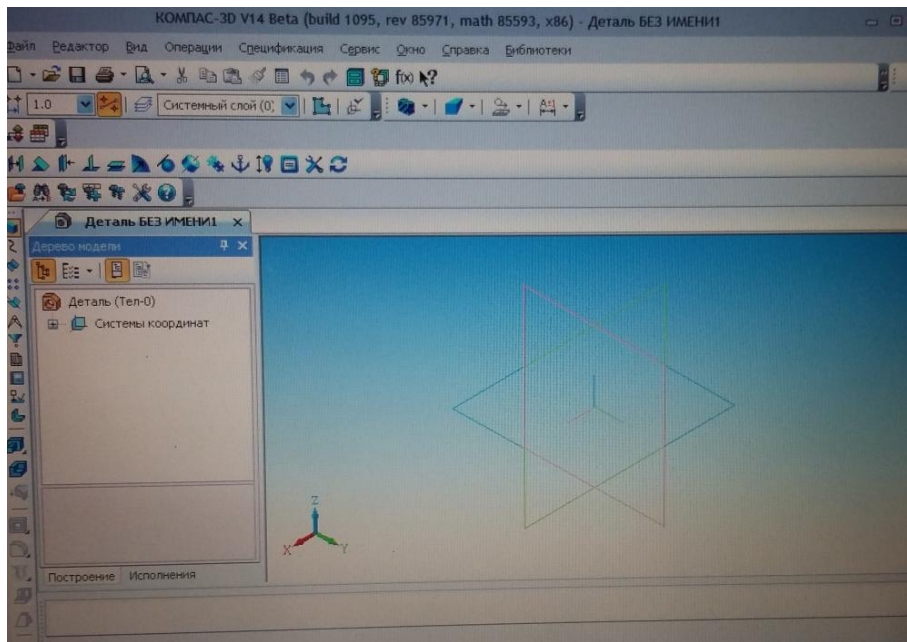


Рис. 1. – Вікно побудови моделі

Створення моделі деталі чи заготовки розпочинаємо з побудови основи. Поступово до основи додаємо (або видаляємо) додаткові параметри. В якості основи для створення 3D-твердотілих деталей використовуємо плоскі зображення – ескізи. Як правило, для побудови ескізів вибирають вже існуючі проекційні площини. Якщо деталь симетрична, то бажано, щоб проекційні площини збігалися з площинами симетрії деталі. Для створення 1-го ескізу використовуємо фронтальну площину та натискаємо кнопку Новий ескіз на Панелі інструментів. При побудові ескізів вводимо розміри, фактичні розміри деталі. При активації ескізу система переходить в режим редагування ескізу. Після побудови чергового ескізу натискаємо кнопку Закінчити ескіз. В дереві побудови з'явиться новий ескіз з відповідним номером (Ескіз 1, Ескіз 2 і т.д.).

Ескіз є плоским об'єктом (описаний в плоскій системі локальних координат xu). Для додавання нових параметрів до основи необхідно вказати третій розмір – (вздовж вісі z). Для цього використаємо операцію Видавлювання (кнопка на панелі інструментів). У вікні панелі вказуємо параметри – відстань, напрямок, кут нахилу [4].

Для зміни режиму відображення деталі використовуються кнопки Каркас, Без невидимих ліній, Невидимі лінії тонкі.

Для створення отворів, пазів, виточок використовуються кнопки Вирізати видавлюванням. Для створення фасок застосовуємо кнопку Фаска. Параметри фаски задаємо у відповідному вікні.

У моделі можна зробити перетин деталі за ескізом. Для цього використовуємо кнопку Переріз за ескізом, параметри перерізу задаємо у відповідному вікні. Остаточний вигляд побудованої 3D-твердотілої моделі заготовки «Ступиця» показано на рис. 2.

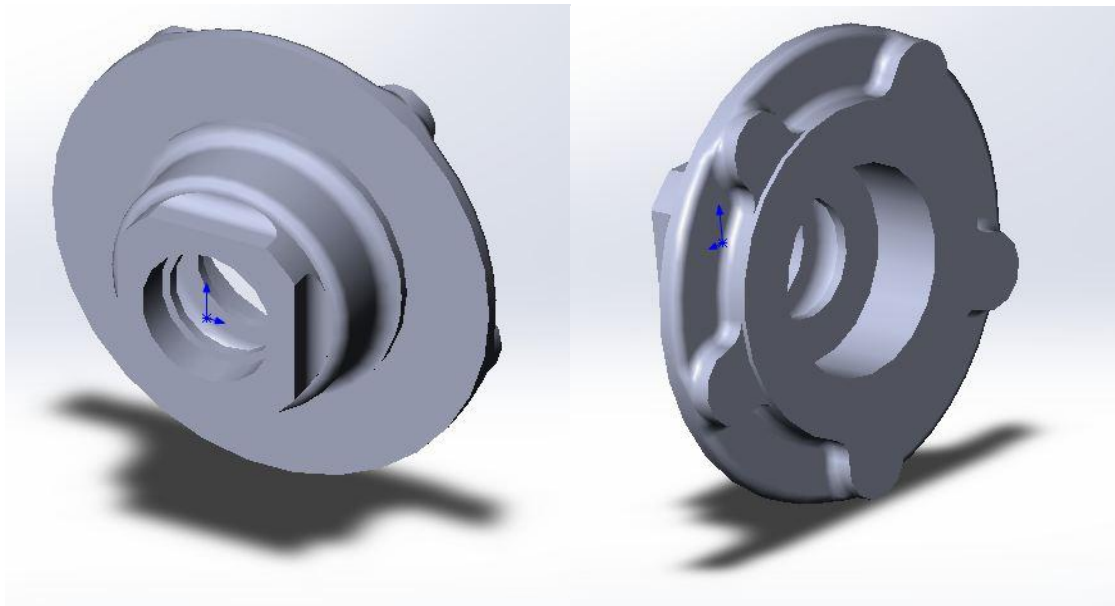


Рис. 2. – 3D-твердотіла модель заготовки «Ступиця»

Деталь – ступиця переднього колеса відноситься до класу фланців. Вона входить у вузол переднього моста трактора Т30 і призначена для установки коліс на передній міст трактора. Вона встановлюється на підшипниках напівосях переднього моста. На ступицю кріпиться кільце переднього колеса. Основними поверхнями деталі є внутрішні отвори підшипників, торець ступиці до якого прилягає диск кільця колеса, отвір для кріплення ступиці з диском кільця колеса і ступиці для кріплення кришок. Передній (ходовий) міст призначений для: забезпечення прямолінійного руху трактора; управління рухом трактора; регулювання ширини колії і висоти агротехнічного проходу трактора. Передній міст складається з балансира, в якому закріплюються корпуси кулаків правого і лівого в яких розміщуються вісі з прикріпленими до них півосями і з встановленими на ньому важелями і тягами керування [5].

Зміна ширини колії передніх коліс ручна та відбувається за допомогою переміщення поворотних кулаків в балансірі. Управління передніми колесами відбувається з кабіни тракториста за допомогою кермового механізму, поздовжньої кермової тяги, з'єднаної з сошкою і важелем, віссю поворотного кулака. Регулювання збіжності передніх коліс балансують за допомогою поперечної кермової тяги, шляхом її подовження або вкорочення. Ступиця переднього колеса встановлюється на піввісь на 2-х підшипниках за внутрішніми циліндричним поверхням $\varnothing 62$ P7 і $\varnothing 72$ P7, сама піввісь кріпиться гайкою M16×1,5, яка фіксується на валі за допомогою шпінта через поперечний отвір в різі $\varnothing 4^{+0,3}$. Лиска на різі служить для установки шайби з некруглим отвором для виключення самовідкручування ступиці колеса при їзді трактора. На зовнішній циліндричній поверхні напіввісі $\varnothing 38_{-0,1}$ встановлюється ущільнення, яке перешкоджає попаданню пилу і бруду в підшипники ступиці колеса.

Виконання креслення деталі виконуємо по розробленій 3D-твердотілій моделі заготовки «Ступиця» [6]. З отриманої моделі робимо креслення деталі, в якому показуємо всі необхідні види, перетини, розміри, технологічні позначення, технічні вимоги і т. д. Для цього виконуємо наступні операції: вибираємо меню Операції опцію Створити нове креслення з моделі. В даному випадку автоматично створюється нове вікно креслення з заготовкою креслення До курсора прив'язана копія – одна з проєкцій деталі. У меню Вставка вікна креслення вибирається підменю Вид з моделі, а в ньому опцію Стандартні. Далі з'являється вікно, в якому вибирається модель, для розробки креслення. В цьому вікні вибирається потрібна модель і натискається «Ок»; після цього до курсора підв'язується копія необхідного набору стандартних видів (фронтальний, горизонтальний, профільний) деталі (заготовки), яку розміщаємо на форматі, клацнувши мишкою в потрібному місці.

Якщо побудова деталі не вимагає точності, то можна побудувати подібну вибрану вибірково, використовуючи заготовки в меню видів на Панелі параметрів. Також, у підменю Вид з моделі в попередньому пункті можна вибрати замість опції Стандартні опцію Довільні. Для побудови аксонометричної проєкції деталі необхідно використовувати меню видів на Панелі параметрів, вибравши відповідну опцію з наявного набору (Ізометрія xuz , Ізометрія uzx , Ізометрія

зху, Диметрія). Далі виконуємо оформлення креслення (постановку розмірів, шорсткості поверхонь, відхилення і т. д.). Креслення може бути в будь-який час відредаговано. При редагуванні креслення ми можемо змінювати шрифти і додавати написи. Готове креслення деталі «Ступиця» наведено на рис. 3.

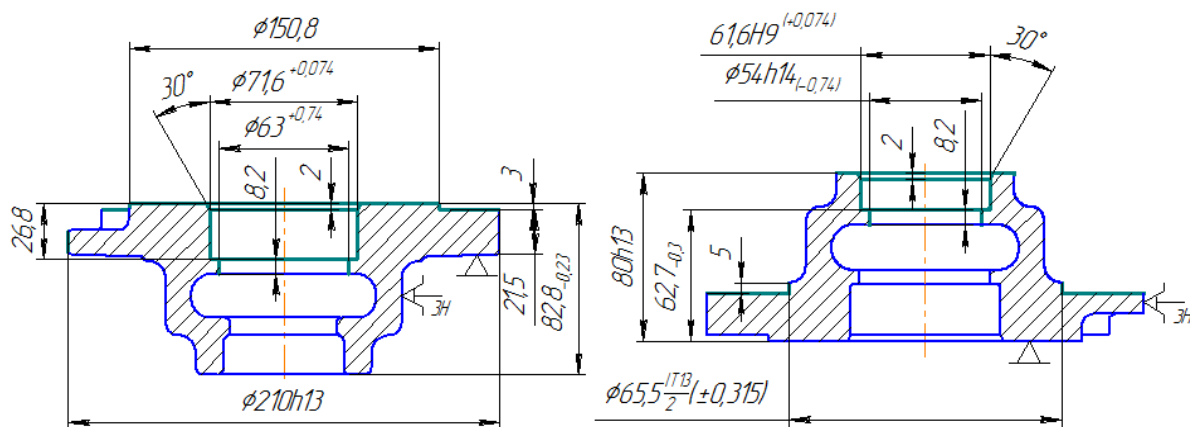


Рис. 3. – Креслення деталі «Ступиця»

Висновок. Виконавши креслення деталі «Ступиця», його можна вивести на друк з середовища КОМПАС-3D. Попередньо переглянути параметри виводу та підігнавши масштаб до необхідного розміру. Для складальних креслень вузлів і механізмів в середовищі КОМПАС-3D можна розробити специфікацію на виріб: відповідну до його креслення. Для цього використовуємо кнопку Нова специфікація на закладці Специфікація Компактної інструментальної панелі. Після розробки моделі і креслення на завершальному етапі створюється папка в якій зберігаються файли 3-D моделей та креслень деталі.

Список використаної літератури:

1. Тимирязев В.А. Моделирование операций механической обработки деталей на станках с ЧПУ с использованием САМ – системы / В.А. Тимирязев, А.Г. Схиртладзе, И.Е. Таиров, С.В. Дудко: Электронный ресурс http://rosogprom.com/images/_sb2015_pdf/Sb2015_ed2_6.pdf
2. Сімуга Р.Р. Моделивання поверхонь деталей в CAD/CAM системах / Р.Р. Сімуга, Ю.В. Петраков // Процеси механічної обробки в машинобудуванні. – Київ, Випуск 12, 2012. – С. 149-158.
3. Петраков Ю.В. Розвиток САМ систем автоматизованого програмування верстатів з ЧПК / Ю.В. Петраков. – К.: Січкар, 2011. – 222 с.
4. Криворучко Д.В. Основи 3D-моделювання процесів механічної обробки методом скінченних елементів / Д.В. Криворучко, В.О. Залого, В.Г. Корбач. – Суми: Вид-во СумДУ, 2009. – 208 с.
5. Кузнецов Ю.М., Придальний Б.І. Моделивання шпиндельного вузла як складної суміщеної системи на різних рівнях складності структури. / Ю.М. Кузнецов, Б.І. Придальний // Матеріали міжнародної науково – практичної конференції "Сучасні технології промислового комплексу", Випуск 2. – Херсон: ХНТУ, 2016. – С. 23-25.
6. Shynkarenko V. Interdisciplinary approach to modeling and synthesis of difficult technical systems. // V. Shynkarenko, Yu. Kuznetsov / Journal of the Technical University of Gabrovo, Vol. 52'2016 – P. 24-28.

Стаття надійшла до редакції 15.03.2017

УДК 621. 822:681.2:369.64

А.М. Ештеівілі*Луцький національний технічний університет***ТЕХНОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТОЧНОСТІ ШЛІФУВАННЯ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПОВЕРХОНЬ**

В роботі розглядаються особливості забезпечення параметрів точності поверхонь обертання на операціях безцентрового шліфування. Для досягнення бездефектного шліфування запропоновано спосіб переривчастого шліфування

Ключові слова: круг, шліфування, якість, температура, дефекти.

А.М. Ештеивили**ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТОЧНОСТИ ШЛИФУВАННЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ**

В работе рассматриваются особенности обеспечения параметров точности поверхностей вращения на операциях бесцентрового шлифования. Для достижения бездефектного шлифования предложен способ прерывистого шлифования

Ключевые слова: круг, шлифовка, качество, температура, дефекты.

A.M. Eshteivili**GRINDING SUPPORT ACCURACY SHLIFUVANNYA CYLINDRICAL SURFACES**

In this paper, the features ensuring accuracy parameters of surfaces of revolution on operations centreless grinding. To achieve defect-free polishing the method of intermittent grinding

Keywords: round, grinding, quality, temperature, defects.

Одним із способів зменшення теплонапруженості процесу шліфування є застосування кругів з низькою твердістю. Такі круги працюють у режимі самозаточування, але мають великий розмірний знос, що призводить до збільшення часу, який витрачається на правку круга. Збільшення твердості круга призводить до того, що круг працює в режимі постійного затуплення, що з одного боку призводить до зниження параметрів шорсткості поверхні [1, 2], а з іншого боку до збільшення тангенціальної сили різання під час зносу зерен і, як наслідок, до підвищення температури в зоні різання [1, 2]. Перевагою шліфувальних кругів більшої твердості є їх висока розмірна стійкість, що є необхідною умовою під час оброблення з високою точністю. Необхідно розробити заходи, які дозволили б застосовувати круги більшої твердості та керувати теплонапруженістю за умови змінних режимів роботи круга під час оброблення сплавів, що схильні до виникнення теплових дефектів.

Матеріал абразивного зерна, твердість і зв'язка круга залежать від матеріалу заготовки, його твердості, а також швидкості обертання круга. Зернистість круга залежить від регламентованих параметрів шорсткості поверхні. В якості ЗОР під час шліфування може використовуватися рідке середовище, твердий мастильний матеріал або ЗОР у вигляді аерозолі. Вибір типу та марки ЗОР здійснюється у відповідності з рекомендаціями, наведеними в довідковій літературі. Проте слід зазначити, що яка б ефективна ЗОР не застосовувалася, вона повністю не вирішує проблему забезпечення шліфування без припалень.

В результаті аналізу існуючих досліджень визначено, що одним з найбільш ефективних способів подачі ЗОР під час безцентрового шліфування сплавів, схильних до теплових дефектів, є подача ЗОР через впадини переривчастого шліфувального круга [1, 2]. Застосування кругів з переривчастою робочою поверхнею дозволяє подавати ЗОР до заготовки в момент переривання різання, знизити теплонапруженість процесу та зменшити ймовірність появи шліфувальних дефектів на поверхні заготовки.

Основними недоліками переривчастих шліфувальних кругів, що обмежують їх технологічні можливості є:

- 1) великий розмірний знос круга, коли робоча площа периферії менша, в порівнянні з суцільним кругом;
- 2) високий рівень вібрацій в технологічній системі;
- 3) деякі різновиди припалів, зазначені вище, не можуть бути усунуті за допомогою відомих переривчастих шліфувальних кругів, наприклад, припали, які зумовлені затупленням або

нерівномірним зносом круга, вібраціями в технологічній системі, порушенням припуску або геометричної точності заготовки, неправильним вибором або порушенням режимів різання.

Внаслідок великого розмірного зносу переривчастих кругів рекомендується призначати їх твердість на 2 ступені вище, а зернистість на одну ступінь менше, ніж у звичайних кругів. Збільшення твердості призводить до того, що шліфувальний круг буде працювати переважно в режимі затуплення, що може привести до появи дефектів шліфованої поверхні. Зменшення зернистості також призводить до збільшення теплонапруженості шліфування.

З вище сказаного випливає, що необхідно розробити заходи для усунення недоліків, які властиві для переривчастих кругів і тим самим розширити їхні технологічні можливості, на що і спрямована дана робота. Розрахунок і проектування переривчастих шліфувальних кругів найбільш широко розглянуті в роботах А.В. Якімова [2], в яких наведено формули для визначення довжин виступів і впадин. Довжина впадини визначається при умові рідинного охолодження за наступною формулою:

$$l_2 = \frac{V_{\text{кр}} \cdot \lambda \cdot C \cdot \gamma \cdot 36}{\alpha^2} \quad (1)$$

де $V_{\text{кр}}$ – швидкість обертання шліфувального круга, м/с; λ – коефіцієнт питомої теплопровідності заготовки, Вт/(м·°С); C – питома теплоємність заготовки, Дж/(кг·°С); γ – густина заготовки, кг/м³; α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·°С).

Під час аналізу літературних джерел за тематикою шліфування переривчастими кругами, виявлено, що недостатньо повно розглянуті питання, пов'язані з впливом динамічних чинників процесу на його ефективність. Під поняттям динамічних чинників процесу шліфування розуміємо наступне:

1. Нерівномірність припуску внаслідок хвилястості вихідної поверхні;
2. Нестабільність фізико-механічних властивостей матеріалу заготовки;
3. Зміна ріжучої здатності круга в наслідок його затуплення або засалювання;
4. Ексцентриситет і нерівномірний знос шліфувального круга;
5. Вібрації шліфувального круга та заготовки.

Дослідження температури від $V_{\text{кр}}$, $V_{\text{д}}$, t для випадку шліфування сталі ШХ15 показало, що практично за будь-яких режимів різання температура контакту абразивного переривчастого інструменту з подачею ЗОР через канавки помітно нижча, ніж для суцільного круга з подачею ЗОР методом поливу. До того ж чим інтенсивніші режими шліфування, тим ця різниця більша.

Причини зниження температури під час переходу від суцільного шліфування до переривчастого наступні:

по-перше, це менша інтенсивність теплоутворення. Потужність тепловиділення пропорційна тангенціальній силі різання P_z , а вона під час переривчастого шліфування нижча на 20...30%, ніж при суцільному шліфуванні;

по-друге, канавки переривчастого інструменту розраховані так, щоб за час контакту різального виступу з оброблюваною поверхнею температура не встигала встановитися і, отже, не досягала свого максимального значення.

Теоретичне дослідження температур для різних схем шліфування дозволяє зробити висновок, що граничний стан температурного поля (теплового насичення) настає не відразу після початку процесу шліфування. Від початку процесу до встановлення граничного стану існує малий, але фізично відчутний проміжок часу, протягом якого шліфування протікає в нестационарному режимі. Наявність цього тимчасового проміжку можна підтвердити експериментально, шляхом визначення температури. Нестационарний режим роботи в процесі шліфування відкриває принципову можливість зниження контактних температур за рахунок періодичного переривання процесу.

Зона контакту абразивного круга з деталлю представляє вузьку смужку прямокутної форми, що рухається вздовж поверхні деталі. Температурне поле в такому випадку можна розраховувати за схемою рухливого нескінченно довгого поверхнево-смугового джерела. Під час шліфування температурне поле в системі координат, зв'язаної з джерелом, починає прямувати до стану теплового насичення, процес встановлюється і поле стає квазістационарним. Інтервал до настання наступного циклу повинен бути таким, щоб поверхня встигла охолонути до вихідної температури. Такий процес можна реалізувати, якщо поверхню абразивного круга зробити не суцільною, а переривчастою, тобто розбити її на ряд виступів, які чергуються. Для визначення розмірів різального виступу та канавок необхідно знати час теплового насичення та час охолодження до

вихідної температури.

Для вирішення даної теплової задачі, пов'язаної з розрахунком температури в зоні різання у роботі було прийнято наступну розрахункову схему (1).

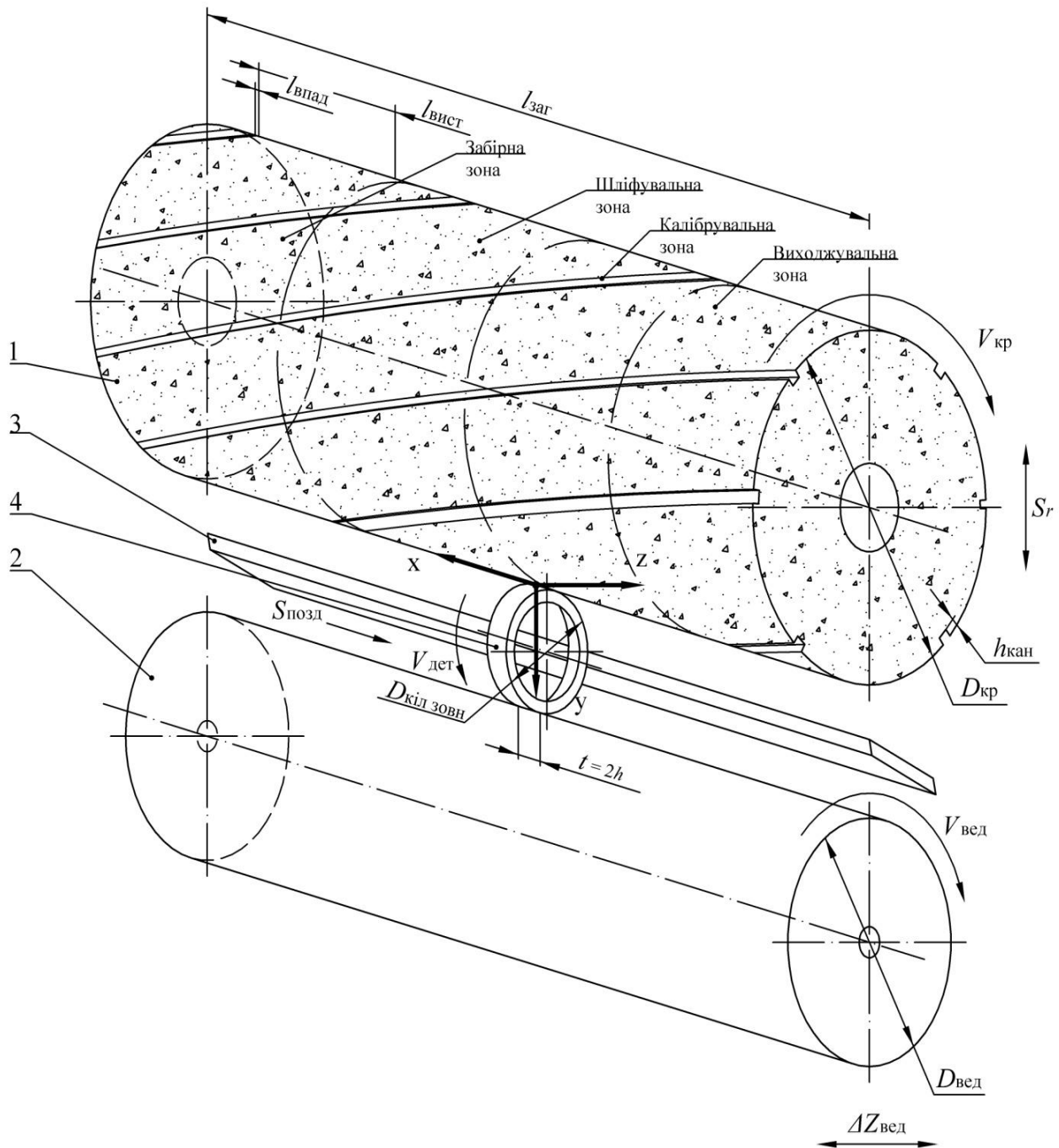


Рис.1. - Розрахункова схема утворення нескінченного сегментоподібного теплового джерела:
1 – шліфувальний круг; 2 – ведучий круг; 3 – ніж опорний; 4 – заготовка

Як було сказано вище, температурні дефекти, що виникають на шліфувальних операціях оброблення поверхонь обертання зовнішніх кілець роликотідшипників не тільки негативно впливають на експлуатаційні властивості підшипника, як то довговічність, точність базування, зносостійкість, надійність, а й спричиняють значний вплив на подальші операції шліфування доріжки кочення кільця внаслідок дії принципу технологічної спадковості дефектів між операціями.

Для прикладу, під час шліфування доріжки кочення кільця підшипника серії 7000 заготовка на безцентрово-шліфувальній операції на верстаті SASL5AD базується за допомогою попередньо

обробленої зовнішньої циліндричної поверхні, тому неточності базування передаються на неточність оброблення внутрішньої доріжки кочення зовнішнього кільця (рис.2).

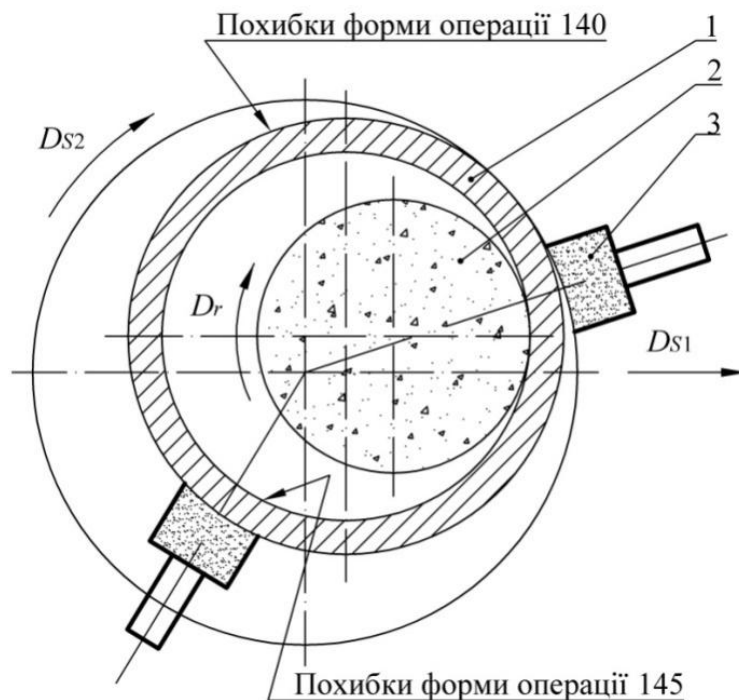


Рис. 2. - Схема шліфування доріжки кочення кільця зовнішнього: 1 – заготовка кільця; 2 – головка шліфувальна; 3 – опори

До теплових дефектів під час шліфування відносяться припалення та мікротріщини.

Існує кілька видів припалень, які характерні для процесу шліфування:

1. Поодинокі штрихові припалення внаслідок затуплення чи засалювання зерен, або попадання разом із ЗОР в зону різання шламу;

2. Подряпини по всій шліфованій поверхні, які пов'язані з нерівномірністю властивості матеріалу заготовки, порушенням режимів шліфування, недостатнім підведенням охолоджуючої рідини в зону різання, підвищеною твердістю інструменту, зносом або забрудненням інструменту;

3. Вібраційні подряпини і плями;

4. Плями і подряпини на окремих ділянках у зв'язку з порушенням припуску або геометричної точності заготовки;

Головною причиною виникнення припалення на шліфованій поверхні є збільшення контактної температури, що більша за значення температури під час якої виникають припалення для заготовки в деякій області зони різання.

Можна виділити чинники, які безпосередньо впливають на температуру в зоні різання:

1. Властивості матеріалу заготовки;
2. Інтенсивність теплового джерела;
3. Швидкість руху теплового джерела;
4. Інтенсивність охолодження.

Висока контактна температура в зоні різання під час шліфування є не тільки причиною виникнення припалення, але і головною причиною формування в поверхневому шарі заготовки залишкових напружень розтягування, які негативно впливають на втомну міцність деталей [10; 30].

Найкращі для заготовки характеристики шліфувального круга (тип абразиву, зернистість, номер структури, тип зв'язки, твердість круга) можуть бути призначені у відповідність з численними рекомендаціями [1,2,3].

Висновки: Проведено аналіз існуючих розрахункових схем шліфування з позиції теплоутворення і встановлені шляхи технологічного керування теплонапруженістю процесу шліфування. Доведено, що ефективним методом зниження теплонапруженості є застосування шліфування переривчастим абразивним інструментом, однак конструктивні параметри та характеристики переривчастих кругів для без центрального шліфування мають визначатись за

результатами теоретичних та експериментальних досліджень. Визначені характерні особливості та технологічні переваги переривчастого шліфування. Встановлені основні напрямки підвищення різальної здатності та продуктивності шліфування переривчастими кругами. Проаналізовано вплив параметрів переривчастого інструменту на показники якості шліфованих поверхонь та тепло напруженість процесу шліфування;

Літературні джерела:

1. Джугурян Т.Г. Обработка деталей на отделочно-расточных станках / Т.Г. Джугурян, П.А. Линчевский, О.А. Оргиян. – К.: Техника, 2000. – 300 с.
2. Рыжов Э.В. Технологическое обеспечение эксплуатационных свойств деталей машин / Э.В. Рыжов, А.Г. Сулов, В.П. Федоров. – М.: Машиностроение, 1979. – 176 с.
3. Якимов А.В. Прерывистое шлифование / А.В. Якимов, Ю.А. Бояршинов и др. // Вестник машиностроения. – 1967. – №3. – С. 76-78.
4. Равенець Л.М., Марчук В.І., Марчук С.В., Марчук І.В. Моделювання динаміки процесу безцентрового шліфування кілець роликів підшипників. Збірник наукових праць Перспективні технології та прилади, Випуск № 3, Луцьк.: Вид-во ЛНТУ, 2013.-С.72-78.

Стаття надійшла до редакції 15.03.2017

УДК 62-658.5-338.3

Євстаф'єва Є.О., Дядюра К.О.*Сумський державний університет***ЗАСТОСУВАННЯ СИСТЕМНОГО ПІДХОДУ ЩОДО ВИКОРИСТАННЯ СТАНДАРТІВ ПРИ ПІДТВЕРДЖЕННІ ВІДПОВІДНОСТІ ПРОДУКЦІЇ ВИРОБНИЧО-ТЕХНІЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ**

Запропоновані критерії оцінки ефективності концептуальної схеми системи стандартів для підприємств з урахуванням важливості певної групи очікувань зацікавленої сторони до продукції виробничо-технічного призначення і технологій.

Ключові слова: інтегрована система управління, підтвердження відповідності, технічне регулювання, концептуальна система стандартів.

Евстафьева Е.О., Дядюра К.А.*Сумский государственный университет***ПРИМЕНЕНИЕ СИСТЕМНОГО ПОДХОДА ПО ИСПОЛЬЗОВАНИЮ СТАНДАРТОВ ПРИ ПОДТВЕРЖДЕНИИ СООТВЕТСТВИЯ ПРОДУКЦИИ ПРОИЗВОДСТВЕННО-ТЕХНИЧЕСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ**

Предложены критерии оценки эффективности концептуальной схемы системы стандартов для предприятий с учетом важности определенной группы ожиданий заинтересованной стороны к продукции производственно-технического назначения и технологий.

Ключевые слова: интегрированная система управления, подтверждение соответствия, техническое регулирование, концептуальная схема системы стандартов.

Yevstafieva Ye. O., Dyadyura K. O.*Sumy state university***A SYSTEMATIC APPROACH ON THE USE OF STANDARDS FOR CONFORMITY ASSESSMENT OF PRODUCTS OF INDUSTRIAL-TECHNICAL PURPOSE**

Proposed criterias for evaluating the effectiveness of the conceptual schema of a system of standards for enterprises with the view of the importance of a certain group of expectations of the party concerned to products for industrial purposes and technologies.

Keywords: integrated management system, conformity assessment, technical regulation, a conceptual diagram of the system standards.

Постановка проблеми. Системні дослідження отримали в даний час широке поширення в цілому ряді наук. Питання поведінки систем є пріоритетними у сучасному світі (який в свою чергу теж є системою). Їх вивчення присвячено чимало наукових теорій.

Світовий досвід показує, що вирішення проблеми управління якістю на підприємствах здійснюється шляхом впровадження інтегрованих системи управління (ІСУ) [1, 2], для встановлення, застосування та виконання обов'язкових вимог до продукції або пов'язаних з нею процесів, систем і послуг, персоналу та органів, а також перевірка їх дотримання шляхом оцінки відповідності. **Такі системи є складними і відкритими (відбувається постійний обмін інформацією між зацікавленими сторонами).**

Головна перевага таких систем стандартів – можливість прийняття рішень на основі використання інформації з єдиної бази даних, що оптимізує витрати та зменшує ймовірність помилок.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питаннями створення ІСУ на підприємствах різних видів займався багато фахівців, зокрема Н.Н. Аниськіна, Ю. П. Адлер, Д. А. Віткін, М.А. Катанаєва, Л.М. Левшина, Раджаб Заде Мортеза, О. Р. Ролько, Г. І. Хімічева, А. Desang, D. Hortensius, M. Bernardo, A. Davis, T.H. Jorgensen, R. Holdsworth, O. Shaw, G. Santos, J. Tang, S.X. Zeng та інші.

Різні теоретико-методологічні підходи до визначення сутності ефективності систем знаходять відображення в *концептуальних моделях*.

Актуальним підходом до опису розвитку різних систем є синергетичний підхід, в якому об'єкти розглядаються як системи, що самоорганізуються. У відкритих системах під впливом зовнішнього середовища відбуваються флуктуації (випадкове відхилення величини, що характеризують систему, від їх середнього значення). Флуктуації приводять систему в точку біфуркації (критичний момент її розвитку), що зумовлює стан нестійкості системи. Найчастіше це

відбувається у відповідь на введення в систему нового компонента. Розвиток систем відбувається при переході від однієї точки біфуркації до іншої.

Під розвитком систем стандартів слід розуміти якісну зміну їх структури. Цей процес, як правило, є незворотнім та закономірним, спрямованим на постійне поліпшення. Зміни, що відбуваються в стандартах виникають в силу того, що на певному етапі розвитку накопичуються нові знання, факти, завдання та інтереси. Як правило, для систем стандартів треба враховувати фактор невизначеності через узгодження великих обсягів інформації (**вимог, критеріїв**). А оскільки окремі нормативні документи час від часу переглядають, стан рівноваги системи стандартів є динамічним.

Основне завдання для прийняття рішень щодо використання стандартів при підтвердженні відповідності продукції виробничо-технічного призначення (наприклад, насоси, компресори, машинобудівне обладнання) вимогам міжнародних стандартів полягає у забезпеченні узгодження інформаційних потоків на різних рівнях процесів.

Оскільки, окремі нормативні документи, в результаті накопичення значних обсягів різноманітної інформації, час від часу переглядають, то існує потреба у концептуальних моделях систем стандартів ІСУ.

Постановка завдань. Система стандартів для підтвердження відповідності продукції виробничо-технічного призначення (різного роду обладнання та устаткування, яке використовується для випуску кінцевої готової продукції) представляє собою інформаційний комплекс взаємозалежного нормативно-методичного забезпечення для управління якістю у процесах розробки і постановки продукції на виробництво, що об'єднує загальні фундаментальні принципи та методи технічного регулювання.

При використанні стандартів для підтвердження відповідності продукції виробничо-технічного призначення необхідно забезпечити достовірність та швидкість інформаційних потоків між учасниками процесів для прийняття рішень на різних рівнях. Для підприємств, які намагаються впровадити ІСУ, існує проблема її вірного вибору. Як доводить практика, більшість невдалих проектів розробки і постановки продукції на виробництво пов'язано саме з некоректним застосуванням ІСУ оскільки немає чітких критеріїв оцінки, за якими можна провести аналіз та вибрати систему. Це також веде до того, що дуже складно оцінити ефективність впровадження ІСУ і, як результат – високий ступень ризику. Потрібно також врахувати велику розмірність та складність даних, що містять ІСУ. У відповідних інформаційних джерелах практично повністю відсутні будь-які дані щодо кількісних порівняльних оцінок ефективності застосування ІСУ, а також практично відсутні дані щодо особливостей побудови їх інформаційного базису. Аналіз показує, що на розвиток систем стандартів впливають різні види протиріч вимог до продукції та пов'язаних з нею процесів [3], зокрема між прагненням до якості і засобами її досягнення (між постійно змінюваною кількістю і якістю). Система стандартів адаптується до середовища і внаслідок цього стає більш чутливою до флуктуацій.

Серед завдань, що виникають у зв'язку з дослідженням складних систем стандартів, можна виділити два основних класи [4–7]

1) завдання аналізу, пов'язані з вивченням властивостей та поведінки системи в залежності від її структури і значень параметрів;

2) задачі синтезу, зводяться до вибору структури та значень параметрів в залежності від заданих властивостей системи.

Так, наприклад, система інформаційного забезпечення у Ковальова О.І. включає основні аспекти цілі; критерії їх досягнення (твердження, що описують конкретні дії, які треба виконати, щоб досягти цілей); показники, за допомогою яких можна виміряти критерії та норми (цільові значення) показників.

У роботі Ковальова О.І. парадигма «Цілі-Критерії-Показники-Норми», що широко застосовується до визначення характеристик, найбільш інформативних для контролю функціонування підприємств і формування рішень, доповнена низкою елементів: урахування багатоаспектності діяльності та збалансованості [4].

В свою чергу, Луцкий С.В. зазначає, що виділення інформації, істотної для управління якістю є найважливішою задачею при дослідженні існування складних систем. Щоб побудувати оптимальні методи управління, слід виділити таку мінімальну кількість інформації, яка забезпечує задану якість управління та не є надмірною.

У своїй роботі він виділяє, що кінцева безліч елементів, об'єднаних динамічними і статичними відносинами, які з необхідністю і достатністю обумовлюють наявність

цілеспрямованих властивостей, що дозволяють вирішувати системоутворюючі протиріччя у певних зовнішніх умовах.

Системно-інформаційний підхід є категоріальною структурою системної діяльності. Таким чином, для виникнення та існування системного об'єкта необхідно інформація про потреби, інформація про цілі, інформація про структуру, інформація про властивості інформація про середовище [5].

Принципи формування критерії та показників ефективності функціонування складних технічних систем розглядається Дедковим В.К. Він відзначає, що в разі використання для оцінки ефективності і прийняття рішення декількох критеріїв, необхідний якийсь алгоритм зіставлення показників ефективності, в іншому випадку вибір рішення неможливий [6].

Дедков В.К., виділяє такі групи критеріїв ефективності: функціональні, економічні і часові. Питання розв'язання багатокритеріальних задач оцінювання ефективності вирішуються такими способами: функціональним методом, методом послідовної багатокритеріальної оптимізації, методом виділення головного показника, методом послідовних поступок.

Багато уваги у своїх роботах приділяє класифікації, завданнями, принципами побудови і функціонування інформаційних систем Блінков Ю.В. Якість функціонування складних систем можна оцінювати за допомогою обраних комплексних показники ефективності. Щоб показник ефективності досить повно характеризував якість роботи системи, він повинен враховувати всі основні особливості і властивості системи, а також умови її функціонування і взаємодії з зовнішнім середовищем, тобто показник ефективності визначається процесом її функціонування [7].

Традиційно ефективність складної системи оцінюється у такій послідовності: встановлення показників та (або) критеріїв ефективності; визначення числових значень показників ефективності; прийняття рішення про ефективність системи. Оцінювання ефективності можливо здійснювати за якістю виконання завдань [8], за якістю виконання системою функцій за призначенням [9, 10], шляхом порівняння ефективності різних аналогів [11]. Встановлення показників та критеріїв ефективності можна реалізувати за ієрархічною моделлю завдань, функцій, показників і критеріїв [9]. Ієрархічна модель ефективності може подаватися у вигляді таблиць, структурних схем, дерева або графа і приводить, як правило, до появи вектору показників (критеріїв) ефективності [11, 12]. Альтернативним є використання директивних вимог до ефективності системи [11]. У результаті формується єдиний домінуючий критерій [11] або вектор критеріїв [13]. Визначення числових значень показників може здійснюватися шляхом вимірювання контрольованих параметрів (за наявності зразка системи), методами моделювання (за неможливості проведення вимірів), розрахунковими або експертними способами [6, 9, 12]. Етап формування рішення про ефективність системи полягає у виробленні кінцевого висновку на підставі аналізу й обробки значень відповідних показників. Залежно від складу аналізованих критеріїв ефективності розрізняють однокритеріальні [8, 9] та багатокритеріальні [11, 12] моделі прийняття рішень із застосуванням відповідних методів розв'язку оптимізаційних завдань.

Викладення основного матеріалу. Уданій роботі пропонуються концептуальні схеми системи стандартів (КССС), що мають бути використані як інформаційний базис для ІСУ залежно від виду продукції, вимог технічних регламентів, процедур оцінки відповідності, а також критерії оцінки ефективності застосування таких систем стандартів на підприємствах залежно від можливостей та напрямків діяльності. Це дозволяє послідовно визначити всі основні інформаційні об'єкти та їх зв'язки, що описують встановлені вимоги щодо продукції, процесу, послуги, системи, особи та інше у деякій організації, а потім, на підставі цього, побудувати відповідну логічну структуру бази даних (БД), яка буде задіяна при прийнятті рішень для підтвердження відповідності

Концептуальна схема повинна бути простою у використанні і зрозумілою для різноманітних користувачів. Потрібен також механізм додавання лінгвістичних конструкцій довільної складності (макроконструкцій) у концептуальну схему стандартів, для того щоб користувачі могли взаємодіяти з нею на будь-якому ієрархічному рівні.

Важливими принципами, що лежать в основі концептуальної моделі системи стандартів ІСУ і визначають її ефективність наведені на рис.1 [14].



Рис. 1. - Принципи системи стандартів

На рисунку 2 представлена ієрархічна структура КССС, що ілюструє каузальний зв'язок її елементів і є достатньою для забезпечення якості функціонування підприємств.

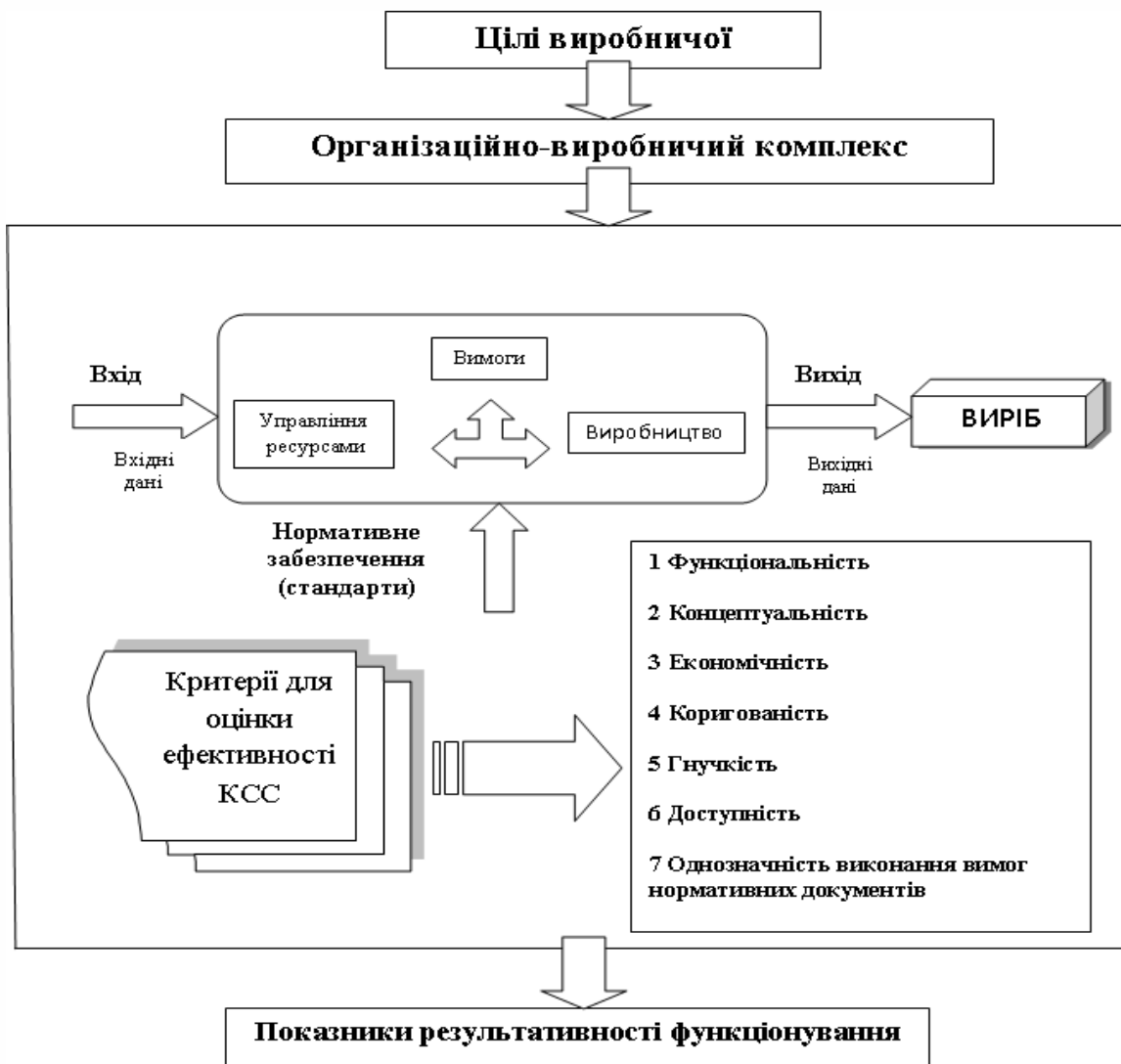


Рис. 2. - Ієрархічна структура

Елементи КССС формують ієрархію, яка складається з п'яти рівнів (рис. 2), починаючи з цілей виробничої діяльності, включаючи організаційно-виробничий комплекс управління та критерії для оцінки ефективності (результати / ресурси) застосування концептуальних схем інтегрованих **системи управління**. Оцінка допомагає поліпшити якість. Аналіз показує, що процес оцінювання ефективності КССС відноситься до класу завдань дослідження складних систем [6, 15].

Виходячи із завдань та функцій ІСУ, у роботі визначено фактори, що впливають на ефективність їх використання та запропоновані критерії оцінювання застосування КССС за призначенням (рис. 2):

- функціональність (визначає залежності між окремими процесами та ресурсами);
- концептуальність (передбачає наукову обґрунтованість);
- економічність (передбачає збереження ресурсів, оптимізацію праці і досягнення запланованих результатів у найкоротший термін);
- коригованість (передбачає можливість постійного оперативного зворотного зв'язку, послідовно орієнтованого на чітко визначені цілі);
- гнучкість (передбачає можливість додати, видалити, змінити та/або перебудувати модулі системи);
- **доступність** (зручність роботи з КССС, **легкість, з якою люди з різними знаннями і кваліфікацією можуть навчитися використовувати ІСУ і застосовувати її для вирішення завдань**);

– однозначність виконання вимог нормативних документів (необхідна умова досягнення адекватних поставлених меті результатів: чим значніші відхилення в діях суб'єкта від вимог, тим реальніша і серйозніша небезпека одержати результат, що не відповідає очікуваному).

Розглянемо детальніше методику розрахунку деяких показників і застосування критеріїв ефективності КССС, а саме функціональність, гнучкість та доступність.

Показник функціональності характеризує корисний ефект від експлуатації або споживання продукції, а також прогресивність технічних рішень, реалізованих у даній продукції. Цей показник для продукції виробничо-технічного призначення є експлуатаційним.

Функціональність системи проявляється при взаємодії властивостей системи (функцій системи) із навколишнім середовищем.

Функціональні показники є результатом, що характеризують використання (експлуатацію) виробу, а також мають певну залежність від інших вихідних показників властивостей, що формують якість.

Отже, об'єкт, його сутність, принцип дії і т. п. визначають перелік та зміст показників, що характеризують функціональну ефективність КССС.

Процеси $Y(t)$, що відбуваються на виходах КСС ($Y(t) = \{y_1(t), y_2(t), \dots, y_n(t)\}$), розглядаються як її функції.

Показники функціонування системи, які не можуть бути представлені детермінованою функцією від чинників, що впливають на дану систему є випадковими величинами, залежними від відомих і невідомих зовнішніх і внутрішніх випадкових факторів.

Таким чином математична модель КССС є векторною функцією (або системою випадкових величин) виду:

$$Y = \eta(X, \Theta) \quad (1)$$

де Y , X , Θ - відповідно множини показників функціонування, зовнішніх чинників і внутрішніх станів КСС. В цих випадках задача математичного моделювання поведінки досліджуваної системи полягає в тому, щоб експериментально, або логічно визначити характер рівняння (1), оцінити його параметри Θ і можливі значення показників Y в просторі змінних значень факторів X . Функція $y = \eta(X, \Theta)$ представлена у вигляді лінійного полінома від параметрів $\theta_j \in \Theta$:

$$\eta(X, \Theta) = \theta_0 f_0(X) + \theta_1 f_1 + \dots + \theta_m f_m(X) \quad (2)$$

При цьому реальний вимір u_i випадкової величини u розглядається як сума

$$y_i = \eta(X, \Theta) + \xi_i \quad (3)$$

де ξ_i і - похибка і-го вимірювання випадкової величини y_i , а $\bar{\eta}(X_i, \Theta)$ - її математичне очікування в точці X_i . Згідно теорії правдоподібності найбільш ймовірним значенням випадкової величини є математичне сподівання. Функція $\eta(X_i, \Theta)$ характеризує поведінку досліджуваної системи за показником y в середньому, тобто є найбільш правдоподібною характеристикою поведінки системи.

Система володіє **гнучкістю**, коли можливо додати, видалити, змінити та/або перебудувати модулі системи [13].

Показником, що оцінює цей критерій, може бути формальний аналог відомого показника ентропії складної системи, що прийшов з фізики в теорію інформації і загальну теорію систем [16].

Зв'язок між мікроскопічним поведінкою системи, описуваних законами механіки, і макроскопічними законами термодинаміки дається співвідношенням (рівняння Больцмана)

$$S = k \ln W\tau \quad (4)$$

k - коефіцієнт пропорційності;

W_τ - міра невпорядкованості системи (ймовірність).

Формула (4) показує, що чим більша ймовірність, тим більше ентропія. У стані рівноваги ентропія максимальна. Таким чином, незворотні процеси, що відбуваються зі збільшенням ентропії, відповідають еволюції до найбільш вірогідного стану системи [17].

У свою чергу, в теорії інформації ентропія по К. Шеннону визначається як міра невизначеності досвіду з різними наслідками. Такі два трактування ентропії мають вельми глибокий зв'язок.

Використання показників ентропії для оцінки ефективності КСС відображає її стан під впливом випадкових чинників і сприяє визначенню властивостей, які можуть бути об'єктами відповідних дій.

Поняття «ентропії» в нашій роботі буде розглядатися за формулюванням Клода Шеннона.

Розрахунок ентропії системи, що може знаходитись в одному зі станів p_i із ймовірністю p_i , має вигляд [18].

$$H = -\sum p_i \ln p_i \quad (5)$$

Для збереження формальної структури при розрахунку значення ентропії параметр p_i не обов'язково трактувати як ймовірність і-го стану системи. Достатньо забезпечити виконання формальних властивостей ймовірності для цього параметра, а саме $p_i \leq 1$ і $\sum p_i = 1$. Таким чином, факт такої заміни повинен бути врахований при інтерпретації моделі.

Математичні вирази для оцінки ентропії були використані К. Шенноном для визначення кількості інформації, при цьому він пов'язував інформацію зі ступенем невизначеності стану системи.

Падіння рівня ентропії в тих чи інших фрагментах середовища тісно пов'язане з явищами самоорганізації, що досліджуються синергетикою, тому очевидно, що процеси подібної локальної впорядкованості здійснюються «за рахунок прилеглих областей»: «система повинна бути відкритою і постійно обмінюватися речовиною і енергією з навколишнім середовищем» (А. Баблянец) [19].

Таким чином, фаза нестійкого розвитку КССС характеризується надмірним зростанням ентропії, яка у формалізованому представленні розуміється як міра хаосу дисипативної системи, що складається з сукупності багатьох елементів. Фаза стійкого розвитку розглянутої системи характеризується більш віддаленим від критичного стану значенням ентропії. При цьому критичним вважається такий стан, який характеризується повним хаосом і руйнуванням системи.

Все це підтверджується класичними поняттями синергетичної логістики, які визначають структуру і стан КССС як виникає в результаті багатоваріантного і неоднозначної поведінки багатоелементних і багатофакторних середовищ, які розвиваються внаслідок відкритості, припливу енергії ззовні, нелінійності внутрішніх процесів та наявності більш одного стійкого стану [20].

В іншому випадку відхилення елементів і підсистем від якогось стабільного стану зростають, накопичуються і викликають ефект хаотичного поведінки КСС, що, зрештою, призводить до її руйнування.

Точка біфуркації позначає критичний стан системи, при якому система стає нестабільною стосовно флуктуацій і втрачається контроль - чи буде стан системи руйнівним або вона перейде на новий, більш високий рівень упорядкованості.

Доступність може узагальнено оцінюватися якісно шкалами з двома-чотирма категоріями. Такий метод найбільш адекватний для оцінювання комфортності експлуатації і простоти управління функціями КССС.

Для формалізації комплексного показника використано шкалу бажаності Харінгтона [21]

Будуючи таку шкалу використовуємо метод кількісних оцінок з інтервалом значень від 0 до 1. Значення 0 відповідає абсолютно неприйнятному результату оцінки КСС, значення 1 – найкращому результату. Базовими відмітками шкали прийняті значення: 0,20; 0,37; 0,63; 0,80; 1,00. Отже, для прийняття рішень щодо оцінювання показника доступності КСС запропоновано наступні відповідні критерії:

(80 – 100)% – дуже добра якість;

(63 – < 80)% – добра якість;

(37 – < 63)% – задовільна якість;

(20 – < 37)% – погана якість;

(0 – < 20)% – дуже погана якість.

Висновки. Запропонована у роботі система критеріїв має своєю метою зниження ступеню невизначеності при виборі КССС шляхом формалізації самої задачі вибору. Для вироблення рішення про ефективність КССС застосовано багатокритеріальну модель із зведенням сукупності критеріїв до інтегрованої оцінки, при цьому остаточне рішення формується у лінгвістичній формі. Систематизована послідовність дій підходу, що дозволяє реалізувати його у вигляді спеціалізованого програмного забезпечення. Пропонується застосувати експертні методи пошуку відповідних рішень щодо вибору найкращих альтернативних варіантів, зокрема, в умовах наявності нечітких даних [12, 13, 14]. Як приклад одного з таких підходів розглянута можливість застосування методу ранжування багатокритеріальних альтернатив [8] для оцінки ефективності впровадження ІСУ.

2 У подальшому для оцінки і ранжування альтернатив КССС на основі запропонованого підходу планується визначити коефіцієнти відносної важливості критеріїв, що характеризують альтернативи і їх локальні критерії (критерії другого рівня) і функцію приналежності альтернатив локальним критеріям, тобто ступінь задоволення альтернатив локальним критеріям. Цей інструментарій відповідає певній ітеративній схемі управління процесом підтвердження відповідності продукції виробничо-технічного призначення і буде використано для отримання оцінок якості рішень, що приймаються.

Список використаних джерел:

1 Хімичева, Г. І. Наукові основи проектування інтегрованих систем управління якістю продукції (послуг) на базі міжнародних стандартів: автореф. дис.... д-ра наук: спец. 05.01.02 «Стандартизація і сертифікація» / Г. І. Хімичева. – Київський нац. ун-т технологій та дизайну, 2007. – 42 с.

2 Раджаб З. М. Развитие методологических основ разработки интегрированы систем управления на базе международных стандартов: дис. к-та техн. наук: 05.01.02 «Стандартизація і сертифікація» / З. М. Раджаб. – СумДУ, 2014. – 288 с.

3 Шарапов О.Д. Економічна кібернетика: Навчальний посібник. / О.Д. Шарапов, В.Д. Дербенцев, Д.Є. Семьонов. – К.: КНЕУ, 2004. – 231 с.

4 Ковальов О. І. Наукові основи оцінювання якості функціонування електропостачальних підприємств на базі ефективного використання техніко-економічної інформації: автореф. дис.... д-ра наук: спец. 05.01.02 «Стандартизація, сертифікація та метрологічне забезпечення» / О. І. Ковальов, 2016. – 42 с.

5 Луцкий С. В. Разработка дискретно-вероятностной информационной базы улучшения технико-экономических показателей механообработывающих производств: дис.... д-ра наук: спец. 05.01.02 «Стандартизація, сертифікація і метрологічне забезпечення» / С. В. Луцкий, 2016 – 420 с.

6 Дедков В. К. Принципи формування критеріїв та показників ефективності функціонування складних технічних систем / В.К. Дедков **Журнал «Надежность и качество сложных систем», Пензенский государственный университет** [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://cyberleninka.ru/article/n/printsipy-formirovaniya-kriteriev-i-pokazateley-effektivnosti-funktsionirovaniya-slozhnyh-tehnicheskikh-sistem>

- 7 Блинков Ю.В. Основы теории информационных процессов и систем: учеб. пособие / Ю.В. Блинков. – Пенза: ПГУАС, 2011. – 184 с.
- 8 Цвиркун А. Д. Основы синтеза структуры сложных систем / А. Д. Цвиркун. – М. : Наука, 1982. – 200 с.
- 9 Чумаков Н. М. Оценка эффективности сложных технических устройств /Н. М. Чумаков, Е. И. Серебряный. – М. : Сов. радио, 1980. – 192 с.
- 10 Воронин А. Н. Сложные технические и эргатические системы : метод использования /А. Н. Воронин, Ю. К. Зиятдинов, А. В. Харченко, В. В. Осташевский. – Х. : Факт, 1997.– 240 с.
- 11 Герасимов Б. М. Системы поддержки принятия решений: проектирование, применение, оценка эффективности : монография / Б. М. Герасимов, М. М. Дивизинюк, И. В. Субач. – Севастополь: Издательский центр СНИЯЭ и П, 2004. – 320 с
- 12 Брахман Т. Р. Многокритериальность и выбор альтернатив в технике / Т. Р. Брахман. – М. : Радио и связь, 1984. – 288 с.
- 13 ГОСТ Р МЭК 61069-3-2012 Измерение и управление промышленным процессом. Определение свойств системы с целью ее оценки. Часть 3. Оценка функциональности системы. [Действующий от 2014-07-01]. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://docs.cntd.ru/document/1200102936>.
- 14 Глівенко С.В Інформаційні системи в менеджменті: Навчальний посібник / С.В.Глівенко, Є.В. Лапін, О.О. Павленко та ін. . – Суми: ВТД "Університетська книга", 2005. – 407с.
- 15 Основы моделирования сложных систем : учеб. пособ. для студентов вузов / [под ред. И. В. Кузьмина]. – К. : Высшая школа, 1981. – 360 с.
- 16 Пархоменко Ю. В. Оценка гибкости организационно-технологических комплексов промышленных предприятий / Ю. В. Пархоменко «Аграрный вестник Урала» №1 (80). – 2011 [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://cyberleninka.ru/article/n/otsenka-gibkosti-organizatsionnotehnologicheskikh-kompleksov-promyshlennyh-predpriyatiy>
- 17 Дикусар, Л.Д. Курс лекций по физике. Ч. 6. Физика природной среды: учеб. пособие / Л.Д. Дикусар. – Новосибирск: СГГА, 2006. – 109 с.
- 18 Эшби У. Росс Введение в кибернетику / Пер с англ. / Уильям Росс Эшби. М. : ИЛ, 1959. – 432 с.
- 19 Синергетика. Гуманитарная энциклопедия // Центр гуманитарных технологий, 2010–2016 [Электронный ресурс].- Режим доступа: <http://gtmarket.ru/concepts/6876>
- 20 Эльдарханов Х.Ю. Синергетическая логистика: монография / Х.Ю.. Эльдарханов. – М.: Вузовская книга, 2011. – 280 с..
- 21 Секерин В. Д. Выбор материала с помощью функции Харрингтона (функция желательности) : методические указания / В. Д. Секерин и др. – М. : МГУИЭ, 2005. – 21 с.

Рецензент: д.п.н., проф. кафедри ТМВІ, СумДУ, Алексєєв О.М.

Стаття надійшла до редакції 13.02.2017

УДК 621.763.

В.П. Кашицький, С.М. Щеглов*Луцький національний технічний університет***ВПЛИВ ПОНИЖЕНИХ ТЕМПЕРАТУР НА МЕХАНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЕПОКСИКОМПОЗИТІВ**

В статті досліджено залежність механічних характеристик епоксикомпозитів наповнених порошком ультрадисперсного фторопласту від впливу понижених температур. Визначено оптимальний вміст дисперсного наповнювача та температурний діапазон експлуатації епоксикомпозитів.

Ключові слова: ультрадисперсний фторопласт, модифікування, ударна міцність, твердість, сегментна рухливість.

В.П. Кашицкий, С.Н. Щеглов**ВЛИЯНИЕ ПОНИЖЕННЫХ ТЕМПЕРАТУР НА МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭПОКСИКОМПОЗИТОВ**

В статье исследована зависимость механических характеристик эпоксикомпозитов наполненных порошком ультрадисперсного фторопласта от воздействия пониженных температур. Определено оптимальное содержание дисперсного наполнителя и температурный диапазон эксплуатации эпоксикомпозитов.

Ключевые слова: ультрадисперсный фторопласт, модификация, ударная прочность, твердость, сегментная подвижность.

V. Kashytskyi, S. Scheglov**THE INFLUENCE OF LOW TEMPERATURES ON MECHANICAL CHARACTERISTICS OF EPOXY COMPOSITES**

In the article investigated the dependence of mechanical properties of epoxy composites filled by ultrafine powder PTFE from influence of low temperatures. Optimal content of disperse filler and temperature range of exploitation of epoxy composites has been determined.

Keywords: ultrafine powder PTFE, modification, impact strength, hardness, mobility of segments.

Постановка проблеми. Композиційні матеріали на основі епоксидних олігомерів широко застосовуються в різних областях техніки за рахунок високої адгезії до багатьох матеріалів, високих механічних показників, водо- і хімічної стійкості, низької лінійної усадки і відсутності низькомолекулярних продуктів тверднення [1]. Однак застосування даного класу матеріалів є обмеженим в атмосферних умовах, де має місце вплив понижених температур або термоциклічний вплив. Це пов'язано з формуванням щільної просторової сітки епоксидних полімерів та низькою здатністю до рухливості сегментів макромолекул, що визначає високу крихкість системи. Сегментна рухливість значно знижується в умовах понижених температур, що призводить до появи напруженого стану та виникнення тріщин. Одним з способів вирішення проблеми є модифікації полімерної матриці, в результаті чого модифіковані епоксидні полімери мають кращий комплекс властивостей у порівнянні з вихідними матеріалами [2]. Тому, враховуючи технологічність та високу сумісність епоксидних смол з іншими полімерами, в світовій практиці широко застосовують їх модифікування з метою регулювання параметрів структурної сітки та отримання матеріалів із наперед заданими властивостями [3].

Композиції на основі епоксидних смол, модифікованих кремнійорганічними олігомерами характеризуються підвищеною ударною в'язкістю та термостійкістю системи. Перспективність використання кремнійорганічних сполук обумовлена їх оптимальними технологічними властивостями – незначною залежністю в'язкості від температури, можливістю експлуатуватися в широкому діапазоні додатних та від'ємних температур [4].

При невеликому вмісті кремнійорганічних олігомерів в композиціях відбувається антипластифікація матриці епоксидного полімеру, що супроводжується ростом руйнівного напруження та модуля пружності при згині, що пов'язано з впорядкуванням структури полімеру. При збільшенні вмісту кремнійорганічних олігомерів спостерігається виділення другої фази, що призводить до зменшення крихкості композиції та підвищенню затрат енергії на розвиток тріщини. Тому кремнійорганічні полімери використовують для розробки зносостійких покриттів, які мають високу стійкість до механічних циклічних і теплових навантажень [5].

Складність модифікування кремнійорганічними сполуками полягає в тому, що у їх складі присутній розчинник, який знижує в'язкість композиції та забезпечує її технологічність. В процесі структурування під впливом підвищених температур відбувається інтенсивне випаровування

розчинника, на місці локалізації якого утворюються порожнини. Це призводить до зниження когезійної міцності та ударної в'язкості системи на основі епоксидної матриці. Враховуючи вплив даного модифікатора доцільно використовувати добавки, які не змінюють свій склад в процесі формування композиції. Зокрема, дисперсні наповнювачі належать до комплексу добавок, які характеризуються високою технологічністю та можливістю модифікації структури реакційноздатних полімерів у широкому діапазоні наповнення [6, 7].

Постановка завдання. Метою роботи є дослідження впливу понижених температур на механічні характеристики епоксикомпозитів наповнених порошком ультрадисперсного фторопласту.

Характеристика матеріалів та методика досліджень. Як вихідний матеріал використано епоксидно-діанову смолу марки ЕД-20 (ГОСТ 10587-84), що представляє собою високов'язку прозору рідину. Масова доля епоксидних груп складає 20,0...22,5 %, летких речовин – 0,2...0,8 %. ЕД-20 твердне при нормальній або підвищених температурах без зовнішнього тиску, що дозволяє працювати без пресового і термічного обладнання. Можливість тверднення цієї смоли без виділення побічних продуктів забезпечує незначну пористість і високу щільність матеріалів. Для тверднення епоксидних полімерних покриттів застосовували поліетиленполіамін – ПЕПА (ТУ 6-02-594-70), який призначений для структурування епоксидних смол за кімнатних та знижених температурах в умовах підвищеної вологості. Масова частка загального азоту становить не менше 30 %.

В роботі використано порошок фторопласту марки 4ПН-20 (ТУ 2213-021-13693708-2005), середній розмір частинок якого становить 6...20 мкм. Фторопласт має низький коефіцієнт тертя та високу хімічну стійкість до дії кислот й лугів, сильних окисників. Для нього характерна повзучість під дією незначних механічних навантажень при кімнатній температурі. Практично не поглинає вологи. Фторопласт може застосовуватися при температурах від мінус 542 до плюс 533 К і короткочасно до 673 К. Твердість за Брінелем – 29,4...39,2 МПа, густина – 2,19...2,21 г/см³.

Формування дослідних зразків здійснювали методом вільного заливання композиції або повітряним розпиленням. Залежно від об'єму зразків розраховували кількісний вміст інгредієнтів у масових частинах на 100 мас. ч. епоксидної смоли ЕД-20. На підготовчій стадії епоксидну смолу підігрівали до температури 20...25 °С. Потім при неперервному перемішуванні вводили в необхідній кількості наповнювачі, попередньо просушені в сушильній шафі для видалення вологи. Для забезпечення високої рівномірності розподілу компонентів в матриці проводили механічне змішування композиції.

Твердість матеріалу за методом Брінеля визначали за ГОСТ 1786–80. Дослідження проводили на зразках у формі бруска з гладкою поверхнею товщиною не менше 5 мм і шириною не менше 15 мм. При дослідженні сталеву кульку діаметром 10 мм втискували в поверхню досліджуваного матеріалу з навантаженням 2,5 кН протягом 60 с після охолодження зразків до заданої температури.

Ударну міцність покриттів на сталевих пластинах розміром 60×200 мм визначали згідно методики [8], яка основана на кількісному визначенні енергії удару, необхідної для наскрізного пошкодження епоксикомпозитних покриттів після охолодження до заданої температури при падінні ударника з наконечником каліброваного розміру (діаметром 8 мм). Для визначення міцності захисних покриттів застосовували установку УТ-1 9 (рис. 1).

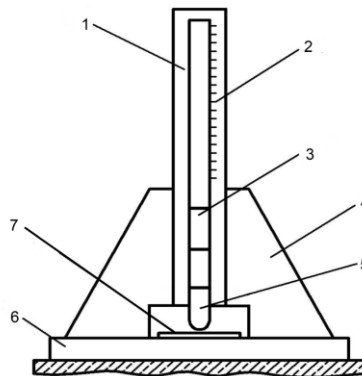


Рис. 1.- Схема установки УТ-1 для досліджень на ударну міцність: 1 – направляюча частина; 2 – шкала; 3 – змінний вантаж; 4 – опора; 5 – бійник; 6 – платформа; 7 – досліджуваний зразок

Викладення основного матеріалу. В епоксиполімерах без вмісту ультрадисперсного наповнювача зафіксовано мінімальні значення твердості за температури +10 °С (рис. 2) порівняно з епоксиполімерами, композиції яких піддавали охолодженню до температур -20 °С та -30 °С. Твердість ненаповненої системи зростає на 33 % в інтервалі температур -10...-20 °С та – на 57 % за температури -30 °С. Очевидно, що зниження температури призводить до обмеження сегментної рухливості макромолекул епоксидного полімеру, в результаті чого підвищується опір статичному навантаженню.

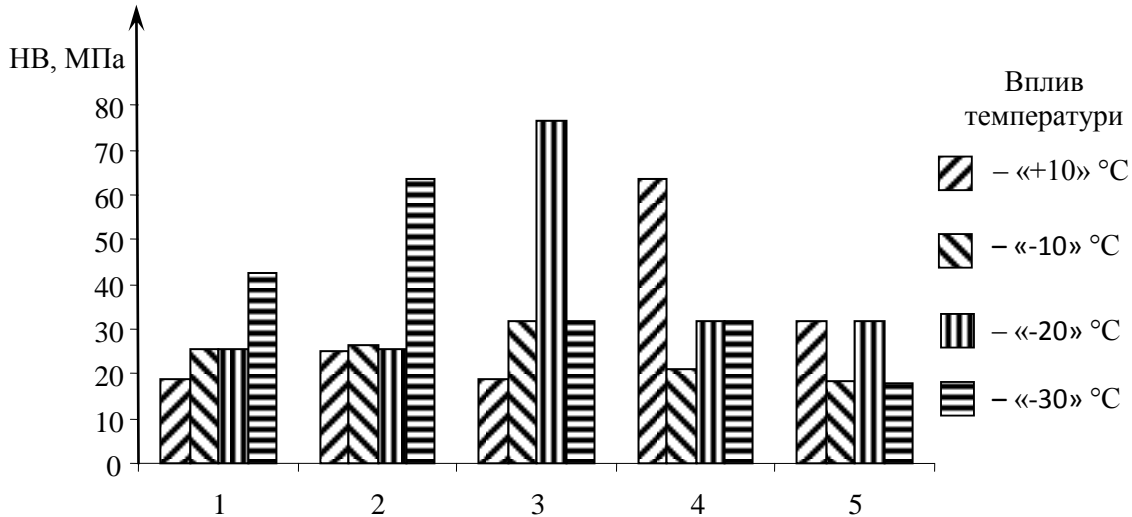


Рис. 2. - Залежність твердості від температури епоксикомпозитів з вмістом ультрадисперсного фторопласту: 1 – без наповнювача; 2 – 10 мас.ч.; 3 – 30 мас.ч.; 4 – 50 мас.ч.; 5 – 70 мас.ч.

Найбільшу твердість за температури +10 °С мають епоксикомпозити з вмістом наповнювача 50 мас.ч., що є оптимальним вмістом порошку у системі. Підвищення вмісту наповнювача призводить до зниження характеристики через недостатньо змочуваність частинок, оскільки даний порошок вирізняється високою поверхневою енергією та здатністю до утворення агломератів. За невисокого вмісту порошку твердість епоксикомпозитів зростає на 62 % за температури -30 °С порівняно з епоксикомпозитами охолодженими до температур -10 °С та -20 °С. В даному випадку домінуючий вплив здійснює просторова сітка епоксиполімеру, в якій частинки фторопласту виконують роль армуючих елементів в умовах пониженої температури, оскільки пластичні властивості даного наповнювача знижується і підвищується твердість. З підвищенням вмісту порошку до 30 мас.ч. твердість зростає до 75 % порівняно з твердістю виміряною за кімнатної температури. Подальше збільшення вмісту наповнювача призводить до різкого зниження твердості епоксикомпозитів охолоджених до температур -10...-30 °С, що пов'язано з надлишковим вмістом агломератів частинок фторопласту, які руйнуються під впливом статичного навантаження.

Випробування на ударну міцність показали, що максимальні значення межі міцності при динамічному навантаженні за кімнатної температури мають епоксикомпозити наповнені ультрадисперсним порошком фторопласту (50 мас.ч.) (рис. 3). Це пов'язано із здатністю системи поглинати частину енергії за рахунок пластичності частинок фторопласту та можливістю сегментів макромолекул коливатися. Зниження температури призводить до плавного зниження твердості епоксикомпозитів, оскільки зростає напружений стан системи через зниження сегментної рухливості. Підвищення вмісту наповнювача до 30...50 мас.ч. сприяє підвищенню ударної міцності епоксикомпозитів охолоджених до температури -10...-30 °С, що вказує на оптимальний вміст даного наповнювача в композиті. Введення порошку в кількості 70 мас.ч. та вище призводить до різкого зниження характеристики охолоджених епоксикомпозитів через появу агломератів частинок.

Зовнішній вигляд епоксиполімерів після динамічного впливу являє собою зону відшарованого покриття без втрати суцільності (рис. 4, а). Випробування за температури -20 °С призводить до викришування значної частини покриття (рис. 4, б), що вказує на високу крихкість системи. Введення порошку фторопласту в оптимальній кількості забезпечує підвищення ударної міцності, що підтверджено відсутністю зони руйнування на поверхні покриття (рис. 4, в).

Визначення ударної міцності за пониженої температури призводить до появи незначної зони руйнування у вигляді сітки тріщин, що відходять від місця падіння ударника (рис. 4, г).

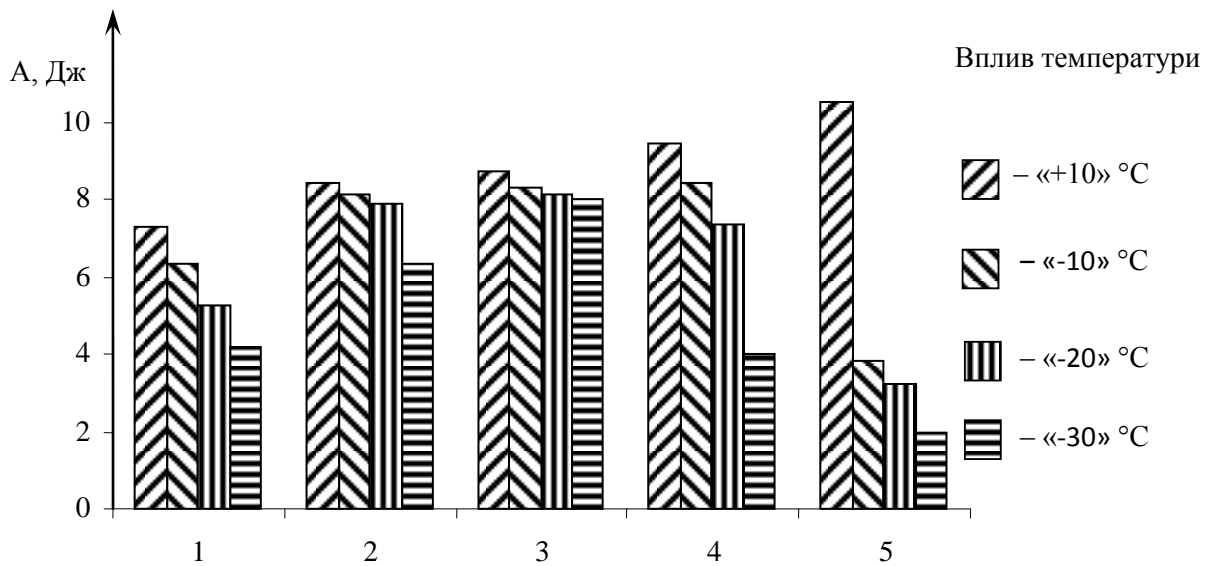
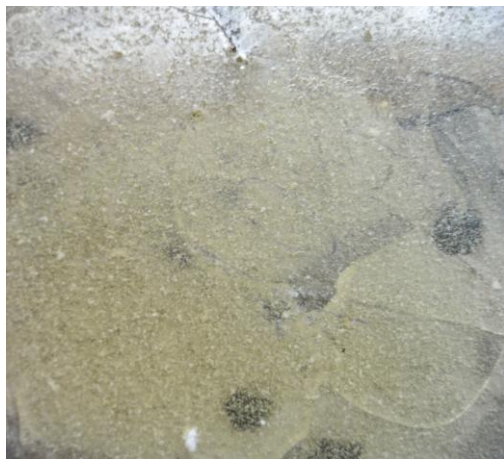


Рис. 3. - Залежність ударної міцності від температури епоксикомпозитів з вмістом фторопласту: 1 – без наповнювача; 2 – 10 мас.ч.; 3 – 30 мас.ч.; 4 – 50 мас.ч.; 5 – 70 мас.ч.



а



б



в



г

Рис. 4. - Загальний вигляд поверхні після досліджень на ударну міцність епоксикомпозитних покриттів наповнених порошком фторопласту: а – без наповнювача ($t = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$); б – без наповнювача ($t = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$); в – 30 мас.ч. ($t = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$); г – 30 мас.ч. ($t = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Введення дисперсного наповнювача в кількості вище 50 мас.ч. призводить до появи мікротріщин на поверхні епоксикомпозитних покриттів без впливу зовнішнього динамічного навантаження, тому використання наповнювача в даній кількості є недоцільним.

Висновки. Експериментально підтверджено ефективність використання ультрадисперсного фторопласту в якості наповнювача для епоксиполімерних матриць в оптимальній кількості (30 мас.ч.). Це забезпечує формування епоксикомпозитного матеріалу, який характеризується підвищеною здатністю чинити опір крихкому руйнуванню під час експлуатації за понижених температур.

В умовах досліджень за температури $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ твердість зростає на 75 %, що забезпечує підвищену зносостійкість епоксикомпозитних покриттів з вмістом наповнювача (30 мас.ч.). Даний вміст наповнювача забезпечує стабільну ударну міцність покриттів в інтервалі температур $0\text{...}-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ порівняно з іншим кількісним складом.

Список використаних джерел:

1. Савчук П.П. Особливості застосування епоксидних композиційних матеріалів у триботехніці / П.П. Савчук // Проблеми трибології. – 2008. – № 4 (50). – С. 120-125.
2. Осипчик В.С., Смотров С.А., Горбунова И.Ю. Влияние добавок эластомера на свойства эпоксидных композиций // Пластические массы. – 2008. – №4. – С. 32.
3. Суменкова О.Д., Лебедева Е.Д., Осипчик В.С. Композиционные материалы “холодного” отверждения на основе ЭД-20, модифицированные кремний-элементорганическими соединениями // Пластические массы. – 2003. – №12. – С. 8-9.
4. Гулай О.И., Средницкий Я.А. Свойства композиционных материалов на основе кремнийорганического лака КО-921, структурированных эпоксидной смолой ЭД-20 // Пластические массы. – 2001. – №12. – С. 21.
5. Хананашвили Л.М., Вардосанидзе Ц.Н., Миндиашвили Г.С., Цомае Н.И. Композиционные полимерные материалы на основе эпоксикремнийорганических олигомеров // Пластические массы. – 1984. – №4. – С. 9.
6. Савчук П.П. Реологічні властивості епоксидних композитів з різним ступенем полідисперсного наповнення / П.П. Савчук, А.Г. Косторнов // Порошкова металургія. – 2009. – № 3/4. – С. 42-48.
7. Блинец М.М., Холодилов О.В., Кузьменкова Е.И. Влияние органических модификаторов и структурирующихся наполнителей на морфологию продуктов изнашивания эпоксидного полимера // Трение и износ. – 1991. – Т. 12. – №4. – С. 752-754.
8. Система антикоррозійного захисту об'єктів нафтогазового комплексу захисні покриття. Методи випробування покриттів в лабораторних умовах. ВБН В.2.3-00018201.01.02.01-96. – Київ: Державний комітет нафтової, газової та нафтопереробної промисловості України, 1996.

Стаття надійшла до редакції 15.03.2017

УДК 621.86

О.А. Колесник, О.Я. Гурик, А.І. Пік, М.І. Клендій, С.Л. Мельничук
 Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПІДНІМАЛЬНО-ТРАНСПОРТНОЇ ЛЕБІДКИ

Переносні піднімально-транспортні лебідки (ПТЛ) з гвинтовими опорами широко використовуються для піднімання, опускання вантажів, буксирування автомобілів та вантажів, натягування ліній радіо та електропередач, при вирощуванні хмелю та винограду, при прокладанні різних типів проводів, трубопроводів в землі та підводні траншеї, і на узбережжях рік, озер і морів, де останнім часом встановлюють спортивно-розважальні комплекси, а також для будівельних та ремонтних робіт, де відсутні будь які опори.

Нами розроблена переносна лебідка з підвищеним ресурсом згинної міцності в якій в якості опори використовують труби з зовнішніми півкруглими виступами, які розміщено рівномірно по колу. При цьому внутрішній отвір є у взаємодії з опорною циліндричною трубою і рукояткою, поперечний переріз якої є аналогічний форми внутрішнього профілю опори з можливістю відносного переміщення. Нижній кінець циліндричної опорної труби виконано з заглушкою перпендикулярно осі з шестиграним центральним отвором, який є у періодичній взаємодії з конічним шестиграним кінцем приводної рукоятки для намотування троса на барабан.

Приведені аналітичні залежності для визначення силових параметрів ПТЛ для виконання відповідних операцій.

Ключові слова: піднімально-транспортна лебідка, переміщення вантажів, натяг канатів.

А.А. Колесник, О.Я. Гурик, А.И. Пик, М.И. Клендий, С.Л. Мельничук
ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНОЕ ЛЕБЕДКИ

Переносные поднимально-транспортные лебедки (ПТЛ) с винтовыми опорами широко используются для подъема, опускания грузов, буксировки автомобилей и грузов, натягивания линий радио и электропередач, при выращивании хмеля и винограда, при прокладке различных типов проводов, трубопроводов в земле и подводные траншеи, и на побережьях рек, озер и морей, где в последнее время устанавливают спортивно-развлекательные комплексы, а также для строительных и ремонтных работ, где отсутствуют любые опоры.

Нами разработана переносная лебедка с повышенным ресурсом сгибательной прочности в которой в качестве опоры используют трубы с внешними полукруглыми выступами, которые размещены равномерно по кругу. При этом внутреннее отверстие у взаимодействия с опорной цилиндрической трубой и рукояткой, поперечное сечение которой есть аналогичный формы внутреннего профиля опоры с возможностью относительного перемещения. Нижний конец цилиндрической опорной трубы выполнен с заглушкой перпендикулярно оси с шестигранным центральным отверстием, у периодической взаимодействия с коническим шестигранным концом приводной рукоятки для намотки троса на барабан.

Приведены аналитические зависимости для определения силовых параметров ПТЛ для выполнения соответствующих операций.

Ключевые слова: подъемно-транспортное лебедка, перемещения грузов, натяжение канатов.

O. Kolesnik, O. Huryk, A. Peak, M. Klendiy, S. Melnychuk
RATIONALE FOR SETTING LIFTING-TRANSPORTING WINCHES

Portable pidnomilno transport winches (PTL) with screw supports are widely used for lifting, lowering, towing vehicles and cargo, stretching lines radio and electricity, the cultivation of hops and grapes when laying different types of wires, pipes in the ground and underwater trench, and on the shores of rivers, lakes and seas, where recent set of sports and entertainment complexes, and for building and repair work where there are no any support.

We have developed a portable winch with high bending strength in resource which is used as a support for pipes with external semicircular ridges that are placed evenly around the circumference. This inner hole is in conjunction with the supporting cylindrical tube and handle, a cross section which is similar to the shape of the internal profile support with the possibility of relative movement. The lower end of the cylindrical tube made of bearing cap perpendicular to the axis of the hexagonal central hole, which is in the periodic interaction with tapered hex end of drive lever for winding the cable on the drum.

Analytical dependences are given for determining power parameters PTL to perform the operations.

Keywords: Lifting-transport winch, cargo movement, tension ropes.

Постановка питання. Піднімально-транспортні лебідки (ПТЛ) широко використовують для покращення техніко-економічних показників засобів механізації і автоматизації технологічних процесів і особливо підвищення їх вантажопідйомності та розширення технологічних можливостей. Вони широко використовуються для піднімання і опускання вантажів, натягування канатів ліній радіо і електропередач, при вирощуванні хмелю і винограду, при прокладанні різних типів проводів, трубопроводів в земляні та підводні траншеї, і на узбережжях рік, озер і морів, де останнім часом встановлюють спортивно-розважальні комплекси.

Аналіз останніх результатів досліджень. Питанням розроблення піднімально-транспортних лебідок для виконання різних операцій присвячені праці Іванченка Ф.К. [1], Вайсона

В.А. [2], Мартинцева М.П. [3], Краснікова [4], Гевко Б.М. [5], Колесника О.А. [6] та багатьох інших. Однак цілий ряд питань розширення технологічних можливостей ПТЛ, зменшення енергоматеріальних ресурсів з покращеними умовами їх експлуатації та інші потребують свого вирішення.

Мета роботи – розробити просту конструкцію ПТЛ і вивести аналітичні залежності для визначення силових параметрів канатів при виконанні різних операцій.

Реалізація роботи. ПТЛ, яка представлена на рис.1 [7] виконана у вигляді корпусу 1, який складається з лівої 2 і правої 3 видовжених пластин, які зверху і знизу жорстко з'єднані горизонтальними планками 4 і 5. В простір між ними встановлено привідний барабан 6 з жорстко закріпленим на ньому кінцем каната 7, який на нього намотаний. Привідний барабан 6 жорстко встановлений на храпову втулку 8 з можливістю спільного обертowego переміщення. З правого кінця храпова втулка 8 виконана у вигляді храпового виступу 9, через який жорстко з'єднана з відповідним кінцем храпового виступу 10 редуктора 11.

Між лівою стороною привідного барабана 6 і лівою видовженою пластиною 2 корпусу 1 жорстко на храповій втулці 8 встановлено храпове колесо 12, яке взаємодіє з храповою собачкою 13, яка жорстко встановлена на лівій 2 видовженій пластині, яка підтискується пружиною 14 до храпового колеса.

До правої видовженої пластини 3 жорстко закріплено корпус циліндричного редуктора 11, який складається з приводного вала 15 на лівому кінці якого виконано зубчате зачеплення 16. Останнє є у взаємодії з трьома зубчастими сателітами 17, які розміщені рівномірно по колу, а протилежні діаметри, які взаємодіють з внутрішнім зубчастим вінцем 18 з можливістю кругового провертання. Останні з двох сторін встановлені в кронштейн 19, який своїми зовнішніми циліндричними опорами встановлений в корпусі редуктора 11 через підшипники кочення. Лівий кінець кронштейна 19 виконано у вигляді храпового виступу редуктора 11 і взаємодіє з храповим виступом храпової втулки 8.

На правому кінці приводного вала 15 виконана квадратна лиска 20, яка взаємодіє з рукояткою 21 або механізованим приводом.

Опорою 23 даної лебідки можуть бути стовбури дерев, різні існуючі опори, рамні конструкції, що спрощує конструкцію прототипу і покращує умови роботи.

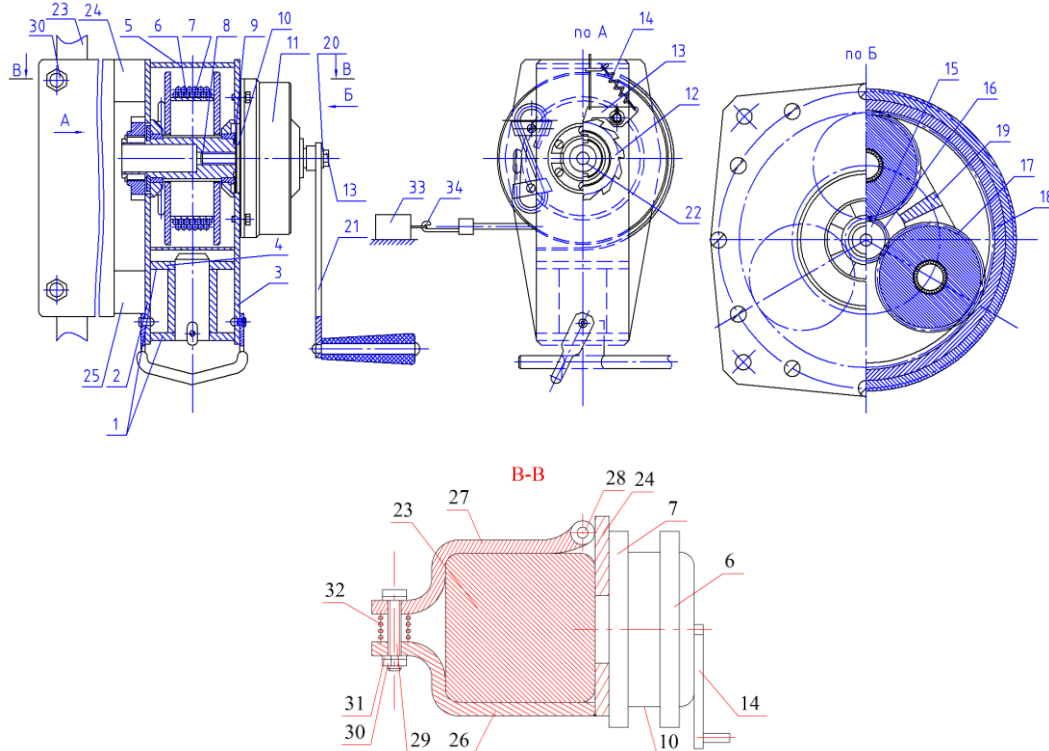


Рис. 1.- Лебідка піднімально-транспортна

Для забезпечення нормальних умов роботи лебідки до лівого торця лівої видовженої пластини 2 корпусу 1 лебідки зверху і знизу горизонтально жорстко закріплені упорні пластини зверху 24, а знизу 25 товщиною більшою храпової гайки. До упорних пластин 24 і 25 зліва

жорстко закріплена зверху і знизу нерухома петля 26, яка охоплює і є у взаємодії з опорою 23 і має її профіль. До правої сторони упорних пластин 24 і 25 жорстко закріплена відкидна петля 27 на шарнірах 28, яка взаємодіє з опорою 23 з другої сторони і є співвісною до лівої нерухомої петлі 26. Обидві петлі 26 і 27 стягнуті стяжними болтами 29 з гайками 30 і шайбами 31. Крім цього в зону між петлями встановлено розпорні пружини 32, щоб гайки 30 не розкручувалися.

Для під'єднання вантажу 33 з тросом 7 служить гак 34.

Робота лебідки піднімально транспортної здійснюється наступним чином. Спочатку її кріплять до опори 23, для цього стяжні болти 29 викручують з гайок 30, відкидну петлю 27 відводять вправо і приставляють і кріплять до опори 23. Після цього гак 34 зачіпляють до вантажу 33 з тросом 7, який розмотують на необхідну довжину.

Завершивши комплекс підготовчих робіт за допомогою рукоятки 21 або механізованого приводу вантаж 33 переміщують в задане місце, намотуванням троса 7 на приводний барабан 6, а собачка 13 фіксує положення вантажу за допомогою храпового колеса 12.

Використовувати лебідку можна і в інших випадках, наприклад, для піднімання вантажів в лісній промисловості, оснащувати лебідками автомобільну та автотракторну техніку. Їх також можна використовувати для натягування ліній електропередач, канатів на хмільних, виноградних плантаціях та інших транспортних та піднімальних операціях.

Для дослідження лінійних коливань системи розглянемо коливання системи під час завантаження лебідки. Тоді розрахункову схему можна представити у вигляді розрахункової схеми (рис.2).

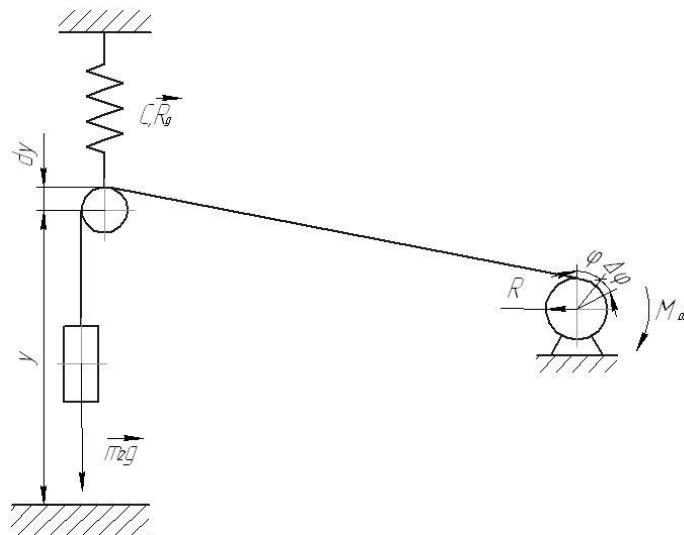


Рис. 2. - Розрахункова схема завантаження лебідки

Для такої системи рівняння завантаження будуть мати вид [2]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \phi} &= Q_1 \\ \frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) - \frac{\partial T}{\partial y} &= Q_2 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Для дослідження узагальнених сил Q_1 і Q_2 . необхідно надати системі можливі належні переміщення [3, 4].

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= M_{об} - m_2 \cdot g \cdot R; \\ Q_2 &= m_2 \cdot g - C_{кан} \cdot y, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

де m_1 - маса барабану; m_2 - маса вантажу; R - радіус барабану; $M_{об}$ - обертовий момент на барабані. Кінетичну енергію системи можна визначити з рівності :

$$T = T_1 + T_2, \quad (3)$$

$$\text{де } T_1 = \frac{1}{2} I_1 \cdot \dot{\phi}^2; \quad T_2 = \frac{1}{2} m_2 \cdot v_2^2.$$

В даному випадку: $I_1 = m_1 \cdot R^2$;

$$V_2 = \vec{V}_c + V_e \text{ і } V_2 = y - R \cdot \dot{\varphi}. \quad (4)$$

Після підстановки значень T_1 і T_2 в рівняння (3) отримаємо:

$$T = \frac{1}{2} m_1 \cdot R^2 \cdot \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} m_2 \cdot \left(\dot{y} - R \cdot \dot{\varphi} \right)^2. \quad (5)$$

Звідси:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \varphi} &= m_1 \cdot R^2 \cdot \dot{\varphi} - m_2 \cdot R \cdot (y - R \cdot \dot{\varphi}) \\ \frac{\partial T}{\partial y} &= m_2 \cdot (\dot{y} - R \cdot \dot{\varphi}) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Підставляючи знайдені величин з цих залежностей в рівняння (2.69) отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} (m_1 + m_2) \cdot R \cdot \ddot{\varphi} - m_2 \cdot \ddot{y} &= \frac{M_{об}}{R} - m_2 \cdot g \\ -m_2 \cdot R \cdot \ddot{\varphi} + m_2 \cdot \ddot{y} &= m_2 \cdot g - C_{екв} \cdot y \end{aligned} \right\}. \quad (7)$$

Вилучивши з рівнянь (7) $R \cdot \ddot{\varphi}$, отримаємо диференційне рівняння відносних коливань системи, які здійснюються з частотами вільних коливань K :

$$\ddot{y} + K^2 \cdot y = \frac{M_{об}}{m_1 \cdot R} + g, \quad (8)$$

де $K = \sqrt{C_{кан} \cdot \frac{m_1 + m_2}{m_1 \cdot m_2}}$.

$C_{кан}$ - жорсткість несучого канату Н/м; K – частота вільних коливань системи, 1/с.

Абсолютний рух вантажу по канату виконується за законом $S = y - R \cdot \varphi$. Цей рух, як і обертання барабану супроводжується коливаннями з частотою K .

Загальний розв'язок рівняння (8) можна представити у виді:

$$y = y_1 + y_2 \quad (9)$$

$$\ddot{y}_1 + K^2 \cdot y_1 = 0; \quad y_1 = A \cdot \sin(kt + a), \quad (10)$$

y_1 - загальний розв'язок однорідного рівняння; A – амплітуда коливань, м; a – початкова фаза, град.

y_2 - загальний розв'язок неоднорідного рівняння; $y_2 = B$.

Якщо $M_{об} = const$, $B = \frac{M_{об}}{K^2 \cdot m_1 \cdot R} + \frac{g}{K^2}$.

Загальний розв'язок прийме вигляд:

$$y = A \cdot \sin(kt + a) + \frac{M_{об}}{K^2 \cdot m_1 \cdot R} + \frac{g}{K^2}. \quad (11)$$

Якщо обертовий момент змінюється за певним законом, $M_{об} = M \cdot \sin(pt)$, тоді:

$$\begin{aligned} y_2 &= B \cdot \sin(pt) + D; \\ \dot{y}_2 &= Bp \cdot \cos pt; \\ \ddot{y}_2 &= -Bp^2 \cdot \sin pt; \end{aligned} \quad (12)$$

$$-Bp^2 \cdot \sin pt + K^2 D = \frac{M \cdot \sin pt}{m_1 \cdot R} + g.$$

Звідси: $-Bp^2 + K^2 B = \frac{M}{m_1 \cdot R}$;

$$B = \frac{M}{m_1 \cdot R \cdot (K^2 - p^2)}. \quad (13)$$

$$K^2 D = g; \quad D = \frac{g}{K^2}.$$

Загальний розв'язок прийме вид:

$$y = A \cdot \sin(kt + \alpha) + \frac{M}{m_1 \cdot R \cdot (K^2 - p^2)} \cdot \sin pt + \frac{g}{K^2}. \quad (14)$$

У випадку резонансу:

$$y_2 = B \cdot t \cdot \cos pt + D;$$

$$\dot{y}_2 = B \cdot \cos(pt) - B \cdot p \cdot t \cdot \sin pt;$$

$$\begin{aligned} \ddot{y}_2 &= -B \cdot p \cdot \sin pt - B \cdot p \cdot \sin pt - B \cdot p^2 \cdot t \cdot \cos pt = \\ &= -2B \cdot p \cdot \sin pt - p^2 \cdot B \cdot \cos pt; \end{aligned} \quad (15)$$

$$B = -\frac{M}{m_1 \cdot R \cdot 2p}; \quad D = \frac{g}{K^2}.$$

Закон вимушених коливань при резонансі прийме вид:

$$y_2 = -\frac{M}{m_1 \cdot R \cdot 2p} \cdot t \cdot \cos pt + \frac{g}{K^2}. \quad (16)$$

При заданих основних параметрах установки та режимі експлуатації можна обчислити частоти K та P . Наведемо часові залежності частоти і амплітуди коливань несучого і тягово-вантажопідіймального канатів для установки, схема якої показана на рис.2.

Аналіз виконано для випадку: несучий канат ГОСТ 2688, $n=2.0$; $f_{cm/l} = \frac{1}{20}$; тягово-вантажопідіймний канат ГОСТ 2688; $n=3.0$; $D_\sigma=200$ мм; $V = 5$ м/с [5,6]. На рис. 3 показано графічні залежності частоти коливань канатів від параметрів установки.

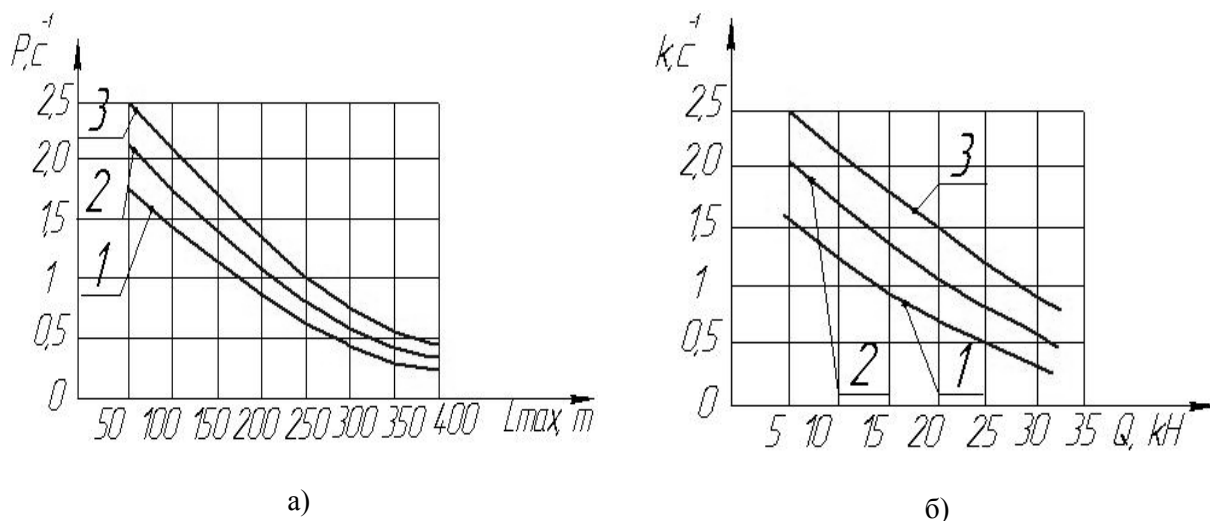


Рис. 3.- Частота коливань канатів: а) несучого канату: 1- $Q=8$ кН; 2- $Q=16$ кН; 3- $Q=32$ кН; б)тягово-вантажопідіймального канату: 1- $C_{сист} = 10$ кН/м; 2- $C_{сист} = 20$ кН/м; 3- $C_{сист} = 30$ кН/м.

На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки.

Розроблена конструкція Лебідка піднімально-транспортна. Приведена конструкція лебідки переносної підвищеної навантажувальної здатності. Спроектвані і виготовлені гвинтові опори 3^x типорозмірів діаметрами 22-120мм і довжиною 400...1200мм. Розроблена методика проведення експериментальних досліджень з використанням "Altivar71". Приведені аналітичні залежності для визначення силових параметрів ПТЛ для відповідних операцій.

Список використаних джерел:

1. Іванченко Ф.К. Піднімально-транспортні машини.-К.:Вища школа.1993.-464ст.
2. Вайсон А.А. Подъемно-транспортные машины. М.:Машиностроение,1975.-431 ст.
3. Мартинців М.П., Бичинюк І.В., Матвішин М.В. Вибір сталевих канатів для оснащення підвісних лісо транспортних установок./Сб.науч.Тр.стальные канаты №5.-Одесса.Астропринт.2007-175-182ст.
4. Красников В.В. Подъемно-транспортные машины. М.:Агропромдат, 1987.-464ст.
5. Гевко Б.М., Колесник О.А., Марчук М.М., Клендій В.М., Мельничук С.Л. "Науково-прикладні основи проектування піднімально-транспортних лебідок". Рівне, 2016.
6. Колесник О.А. Обґрунтування параметрів піднімально-транспортних лебідок з гвинтовими опорами. Автореф. канд. техн. наук. Тернопіль 2009,21ст.
7. Патент №278031 Україна. Лебідка піднімально-транспортна. Ляшук О.Л., Колесник О.А. Бюл.№18,2007.

Стаття надійшла до редакції 16.02.2017

УДК 621.65

О.І. Котенко, В.Ю. Кондусь*Сумський державний університет***ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ РОБОЧОГО КОЛЕСА ВІЛЬНОВИХРОВОГО НАСОСА**

Енергоефективність промислового обладнання є ключовим фактором, що впливає на собівартість одиниці продукції.

У зв'язку зі значним зростанням вартості енергоресурсів постає питання підвищення енергоефективності насосів, які використовуються у промисловості для транспортування рідин, що містять крихкі або волокнисті включення, абразивні частинки; суспензій; рідин із підвищеною в'язкістю або високим умістом повітря.

Мета роботи визначити ефективні напрямки підвищення к.к.д. вільновихрового насоса шляхом вдосконалення його проточної частини.

Дослідження виконано з використанням методики оцінювання вартості життєвого циклу машини, що дозволяє комплексно оцінити інвестиційні витрати на виготовлення й технічне обслуговування, на електроенергію та інші види витрат у процесі роботи вільновихрових насосів.

У результаті проведення літературного огляду встановлено основні шляхи вдосконалення конструкції проточної частини вільновихрових насосів. Оцінювання вартості життєвого циклу насоса СВН дозволило мінімізувати інвестиційні витрати за рахунок зміни конструкції його робочого колеса.

Запропонована конструкція робочого колеса дозволяє підвищити к.к.д. вільновихрового насоса на 4–5% без необхідності заміни інших складових його конструкції.

Ключові слова: робоче колесо, лопать, профілювання, вільновихровий насос, СВН, вартість життєвого циклу, LCC.

А.И. Котенко, В.Ю. Кондусь**ОБОСНОВАНИЕ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОНСТРУКЦИИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА СВОБОДНОВИХРОВОГО НАСОСА**

Энергоэффективность промышленного оборудования является ключевым фактором, влияющим на себестоимость единицы продукции.

В связи со значительным ростом стоимости энергоресурсов возникает необходимость повышения энергоэффективности насосов, используемых в промышленности для транспортировки жидкостей, содержащих твердые, хрупкие или волокнистые включения; абразивные частицы; суспензий; жидкостей с повышенной вязкостью или высоким содержанием воздуха.

Цель работы определить эффективные направления повышения к.п.д. свободновихрового насоса путем усовершенствования его проточной части.

Исследование выполнено с использованием методики оценки стоимости жизненного цикла машины, которое позволяет комплексно оценить инвестиционные расходы на изготовление и техническое обслуживание, на электроэнергию и другие виды расходов в процессе работы свободновихровых насосов.

В результате проведения литературного обзора установлены основные пути усовершенствования конструкции проточной части свободновихровых насосов. Оценивание стоимости жизненного цикла насоса СВН позволило минимизировать инвестиционные расходы за счет изменения конструкции его рабочего колеса.

Предложенная конструкция рабочего колеса позволяет повысить к.п.д. свободновихрового насоса на 4 - 5% без необходимости замены других составляющих его конструкции.

Ключевые слова: рабочее колесо, лопасть, профилирование, свободновихровой насос, СВН, стоимость жизненного цикла, LCC.

A. Kotenko, V. Kondus**JUSTIFICATION ADVISABILITY OF IMPROVING THE VORTEX PUMP IMPELLER DESIGN**

Energy efficiency of industrial equipment is a key factor that influences on the cost of product unit.

Due to the significant increasing of energy prices last years arises the question of increasing vortex pump energy efficiency using in industry for transporting liquids containing solid, brittle, fibrous or abrasive particles inclusion, liquids with high viscosity or high containing air.

Objective: identification effective ways of raising efficiency of vortex pump by improving the flowing part.

The investigation was conducted using valuation techniques lifecycle machines that allow to evaluate the investment costs for manufacturing and maintenance, electricity and other costs in the working processes of vortex pumps.

As a result of the literature review there were found the main ways of improving the vortex pump impeller design. Valuation of the life cycle of vortex pump allows minimizing investment costs due to changes in the design of its impeller.

The design of impeller allows increasing efficiency of vortex pump up to 4 - 5% without the necessity of replacing other components of the vortex pump design.

Keywords: impeller, blade, profiling, vortex pump, life cycle cost, LCC.

Постановка проблеми

Для транспортування чистих рідин у промисловості та різних галузях господарства використовують відцентрові насоси. На практиці часто доводиться транспортувати рідини, що містять тверді домішки, суміші з піском, рідини з волокнистими включеннями, кристалічними або абразивними домішками, в'язкі рідини тощо. Для наведених умов роботи застосовують насоси з одно- або двоканальними відцентровими робочими колесами. Але при перекачуванні рідин, що містять включення, корисна потужність відцентрових насосів знижується вже за наявності 7% домішок у рідині [1].

Під час транспортування рідин, що містять абразивні домішки, відбувається швидке зношування елементів проточної частини відцентрових насосів. Перекачування газовмісних емульсій призводить до зменшення основних параметрів насоса.

У таких випадках доцільно використовувати вільновихрові насоси СВН. Вільновихрові насоси мають нижчий щодо відцентрових насосів к.к.д., але значно більший ресурс роботи.

Мета роботи визначити ефективні напрямки підвищення к.к.д. СВН шляхом удосконалення його проточної частини.

Аналіз літературних даних

Дослідження вільновихрових насосів датуються 50-ми роками ХХ століття. Перший насос типу «Wemco» було виготовлено у 1954 році в США підприємством «Western Machinery Co» [2]. У насосах цього типу к.к.д. не перевищував 40%.

У результаті проведення більше ніж 180 випробувань ученим Е. Еггером було запропоноване нове конструктивне рішення – вільновихровий насос типу «Туго», що відрізняється від насосів типу «Wemco» розміщенням робочого колеса виключно в розточці корпусу (рис. 1) [3].

Робочий процес СВН типу «Туго» є предметом дослідження низки наукових праць [3 – 9].

Конструкція вільновихрового насоса типу «Туго» дозволяє транспортувати рідини за умови часткової взаємодії потоку з його робочим органом. Через міжлопатеві канали робочого колеса проходить 15–20% потоку рідини. Механічна енергія обертання вала перетворюється на гідравлічну енергію внаслідок взаємодії основного потоку з тороподібним вихором, що створюється у вільній камері насоса внаслідок обертання робочого колеса.

Професор Євтушенко А. А. зробив припущення, що у вихрових машинах наявний як вихровий, так і лопатевий робочий процес [10]. При цьому їх співвідношення залежить від виду вихрової машини, а також від співвідношення геометричних розмірів основних елементів проточної частини вільновихрового насоса.

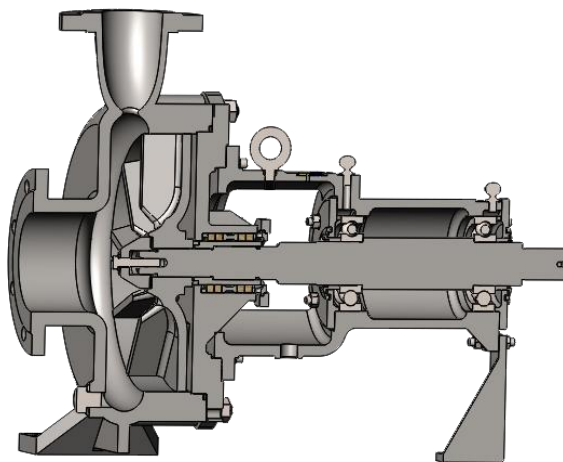


Рис. 1. – Вільновихровий насос типу «Туго»

У дослідженнях [11, 12] теоретично визначено максимально можливе значення к.к.д. вихрового процесу, що становить $\eta_{\text{сmax}} = 0,58$. Було встановлено, що для вільновихрового насоса типу «Туго» к.к.д. не перевищує $\eta_{\text{рпmax}} = 0,61 - 0,63$. Одержані результати підтвержені експериментальним шляхом.

Для підвищення напору, що створюється насосом, у роботі [13] описана двоступінчаста конструктивна схема насоса СВН, в якій симетрична конструкція робочого колеса дозволяє

мінімізувати дію осьової сили. Багатоступінчастий вільновихровий насос, в якому ступені розміщені послідовно, розглянутий у праці [14]. Збільшення подачі вільновихрового насоса шляхом використання робочого колеса двостороннього входу розглянуто в працях [15, 16].

На основі дослідження впливу бокового зазору між робочим колесом та корпусом у відцентрових насосах із напіввідкритим робочим колесом на основні параметри насоса [17], у роботах [18 – 20] запропонований насос СВН типу «Seka». На відміну від насосів типу «Tуго» робочий процес у насосах типу «Seka» забезпечується не лише за допомогою передачі енергії від тороподібного вихору основному потоку, а й із безпосередньою передачею енергії потоку від лопаті, що є характерним для робочого процесу відцентрових насосів. Однак використання насосів типу «Seka» для транспортування рідин, що містять домішки, може призводити до закупорювання насоса, а також руйнування легкоушкоджуваних включень.

Під час експлуатації насосних установок в умовах транспортування чистих рідин к.к.д. відцентрових насосів вищий, ніж у вільновихрових насосів. Однак за наявності включень у робочих рідинах к.к.д. насосних установок із використанням відцентрових насосів у процесі експлуатації знижується. Для забезпечення високого значення к.к.д. насосних установок у роботі [21] запропоновано схему заміни конструкції проточної частини відцентрових насосів на вільновихрові насоси. Подібну модернізацію виконують шляхом заміни роторних елементів проточної частини, причому корпус насоса залишається незмінним.

Методи дослідження

Для досягнення максимального рівня к.к.д. СВН при забезпеченні мінімальних інвестиційних витрат запропоновано метод оцінювання вартості життєвого циклу (Life Cycle Cost, LCC) насосної установки (рис. 2) [22].

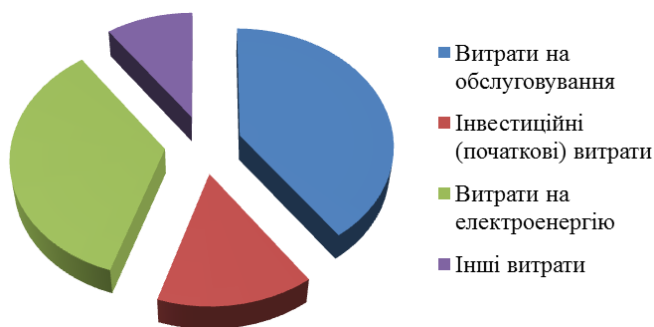


Рис. 2. – Структура вартості життєвого циклу насосної установки

Аналіз її вартості дозволяє не лише розраховувати абсолютні витрати за кожною складовою, а й визначити їх частку в структурі загальної вартості LCC.

У процесі експлуатації насоса до найбільших витрат відносять витрати на обслуговування та електроенергію. Значну частку в загальній структурі вартості життєвого циклу насосної установки займають також інвестиційні витрати.

Витрати на електроенергію насосної установки оцінюють відповідно до правильності підбору насоса за робочими параметрами, а також за його к.к.д.

Порівняння загальних витрат під час роботи різних видів насосів у складі насосних установок, що використовуються для транспортування рідини з включеннями (рис. 3), наведене у праці [23].

Експлуатація насосів в умовах транспортування рідин, які містять включення, показала, що загальні витрати в насосних установках із використанням вільновихрових насосів значно нижчі, ніж при застосуванні інших типів насосів. Це досягається внаслідок значно нижчих витрат на обслуговування, що обумовлюються більшим ресурсом роботи вільновихрових насосів [24].

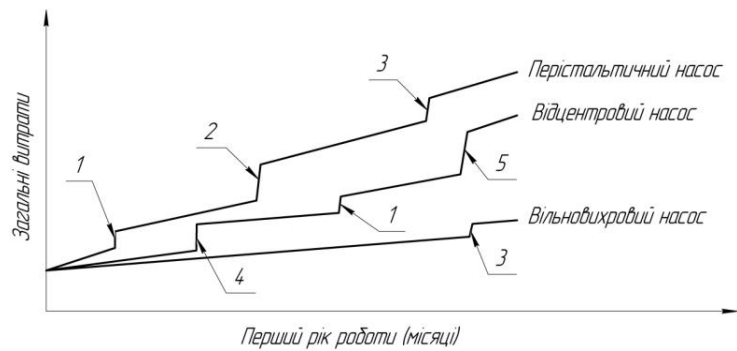


Рис. 3. – Графік залежності загальних витрат за перший рік експлуатації насосів різних типів:

1 – засмічення, що вимагає зупинення та ремонту насоса; 2 – заміна статорних і роторних елементів; 3 – заміна ущільнення вала унаслідок зношення; 4 – заміна переднього ущільнення; 5 – заміна робочого колеса

Результати дослідження

Модернізація вільновихрових насосів, що проходить без заміни корпусних елементів, не змінює інвестиційних витрат. При цьому заміна робочого колеса на запропоноване дозволяє підвищити енергоефективність насосів СВН. Підвищення к.к.д. вільновихрових насосів досягається частковою заміною елементів проточної частини, що забезпечить мінімальний період окупності проведених заходів.

Виходячи із заданих умов, найбільш доцільною є зміна конструкції робочого колеса насоса. У зв'язку з його розміщенням у розточці корпусу (див. рис. 1) необхідно забезпечити незмінний розмір зовнішнього діаметра D_2 .

Вплив конструкції робочого колеса типу «Туго» на характеристики вільновихрового насоса розглянуто в праці Е. Егера [3]. Автором досліджено 14 робочих коліс, що відрізнялися конструкцією профілю лопаті, кутом її установлення в плані β та числом лопатей z . У роботі визначено, що найбільший к.к.д. у вільновихрових насосах досягається при значенні обмежувального кута $\alpha = 0^\circ$ (рис. 4).

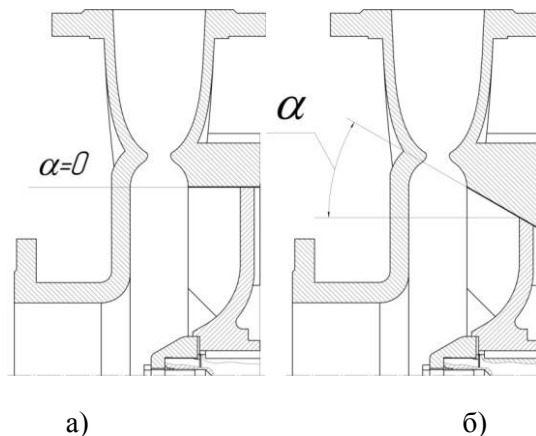


Рис. 4. – Конструкція вільновихрового насоса з використанням робочого колеса, обмежувальний кут α якого: а) $\alpha = 0^\circ$; б) при значенні кута $\alpha > 0^\circ$

На основі конструкції вільновихрових насосів типу «Туго» сформована окрема серія насосів, що одержала назву «Т-Туго» [25]. У насосах серії «Т-Туго» передбачається спільне використання корпусу вільновихрового насоса, що містить вільну камеру, а також ротора з відцентровим або осьовим робочим колесом.

Підвищення робочих параметрів насосів СВН шляхом виконання фланців на кромці із робочого або тильного боку лопатей робочого колеса розглянуто в працях [26 – 28]. Однак для ефективної роботи насосів з використанням таких робочих коліс необхідне існування зазору між робочим колесом та розточкою корпусу [29], що істотно знизить напір насоса.

Підвищення робочих параметрів вільновихрових насосів шляхом використання робочих коліс з подовженими лопатями розглянуто в дослідженнях [30 – 34]. Запропонована конструкція робочого колеса дозволяє підвищити кутову швидкість обертання рідини у вільній камері ω_p , незважаючи на ускладнення процесу утворення подовжнього вихору. При цьому за рахунок виходу лопатей робочого колеса у вільну камеру в насосі наявний як вихровий, так і лопатевий робочий процес, як було зазначено в дослідженні [10].

Двоярусна конструкція робочого колеса для підвищення напору насосів СВН, запропонована в роботі [35].

У працях [36, 37] із метою підвищення напору та к.к.д. вільновихрових насосів запропоновано використовувати гвинтове робоче колесо. Широкі міжлопатеві канали гвинтового робочого колеса дозволяють перекачувати рідини, що містять значні за розмірами включення без ризику закупорювання проточної частини насоса. Однак використання насосів із гвинтовими робочими колесами призводить до руйнування значної частини продукту, що містить легкоушкоджувані включення.

Вплив конструктивних елементів робочих коліс із радіальними лопатями на характеристики вільновихрових насосів досліджено у працях [38 – 43].

Дослідження впливу кута установлення лопаті робочого колеса в плані β із використанням прямих лопатей на робочі параметри вільновихрових насосів проведено у працях [44, 45]. Визначено, що при зменшенні цього кута відбувається підвищення к.к.д. та зниження напору вільновихрового насоса.

Для вивчення процесу вихороутворення у працях [46 – 48] запропоновано виконати закруглення кромки лопаті робочого колеса з робочого і тильного боків. Визначено, що при виконанні закруглення лопаті з тильного боку, досягається підвищення напору на 3–4%, а к.к.д. до 3%. Для робочого колеса із закругленням кромки з тильного боку лопаті поперечний вихор, що зривається з її торця, додатково передає енергію основного потоку у вільній камері.

У праці [49] з метою регулювання параметрів насоса в широкому діапазоні запропоновано конструктивне виконання робочого колеса з можливістю переміщення лопатей у радіальному напрямку. При цьому лопаті встановлюються у пазах диска робочого колеса і фіксуються змінними кільцями. Запропонована конструкція робочого колеса дозволяє змінювати його діаметр, в результаті чого забезпечуються напірні характеристики в широких діапазонах при високому значенні к.к.д. насоса.

У працях [4, 5, 14, 50, 51] досліджено вплив конструкції профільованих лопатей робочого колеса з різними кутами установлення лопаті в плані на вході β_1 та виході β_2 на робочі параметри насосів СВН. Було визначено, що зменшення цих кутів дозволяє підвищити к.к.д. вільновихрових насосів, але зменшення кута установлення лопаті на виході з робочого колеса β_2 призводить до зменшення напору насоса.

На підставі одержаних у літературному огляді даних запропонована конструкція робочого колеса (рис. 5), що характеризується підвищеними показниками енергоефективності [52]. Проведені дослідження насоса з використанням такого робочого колеса дозволили підвищити його к.к.д. на 4 – 5% порівняно з діючою конструкцією робочого колеса [53].

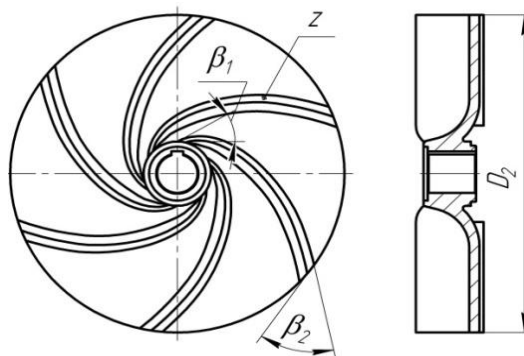


Рис. 5. – Конструкція запропонованого робочого колеса

Результати попередніх досліджень впливу конструкції профільованих лопатей на робочі параметри вільновихрових насосів недостатні. Не встановлено оптимальні розміри кутів установки лопаті в плані на вході β_1 та виході β_2 робочого колеса, а також їх співвідношення.

Визначений напрямок дослідження в подальшому необхідно доповнити проведенням повного факторного експерименту, що дозволить одержати оптимальні значення кутів установки лопаті в плані на вході β_1 та виході β_2 робочого колеса, які дозволять отримати максимальні значення напору та к.к.д. насосів СВН, а також ступінь впливу кожного фактора на робочі параметри насоса.

Висновки

1. Розглянуті джерела інформації дозволили визначити основні напрямки вдосконалення вільновихрових насосів.
2. Для забезпечення зменшення вартості життєвого циклу існуючих насосів і насосів, що виробляються, пропонуються заходи з удосконалення конструкції робочого колеса.
3. На підставі аналізу відомих рішень розроблено робоче колесо, що забезпечує підвищення к.к.д. насоса на 4 – 5% у порівнянні з діючою конструкцією робочого колеса.
4. За напрямок подальшого дослідження пропонується проведення повного факторного експерименту для визначення оптимальних значень кутів установки лопаті в плані на вході β_1 та виході β_2 робочого колеса.

Список літератури

1. Герман В.Ф. Свободновихревые насосы : учеб. пособ. / В.Ф. Герман, И.А. Ковалев, А.И. Котенко; под. общ. ред. А.Г. Гусака. - 2-е изд., доп. и перераб. - Сумы : СумГУ, 2013. - 159 с.
2. WEMCO® Torque-Flow [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.global.weir/products/product-catalogue/wemco-torque-flow>.
3. Egger E. Einsatz Von Turo-Pumpen in der Industrie mit spezieller Berücksichtigung des Einsatzes für stark schillibende Fordergüter. – Pumpen und Verdichterinformattionen. – 1967. №2. – 11 с.
4. Rüttschi K. Die Arbeitsweise von Freistrompumpen/ K.Rüttschi //Bauzeitung, Schweiz. – 1968. – Vol. 86, №. 32. – S. 575–582.
5. Скивли Г. П. Теоретическое и экспериментальное исследование вихревого насоса / Г. П. Скивли, Я. Л. Дюссор //Труды американского общества инженеров-механиков (ASME). – 1970. – № 4. – С. 192–202.
6. Grabow G. Einflub der Beschafelung auf das Kennlinienverhalten von Freistrompumpen/ G. Grabow // Pumpen und Verdichter. – 1972. – № 2. – S. 18–21.
7. Капелюш А. Н. Анализ рабочего процесса свободновихревого насоса / А. Н. Капелюш // Гидравлическая добыча угля : ЦНИИГЭИ угля : сб. науч. тр. – 1966. – Вып. 7. – С. 65–77.
8. Пресман Л.С. Смерчевые (свободо-вихревые) насосы/ Л.С. Пресман // Труды ВНИИГидромаша. – 1967. – № 36. – С. 46–65.
9. Fitero J. Consideratii asupra pompelor cu rotor retrasutilizabile in instalatiile de epniment/ J.Fitero, F.Gynlai //Buletinulstiintificsitehnic al InstitutuluiPolitehnic "Traian Vuia"(Timisoara). – Seria"Мecanica". – 1977. – Vol. 22(36), № 1. – S. 98–102.
10. Евтушенко А.А. Основы теории рабочего процесса вихревых гидромашин / А. А. Евтушенко // Технологические системы. – 2002. – № 2 (13). – С. 110–113.
11. Соляник, В.О. Робочий процес і енергетичні якості вільновихрових насосів типу «TURO» : автореферат. канд. техн. наук: спец. 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати / В.О. Соляник. – Суми : Сумський державний університет, 1999. - 19 с.
12. Евтушенко А. А. Рабочий процесс свободновихревого насоса типа «TURO» /А. А. Евтушенко, В. А. Соляник // Вестник НТУУ «КПИ». – 1999. – № 34. – С. 346–355.
13. Пат. 3294026 США, МПК F04d 29/44, F04d 7/00. Vortexpump / LobanoffS. (США). – №537501; заявл. 30.09.1963; опубл. 27.12.1966. – 6 с.
14. Пат. 4135852 США, МПК F04D 7/00. Centrifugal slurry pump and method / ArchibaldW.R. (США). –№782226; заявл. 28.03.1977; опубл. 23.01.1979. – 9 с.
15. Пат. 37350 Україна, МПК (2006) F04 D 1/00. Вільновихровий насос / Владімірський Е. С. (Україна) – №37350А; заявл. 29.12.1999; опубл. 15.05.2001, Бюл. № 4.
16. Пат. 99588 Україна, МПК (2006.01) F04 D 7/04. Вільновихровий насос / Криштоп І.В., Герман В. Ф., Гусак О. Г. (Україна) – №u201500091; заявл. 06.01.2015; опубл. 10.06.2015, Бюл. № 11.
17. Пфлейдерер К. «Лопаточные машины для жидкостей и газов» / К. Пфлейдерер ; перевод А.М.Ладогина под ред. Поликовского В.И., 4 изд. перераб. – М.: Государственное научно-техническое издание, 1960 – 683 с.
18. Пат. 3322070 США, МПК F04d 29/44, F04d 7/00. Vortexpump / GlassK.E. (США) / №446515; заявл. 08.04.1965; опубл. 30.05.1967. – 3 с.

19. Каталог насосного обладнання компанії VOGEL PUMPEN [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.vogelpumpen.com/vogdata/doc/EN/kswwts_05-eden.pdf.
20. Пат. 66149 А Україна, МПК (2006) F04 D 5/00. Вільновихровий насос / Кондаков А. Ф., Чернявський В.І., Костіков І. П., Ікол Ю. А., Коваль В. К. (Україна) – № 2003087376; заявл. 05.08.2003; опубл. 15.04.2004, Бюл. № 4.
21. Пат. 4338062 США, МПК F04D 29/24. Adjustable vortex pump / Neal M. J. (США). – №140161; заявл. 14.04.1980; опубл. 06.07.1982. – 10 с.
22. Ткачук Ю.Я. Использование принципов лсс при выборе насоса для перекачки абразивных суспензий / Ю.Я. Ткачук, С.А. Лобан, Е.В. Шатрюк // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. - 2012. - № 4. - С. 28-34.
23. Kotenko A.I. Rationalisation of Ukrainian industrial enterprises in a context of using torque flow pumps on the basis of valuation of the life cycle of pumping equipment / A.I. Kotenko, V.F.Herman, A.A. Kotenko // Nauka i Studia. – 2014. – №16(126) – P. 83–91.
24. Котенко О.І. Загальні витрати при експлуатації насосів / О.І. Котенко, А.М. Бурдюг // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, Суми, 18–22 квітня 2011 року / ред. кол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2011. – Ч.3. – С. 118.
25. Пат. 3316848 США, МПК F04d 29/44, F04d 7/00. Pump casing / Egger E. (Швейцарія). – №469781; заявл. 06.07.1965; опубл. 02.05.1967. – 11 с.
26. Пат. 4676718 США, МПК F04D 29/24. Impeller for a pump, especially a vortex pump / Sarvanne H. (Фінляндія). – №740367; заявл. 03.06.1985; опубл. 30.06.1987. – 5 с.
27. Пат. 25569 А Україна, МПК (2006) F04 D 5/00. Вільновихровий насос / Левін Ю. М., Кардакова С. В., Молчанов В. Б., Круглік А. С., Ракітін А. І. (Україна) – № 97062795; заявл. 12.06.1997 ; опубл. 25.12.1998, Бюл. № 6.
28. Пат. 7605 Україна, МПК (2006) F04 D 5/00. Вільновихровий насос / Белашов П. М., Косяненко О. С., Шастун В. Ф. (Україна) – №u200502978; заявл. 31.03.2005; опубл. 15.06.2005, Бюл. № 6.
29. Cervinka M. Computational Study of Sludge Pump Design with Vortex Impeller // Engineering Mechanics. – 2012. – С. 87.
30. Пат. EP0109550 Німеччина, МПК F04D 29/22 Laufradfüreine Freistrompumpe / Heimgartner H., Wirz K. (Швейцарія) – № 19830110411; заявл. 19.10.1983; опубл. 30.05.1984. – 11 с.
31. Пат. 4592700 США, МПК F04D 29/24; F04D 29/40. Vortex pump / Toguchi S., Kobayashi M. (Японія). – №586441; заявл. 05.03.1984; опубл. 03.06.1986. – 9 с.
32. Пат. 20140003929A1 США, МПК F04D 7/04 (2013.01) Free-flow pump / Favre J. N. (Швейцарія), Rengen H. (Німеччина), Grimm M. (Швейцарія) – № 14/003274; заявл. 27.02.2012; опубл. 05.09.2013. – 8 с.
33. Пат. 5486092 США, МПК F04D 17/00. Housing for a vortex-flow type pump / Borg T., Strinning P.E. (Швеція). – №317079; заявл. 03.10.1994; опубл. 23.01.1996. – 5 с.
34. Поиск путей расширения диапазона рабочих параметров свободных револьверных насосов типа «TURO» / В. Ф. Герман, А. Г. Гусак, А. А. Евтушенко, В. А. Панченко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – № 4/8(52). – С. 33–37.
35. Пат. 8128360 США, МПК F04D 29/42. Vortex pump with splitter blade impeller / Sensel D.L., Kowalak M. (США). – №12/269416; заявл. 12.11.2008; опубл. 06.03.2012. – 10 с.
36. WEMCO® Screw Centrifugal Pump [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.global.weir/products/product-catalogue/wemco-screw-centrifugal?>
37. Ishii K. et al. Hydrodynamic characteristics of the helical flow pump // Journal of Artificial Organs. – 2015. – Т. 18. – №. 3. – С. 206-212.
38. Герман В.Ф. Влияние геометрических параметров рабочего колеса свободновихревого насоса на его характеристики / В. Ф. Герман, И. А. Ковалев, И. Н. Чебаненко // Гидравлические машины. – Харьков : Вища шк., 1984. – Вып. 18. – С. 75–77.
39. Герман В.Ф. Создание и исследование сточномассных вихревых насосов повышенной экономичности: дис. канд. техн. наук : спец. 05.04.13 – гидравлические машины и гидропнеumoагрегаты / В.Ф. Герман. - Сумы : Сумский филиал Харьковского политехнического института, 1984. – 154 с.
40. Пат. 1634829 СРСР, МПК³F 04 D 7/04. Свободновихревой насос / Котенко А. И., Дериколенко А. Н., Герман В. Ф., Пеннер В. М. – №4618984/29; заявл. 12.12.1988; опубл. 15.03.1991, бюл. № 10.
41. Герман В. Ф. Расчет параметров свободновихревого насоса / В. Ф. Герман // Гидравлические машины. – Харьков : Вища шк., 1989. – Вып. 23. – С. 81–85.
42. Герман В. Ф. Влияние различных способов доводки рабочего колеса на картину течения и характеристики свободновихревого насоса типа «TURO» / В. Ф. Герман, А. Н. Кочевский, А. Е. Щеляев // Проблемы машиностроения. – 2007. – Том 10, № 1. – С. 24–31.
43. Герман В. Ф. Создание проточных частей свободновихревых насосов повышенной экономичности / В. Ф. Герман, А. Г. Гусак, А. Н. Кочевский // Вісник Східноукраїнського національного університету. – 2007. – № 3 (109), Частина 1. – С. 53–59.

44. Пат. 1521923 СРСР МПК⁴ F 04 D 29/22. Рабочее колесо свободновихревого насоса / Герман В. Ф., Яхненко С. М., Синеклодецкая Т. Н., Котенко А. И., Копелянский В. Б., Гонсалес Н. Х. – № 4339198/25-29; заявл. 07.12.87; опубл. 15.11.89, Бюл. № 42. – 3 с.
45. Пат. 106416 СРСР, МПК⁴ F 04 D 7/04. Рабочее колесо свободновихревого насоса / Вертячих А. В., Герман В. Ф., Евтушенко А. А., Караханьян И. А., Ковалев И. А., Копелянский В. Б., Кузнецов О. В., Цай А. М. – № 3774186/25-06; заявл. 17.07.1984; опубл. 07.02.1987, бюл. № 5.
46. Пат. 1576733 СРСР МПК⁵ F 04 D 29/18, 7/04. Рабочее колесо свободновихревого насоса / Котенко А. И., Дериголенко А. Н. – №4466096/31-29; заявл. 26.07.1988; опубл. 07.07.1990, бюл. № 25.
47. Оценка влияния поперечных вихрей на процессы передачи энергии в свободновихревом насосе / И. В. Криштоп, В. Ф. Герман, А. Г. Гусак, Л. М. Салтанова // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія : Математичне моделювання в техніці та технологіях. - 2015. - № 6. - С. 49-56.
48. Пат. 98924 Україна, МПК (2006.01) F04 D 7/04. Вільновихровий насос / Криштоп І. В., Герман В. Ф., Гусак О. Г. (Україна) – № u201413065; заявл. 05.12.2014; опубл. 12.05.2014, бюл. № 9.
49. Пат. 86009 Україна, МПК (2006.01) F04 D 7/04. Вільновихровий насос / Котенко О. І., Герман В. Ф., Ніколаєнко Л. М. (Україна) – №u201307154; заявл. 06.06.2013; опубл. 10.12.2013, бюл. № 23.
50. Пат. 3759628 США, МПК F04d 29/44, F04d 7/00. Vortex pumps / Kempf D. D.(США)/ – №262913; заявл. 14.06.1972; опубл. 18.09.1973. – 13 с.
51. Gerlach A., Thamsen P. U., Lykholt-Ustrup F. Experimental investigation on the performance of a vortex pump using winglets //Proceedings of the 16th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Honolulu, HI, USA. – 2016. – С. 10-15.
52. Пат. 1288357 Україна, МПК F04D 29/34 (2006.01). Робоче колесо вільновихрового насоса / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. – № u201510522; заявл. 28.10.2015; опубл. 25.04.2016, бюл. № 8.
53. Котенко О.І. Проектування робочого колеса вільновихрового насоса з криволінійним профілем лопаті з використанням методу чисельного дослідження [Текст] / О.І. Котенко, В.Ю. Кондусь // Журнал інженерних наук. - 2016. - Т.3, №1. - С. В9 - В16.

Стаття надійшла до редакції 17.03.2017

УДК 517.2:593.43:669.017

И.Е. Красикова, И.В. Красиков, В.В. Картузов*Институт проблем материаловедения НАН Украины***ОПРЕДЕЛЕНИЕ МУЛЬТИФРАКТАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ИЗОБРАЖЕНИЙ СТРУКТУР МАТЕРИАЛОВ**

Рассмотрено применение мультифрактального формализма для практического определения мультифрактальных характеристик изображений структур материаловедческого характера. Описано разработанное программное обеспечение для определения мультифрактальных характеристик цифровых изображений; показана его применимость для решения практических задач материаловедения.

Ключевые слова: мультифрактальный формализм, обработка изображений, структура, программное обеспечение

І.Є. Красікова, І.В. Красіков, В.В. Картузов*Институт проблем матеріалознавства НАН України***ВИЗНАЧЕННЯ МУЛЬТИФРАКТАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗОБРАЖЕНЬ СТРУКТУР МАТЕРІАЛІВ**

Розглянуто застосування мультифрактального формалізму для практичного визначення мультифрактальних характеристик зображень структур матеріалознавчого характеру. Описано розроблене програмне забезпечення для визначення мультифрактальних характеристик цифрових зображень; показано можливість його застосування для вирішення практичних задач матеріалознавства.

Ключові слова: мультифрактальний формалізм, обробка зображень, структура, програмне забезпечення

I.E. Krasikova, I.V. Krasikov, V.V. Kartuzov*Institute for problems of materials science NASU***DETERMINATION OF MULTIFRACTAL CHARACTERISTICS OF THE MATERIALS' STRUCTURE IMAGES**

The application of multifractal formalism for the practical determination of multifractal characteristics of images of material science structures was discussed. Developed software to determine multifractal characteristics of digital images was discussed. Its applicability to solve practical problems of materials science was demonstrated.

Keywords: multifractal formalism, image processing, structure, software

Введение. В последнее время в современном материаловедении при описании структурных свойств материала все более широко используются его фрактальные характеристики. Изображения структур и характерных поверхностей, получаемые при помощи электронной и оптической микроскопии, должны обеспечивать не только качественные характеристики, но и количественную информацию. Однако для решения таких задач требуется программное обеспечение, реализующее алгоритмы, основанные на максимально адекватных математических моделях.

Мультифрактальный анализ в материаловедении по сути представляет собой математический алгоритм определения численных параметров, пригодных для описания характеристик таких структур, как поверхности изломов, пористые структуры покрытий, зоны разрушения, структурные границы вязкохрупкого перехода и т.д.

Описание мультифрактального формализма. Начнем с общего определения мультифрактала. Пусть имеется некоторый фрактальный объект, который занимает ограниченную область ζ размера L в евклидовом пространстве размерности d . Будем рассматривать его как множество из $N \gg 1$ распределенных в этой области точек.

Разобьем всю область ζ на кубические ячейки (условие кубичности не является обязательным и принято исключительно для упрощения рассмотрения) со стороной $\varepsilon \ll L$ объемом ε^d . Далее рассмотрим только занятые ячейки, то есть те ячейки, в которых содержится хотя бы одна точка объекта. Пусть номера занятых ячеек i находятся в пределах от 1 до $N(\varepsilon)$ — суммарного количества занятых ячеек, зависящего от размера ячейки ε .

Обозначим через $n_i(\varepsilon)$ собой количество точек в i -й ячейке. Тогда величина

$$p_i(\varepsilon) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{n_i(\varepsilon)}{N} \quad (1)$$

представляет собой вероятность того, что наугад взятая точка из исходного множества находится в ячейке с номером i , так что вероятности p_i характеризуют относительную заполненность ячеек. Из условия нормировки вероятности следует, что

$$\sum_{i=1}^{N(\varepsilon)} p_i(\varepsilon) = 1 \quad (2)$$

Стандартный метод мультифрактального анализа основан на рассмотрении *обобщенной статистической суммы* $Z(q, \varepsilon)$, где показатель степени q может принимать любые значения в интервале $-\infty < q < +\infty$:

$$Z(q, \varepsilon) = \sum_{i=1}^{N(\varepsilon)} p_i^q(\varepsilon) \quad (3)$$

Спектр *обобщенных фрактальных размерностей* D_q (размерностей Реньи), который характеризует данное распределение точек в области ζ , можно определить с помощью соотношения

$$D_q = \frac{\tau(q)}{q-1} \quad (4)$$

Показанная здесь нелинейная функция $\tau(q)$ (*скейлинговая экспонента*) имеет вид

$$\tau(q) = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \frac{\ln Z(q, \varepsilon)}{\ln \varepsilon} \quad (5)$$

Таким образом, окончательная формула для значения D_q имеет следующий вид:

$$D_q = \frac{1}{q-1} \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \frac{\ln \sum_{i=1}^{N(\varepsilon)} p_i^q(\varepsilon)}{\ln \varepsilon} \quad (6)$$

В случае, когда $D_q = D = const$ для всех значений q , исследуемое множество точек представляет собой *монофрактал*, характеризующийся единственной фрактальной размерностью D . Если же D_q является некоторой функцией от q , то рассматриваемое множество точек является *мультифракталом*. Функция D_q показывает, насколько неоднородным является исследуемое множество точек ζ . Мультифрактал, таким образом, в общем случае характеризуется скейлинговой экспонентой $\tau(q)$, определяющей поведение статистической суммы $Z(q, \varepsilon)$ при $\varepsilon \rightarrow 0$.

Что касается физического смысла обобщенных фрактальных размерностей D_q для некоторых конкретных значений q , то здесь можно сказать, что особый интерес представляют размерности при значениях $q = 0, 1, 2$.

При $q = 0$ из выражения (4) с учетом (6) получается соотношение $N(\varepsilon) \sim \varepsilon^{D_0}$. Это означает, что величина D_0 представляет собой обычную хаусдорфову размерность множества ζ . Она является наиболее грубой характеристикой мультифрактала и несет обобщенную информацию о размерности пространства и его несплошности в целом.

Для $q = 1$ путем предельных преобразований формулы (6) при $q \rightarrow 1$ получаем следующую формулу для вычисления D_1 :

$$D_1 = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \frac{\sum_{i=1}^{N(\varepsilon)} p_i(\varepsilon) \ln p_i(\varepsilon)}{\ln \varepsilon} \quad (7)$$

Информационная размерность D_1 , определяемая вероятностью найти интересующую нас точку в пределах определенной ячейки, характеризует энтропию фрактального множества, или неоднородность распределения элементов мультифрактала в пространстве.

При $q = 2$ получаем формулу для вычисления корреляционной размерности D_2 :

$$D_2 = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \frac{\ln \sum_{i=1}^{N(\varepsilon)} p_i^2(\varepsilon)}{\ln \varepsilon} \quad (8)$$

Корреляционная размерность D_2 , определяемая вероятностью нахождения двух точек на определенном расстоянии друг от друга, характеризует неоднородность распределения элементов мультифрактала в пределах фрактального множества.

Таким образом, получение мультифрактальных характеристик изображений (для которых $d=2$) как набора значений D_q основывается на вычислении для конкретного изображения обобщенной статистической суммы $Z(q, \varepsilon)$ и вычислении на ее основе значений D_q путем определения угла наклона графика зависимости $Z(q, \varepsilon)$ от ε в логарифмических координатах с применением метода наименьших квадратов.

Программное обеспечение для вычисления фрактальных характеристик изображений.

По сути, все программные решения, реализующие вычисления фрактальных характеристик изображений, основаны на статистическом подходе, т.е. на разбиении изображения на пробные боксы того или иного размера, подсчете количества черных и белых (деление это в определенной степени условное) пикселей в боксах и вычислении тех или иных статистических характеристик — в первую очередь обобщенной статистической суммы $Z(q, \varepsilon)$. Затем, по набору статистических данных строится соответствующая зависимость от размера пробных боксов и на ее основе при помощи методов линеаризации и наименьших квадратов вычисляются значения обобщенных фрактальных размерностей D_q .

Одной из основных трудностей такого подхода (и одним из основных отличий одного решения от другого) является подбор разбиения изображений на пробные боксы. Идеальным случаем является квадратное изображение, длина стороны которого составляет p^N пикселей. Тогда это изображение легко разбивается на точные квадраты — один квадрат размером $p^N \times p^N$, четыре квадрата $p^{N-1} \times p^{N-1}$, и далее, до 2^{2N} квадратов 1×1 — всего на кривой зависимости статистической характеристики от размера пробного бокса получается N точек.

В случае произвольного размера изображения основным применяемым подходом является подбор размеров квадратных боксов, при которых эти боксы покрывают не менее определенной доли (скажем, 90%) площади всего изображения. Этот подход более-менее подробно представлен в работе [1], где рассмотрены три разных методики выбора размеров пробного бокса.

В работе [2] авторами было показано, что такой выбор пробных боксов, реализованный в программе MFRDrom, приводит к неустойчивым результатам при определении фрактальных характеристик изображений, а потому от него следует отказаться.

Первый подход к разработке алгоритма разбиения изображения на пробные боксы, который бы 1) охватывал все изображение полностью и при этом 2) давал устойчивые результаты, можно описать следующим образом. Исходим из параметра разбиения, который представляет собой количество точек на кривой зависимости статистической характеристики от размера пробного бокса. При линеаризации кривой рассматривается не значение размера бокса, а его логарифма, поэтому для достижения максимально равномерного распределения точек вдоль оси абсцисс использовался следующий способ: если нам требовалось получить M экспериментальных точек на функции $\ln N = f(\ln \Delta x)$, то соответствующие значения Δx должны были представлять собой величины

$$\Delta x_i = \left[e^{\frac{\ln S}{M-1} i} \right], \quad i = \overline{0, M-1}$$

Здесь S — максимальный размер изображения, M — общее количество экспериментальных точек. (Заметим, что реальное общее количество экспериментальных точек может оказаться меньше M , если после округления для разных значений i значение Δx_i окажется одинаковым).

Поскольку округленные до целого значения размеры боксов не всегда обеспечивали полное покрытие изображения, прибегаем в таких случаях к следующему приему: сканируя изображение слева направо и сверху вниз, просчитываем только те боксы, которые полностью попадали в изображение, после чего повторяли процедуру, обходя изображение справа налево и снизу вверх, начиная с правого нижнего угла. Полученные при двух сканированиях значения усреднялись и пересчитывались с учетом доли покрытой пробными боксами площади на все изображение [3].

Этот подход позволил получить программное обеспечение, корректно вычисляющее фрактальную размерность D_0 изображений, и обладающее высокой устойчивостью к

преобразованиям изображения — как, например, поворотам, смещениям или изменениям размера изображения [4].

Однако при дальнейшем развитии программы оказалось, что в силу нелинейности, характерной для других, отличных от $Z(0, \varepsilon)$ обобщенных статистических сумм, вычисление мультифрактальных характеристик не приводило к желаемым результатам.

В связи с этим в новой версии программного обеспечения был полностью изменен подход к выборам размеров пробных боксов. Теперь в программе используется деление изображения на боксы одинакового размера при условии 100% покрытия исходного изображения; при этом сами боксы не обязательно имеют целочисленные размеры. Соответствующим образом изменена и расчетная часть — теперь при вычислении значений $p_i(\varepsilon)$ учитываются не только пиксели, полностью входящие в пробный бокс, но и те пиксели, которые попадают в такой бокс лишь частично (т.е. теперь значение $n_i(\varepsilon)$ не обязано быть целым числом). Для таких пикселей вычисляется часть площади, попадающая в пробный бокс, и именно это дробное значение включается в итоговое суммирование для получения значения $n_i(\varepsilon)$.

Такой подход оправдан, поскольку хотя пиксель по сути представляет собой минимальную неделимую единицу информации компьютерной реализации изображения (откуда и ведет происхождение его название — picture element, т.е. элемент изображения), само изображение представляет собой нечто большее, чем простое объединение пикселей — существенна также информация об их относительном расположении. Например, сами мультифрактальные характеристики определяются статистическими свойствами такого расположения.

Описанный метод можно рассматривать как разделение на боксы с целочисленным размером в пикселях масштабированного изображения. Применение реального масштабирования при малых размерах боксов даст лишний “хвост” на экспериментальной кривой для вычисления мультифрактальных характеристик, так что предварительное явное масштабирование изображения практического смысла не имеет.

Таким образом, если мы планируем получить N экспериментальных точек на кривой, определяющей фрактальную размерность, то при минимальной стороне изображения L пикселей мы выполняем разбиения на боксы размером

$$\varepsilon_i = 1, \sqrt[N]{L}, \sqrt[N]{L^2}, \dots, L$$

При этом на логарифмической шкале, необходимой для линеаризации и вычисления мультифрактальных характеристик с помощью метода наименьших квадратов, точки будут находиться на равных расстояниях одна от другой.

Применение этого подхода дает гораздо более стабильные результаты, чем использовавшийся ранее с подходом, основанным на сканировании изображения в разных направлениях. При новом подходе нестабильность проявляется только при сравнительно больших по модулю отрицательных значениях q (что легко объясняется тем, что при больших отрицательных степенях малые дробные значения $n_i(\varepsilon)$ дают существенный вклад при вычислении $p_i^q(\varepsilon)$, превалирующий над вкладом, вносимым большими значениями).

Описанный алгоритм получения размеров пробных боксов и основанный на нем алгоритм вычисления мультифрактальных характеристик были реализованы нами в виде компьютерной программы, написанной на языке программирования Visual C++ 2015 с использованием свободно распространяемой библиотеки графического интерфейса пользователя wxWidgets. Программа работает под управлением операционной системы MS Windows (работа программы гарантируется для версии MS Windows 7 и старше).

Общий вид главного окна программы приведен на рис. 1.

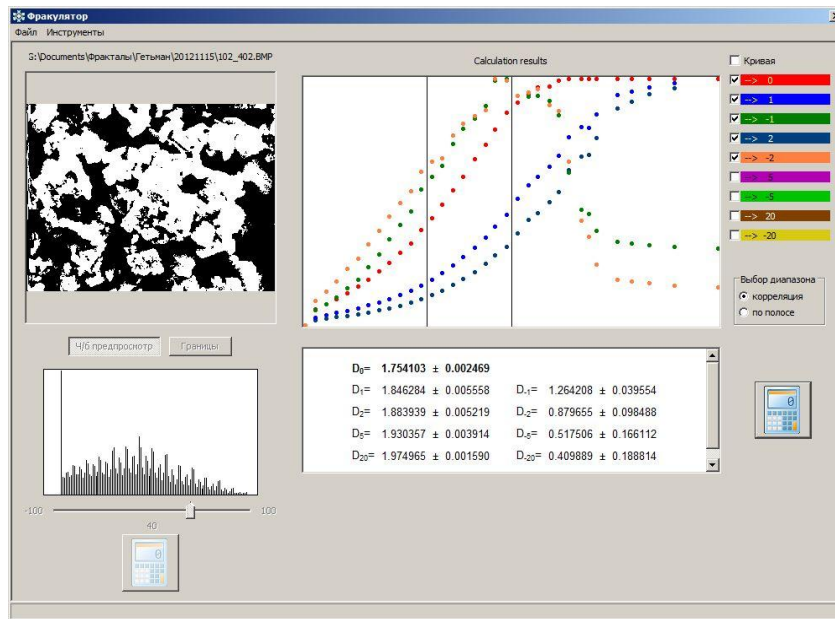


Рис. 1.- Общий вид окна программы Fraculator.

Программа обеспечивает гибкую систему настроек (сохраняющихся в реестре операционной системы и, таким образом, действующую и при последующих запусках программы), показанных на рис. 2. Как видно из приведенной копии экрана, программа позволяет самостоятельно задавать набор интересующих значений q , для которых будут вычисляться мультифрактальные размерности D_q .

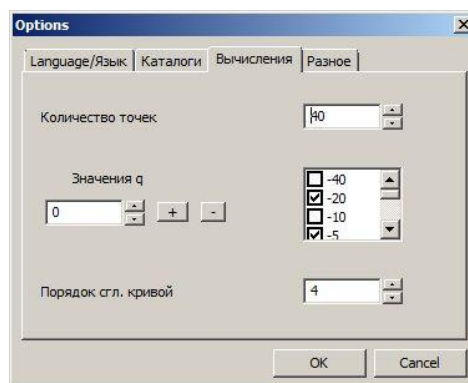


Рис. 2. - Окно настроек программы

Программа может работать с изображениями в распространенных графических форматах (таких как JPG, BMP, TIFF, PNG), а в тестовых и демонстрационных целях может генерировать различные модельные изображения фракталов — такие как ковер Серпинского или снежинка Коха.

Программа выполняет автоматическое преобразование цветных изображений в изображения в оттенках серого цвета по стандартному алгоритму, когда пиксель со значениями красного, зеленого и синего соответственно R, G и B преобразуется в пиксель серого оттенка с уровнем яркости $0.299 \times R + 0.587 \times G + 0.114 \times B$ (в соответствии с рекомендацией ITU-R BT.601). На экран выводится гистограмма, указывающая относительное количество пикселей изображения с той или иной яркостью.

Затем изображение преобразуется в черно-белое (1 бит на пиксель), которое и является основой для дальнейших вычислений. При выполнении преобразования этим процессом можно управлять, указывая пороговое значение (в процентах или в абсолютных единицах от 0 до 256); все пиксели с яркостью, превышающей пороговое значение, будут преобразованы в белые, а ниже порога — в черные. Выбор порогового значения осуществляется при помощи ползунка; если при

этом установлен флаг предпросмотра, пользователь может тут же увидеть на экране (масштабированное) результирующее изображение, позволяющее уточнить автоматический выбор порогового значения.

При первой загрузке изображения программа вычисляет рекомендуемое пороговое значение, основанное на гистограмме таким образом, чтобы пиксели изображения делились на черные и белые поровну. Исходя из имеющегося опыта, такое рекомендованное значение, как правило, оказывается наилучшим.

Следует отметить, что возможны и другие варианты преобразования полутонового изображения в черно-белое. Так, в работе [5] описывается вариант с применением двух пороговых значений, когда все точки с оттенками, попадающие между указанными значениями, становятся белыми, а прочие — черными. Возможны и более сложные преобразования, однако выбор при этом основывается на знаниях предметной области (какие именно детали изображения важны, что следует подчеркнуть, а что, напротив, удалить из изображения) — такие преобразования не могут быть частью программы, выполняющей обобщенный поиск фрактальной размерности изображения, и должны выполняться при помощи других программ, предназначенных для работы с графической информацией, специфичной для поставленной задачи (например, для анализа серии изображений, полученных посредством электронной микроскопии). В связи со сказанным выше не были реализовываны иные специфические способы преобразования изображения из серого в черно-белое.

После получения черно-белого изображения пользователь имеет возможность выбора — работать ли с полученным черно-белым изображением или с изображением, на котором будут только выделенные соответствующей подпрограммой границы (рис. 3).

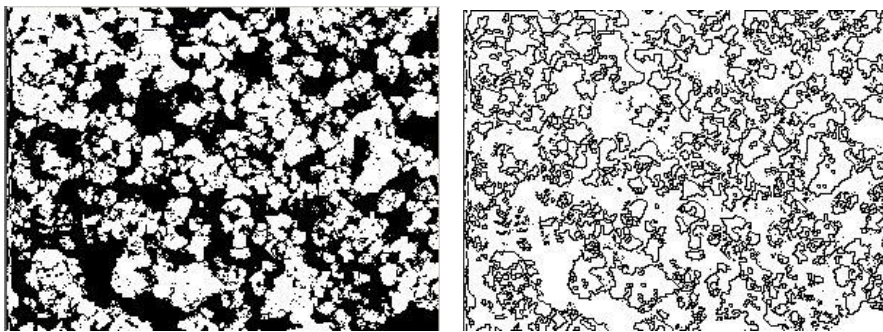


Рис. 3. - Исходное изображение структуры и изображение той же структуры после выделения границ

После настройки и выполнения графических преобразований запускается процесс вычисления мультифрактальных характеристик изображения (по возможности, в многопроцессорных или многоядерных устройствах программа использует возможности мультипроцессорной обработки для ускорения работы [6]), которая существенно ускоряет вычисления — так, на четырехъядерном процессоре вычисления ускоряются примерно в 3.6 раза).

Полученные результаты в виде соответствующих экспериментальных кривых выводятся в правой части основного окна программы (рис. 1), причем, как уже говорилось, настройки программы (рис. 2) позволяют указать любой пользовательский набор значений q , для которых вычисляются размерности D_q (до 64 значений); на экран при этом выводятся только до 10 из них.

Пользователь может оперативно включать и отключать вывод тех или иных кривых.

Щелчками мыши на графике пользователь может указать левую и правую границы диапазона (либо выбрать predetermined диапазон, рассчитанный по одному из алгоритмов — использующему максимальную наклонную полосу либо диапазон, в котором достигается максимальная точность вычисления D_0), в котором будут рассчитаны численные значения мультифрактальных размерностей изображения. Рассчитанные значения выводятся на экран, а также могут быть сохранены в файл или выведены на печать. Программа может использоваться и в автоматическом пакетном режиме, используя текущие настройки и сохраняя результаты расчетов в указанный файл.

Как уже упоминалось выше, среди основных характеристик, используемых для сравнения и описания мультифракталов, следует выделить хаусдорфову размерность D_0 , несущую грубую обобщенную информацию о размерности пространства, в котором сформирован мультифрактал, и о его несплошности в целом. Показательной величиной является также информационная размерность D_1 , определяемая вероятностью найти определенную точку в пределах определенной ячейки, и характеризующая энтропию фрактального множества, или неоднородность распределения элементов мультифрактала в пространстве. Еще одной существенной характеристикой мультифрактала является корреляционная размерность D_2 , определяемая вероятностью нахождения двух точек на определенном расстоянии друг от друга, и тем самым характеризующая неоднородность распределения элементов мультифрактала в пределах фрактального множества.

Для демонстрации возможностей разработанной программы рассмотрим, например, мультифрактальные характеристики образцов осажденного магнетронным распылением титана [7], изображения которых показаны на рис. 4.

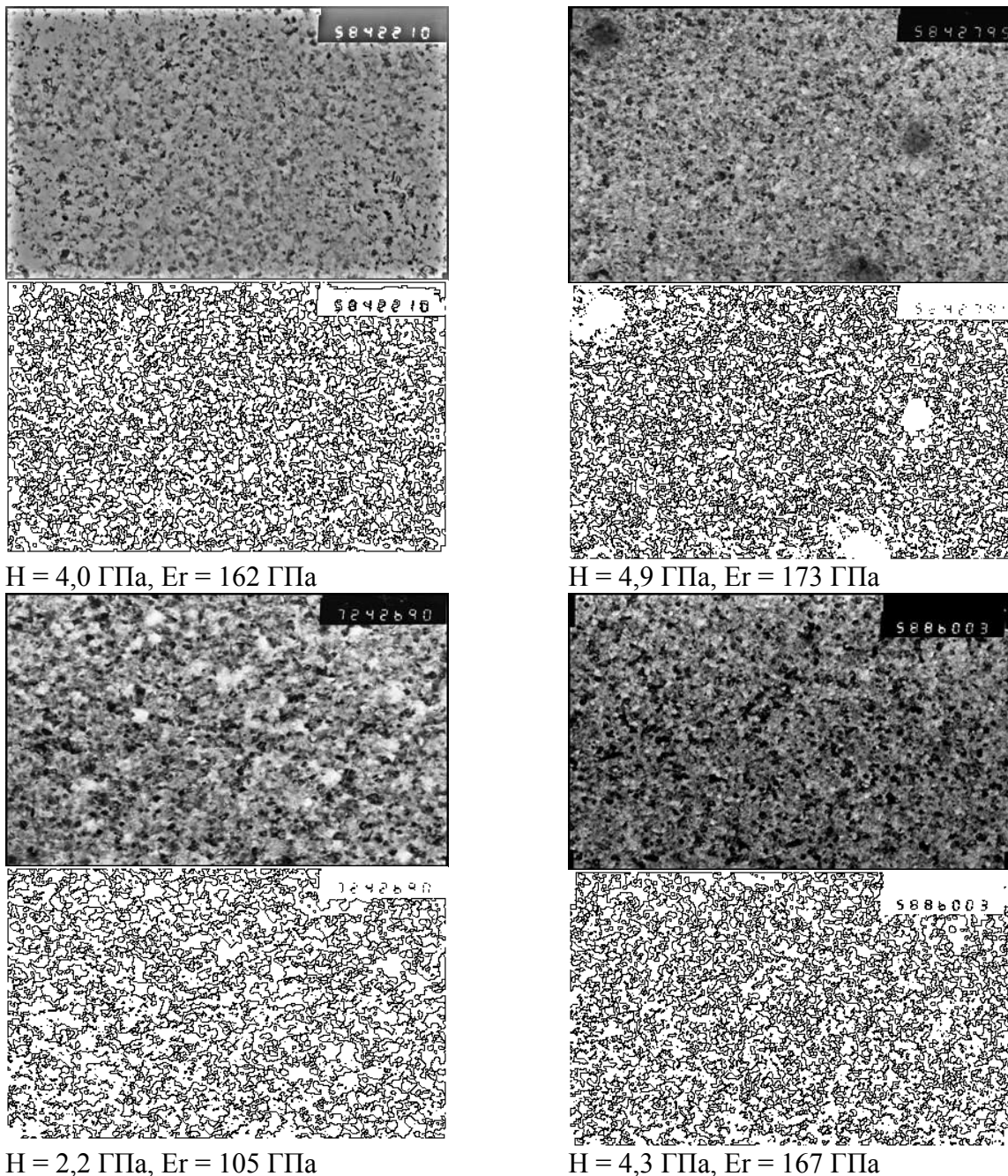


Рис. 4. - Микрофотографии образцов структур осажденного титана (фотографии и выделенные границы) и их механические характеристики [7]

Анализ результатов показал наличие корреляции между этими фрактальными характеристиками и механическими свойствами образцов материалов — твердостью H и приведенным модулем упругости $E_r = E/(1-\nu^2)$.

Коэффициент корреляции для двух выборок $x^m = (x_1, x_2, \dots, x_m)$ и $y^m = (y_1, y_2, \dots, y_m)$ рассчитывался по формуле:

$$r_{xy} = \frac{\sum_{i=1}^m (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^m (x_i - \bar{x})^2 \sum_{i=1}^m (y_i - \bar{y})^2}}$$

где \bar{x}, \bar{y} — выборочные средние указанных выборок. В данном случае роль выборки x играют значения той или иной мультифрактальной характеристики образцов, y — физические свойства образцов, а размер выборки m равен количеству образцов.

Достаточно высокая степень корреляции наблюдается как при вычислениях фрактальной размерности самих микрофотографий, так и для изображений выделенных границ. Однако в силу большего диапазона величин фрактальной размерности зависимость физических характеристик от мультифрактальных размерностей проявляется более сильно. Как показывают результаты вычислений, приведенные в табл. 1 и 2, с ростом значений мультифрактальных размерностей структуры материала растут и значения их прочностных характеристик, что вполне естественно — в силу того, что образцы с более высокой фрактальной размерностью более близки к монолитным, чем образцы с более низкой размерностью. Наиболее ярко проявляется корреляция физических характеристик с размерностью D_{-1} .

Таблица 1.

Мультифрактальные характеристики образцов осажденного магнетронным распылением титана (параметры просчета: выбор границ и корреляционной полосы)

Образец	D_0	D_1	D_2	D_{-1}	H , ГПа	E_r , ГПа
1	1.539	1.547	1.542	1.386	4.0	162
2	1.680	1.658	1.638	1.578	4.9	173
3	1.519	1.548	1.550	1.345	2.2	105
4	1.622	1.612	1.579	1.505	4.3	167

Таблица 2.

Корреляция мультифрактальных характеристик образцов осажденного магнетронным распылением титана с прочностными характеристиками

Корреляция	D_0	D_1	D_2	D_{-1}
с H	0.838128	0.76729	0.68742	0.863806
с E_r	0.73589	0.648767	0.542628	0.771293

Выводы. На основании мультифрактального формализма разработаны методы определения мультифрактальных характеристик по двумерным изображениям материаловедческих структур. Разработанное на основании этих алгоритмов программное обеспечение позволяет получать надежные и устойчивые результаты расчетов.

Полученные мультифрактальные характеристики реальных материалов и их корреляция с физико-техническими характеристиками дают основания для оптимистических прогнозов и дальнейших исследований в данной области материаловедения.

Литература:

1. В.В. Лотиш, П.В. Разкевич. Алгоритми генерації мір розбиття при аналізі зображення методом мультифрактальної параметризації. // Міжвузівський збірник "Наукові нотатки". Луцьк, 2010. Випуск № 27, с. 186–191.
2. И.Е. Красикова, И.В. Красиков, В.В. Картузов. Определение фрактальных характеристик структуры материалов методом мультифрактального анализа изображений. Вычислительный эксперимент на модельных объектах. — В сб. Математические модели и вычислительный эксперимент в материаловедении. Вып. 9: Труды Института проблем материаловедения им. И.Н. Францевича НАН Украины. Серия "Моделирование в материаловедении". — Киев, 2007, с. 79–84.
3. И.Е. Красикова, В.В. Картузов, И.В. Красиков. Компьютерная реализация алгоритма вычисления фрактальной размерности структуры материала по изображениям, полученным при помощи электронной микроскопии. — В сб. Математические модели и вычислительный эксперимент в материаловедении. Вып. 13: Труды Института проблем материаловедения им. И.Н. Францевича НАН Украины. Серия "Моделирование в материаловедении". — Киев, 2011, с. 82–89.
4. И.Е. Красикова, В.В. Картузов, И.В. Красиков. Характеристики компьютерной реализации алгоритма вычисления фрактальной размерности двумерных изображений. — В сб. Математические модели и вычислительный эксперимент в материаловедении. Вып. 15: Труды Института проблем материаловедения им. И.Н. Францевича НАН Украины. Серия "Моделирование в материаловедении". — Киев, 2013, с. 69–73.
5. Б.К. Барахтин, Н.В. Лебедева, У.А. Пазилова. Цифровая обработка и мультифрактальный анализ дифракционных изображений структур. — Деформация и разрушение материалов, №9, 2006. — с. 18–23.
6. И.Е. Красикова, В.В. Картузов, И.В. Красиков. Применение средств распараллеливания вычислений в реализации алгоритма вычисления фрактальной размерности двумерных изображений. // International Journal of Open Information Technologies ISSN: 2307-8162 vol. 3, no. 12, 2015. — P.7-12.
7. Основи створення наноструктурних матеріалів як з максимальним зміцненням, так і з регульованим поєднанням твердості та пластичності. — Звіт ІПМ НАНУ №0104U006638. — Київ, 2014. — 100 с.

Стаття надійшла до редакції 09.03.2017

УДК: 629. 017

А.С. Мазин*Национальная академия Национальной гвардии Украины***ОЦЕНКА ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ ЗАТРАТ ЭНЕРГИИ ДВИГАТЕЛЯ НА ВЫПОЛНЕНИЕ АВТОМОБИЛЕМ ПОВОРОТА**

В статье определены дополнительные затраты энергии двигателя, возникающие при движении автомобиля на повороте. Эти затраты необходимы на создание углового ускорения машины при входе в поворот и выходе из него, а также для движения автомобиля по траектории постоянной кривизны.

Ключевые слова: автомобиль, двигатель, движение, затраты, мощность, поворот, траектория, ускорение, экономичность, энергия.

О.С. Мазин**ОЦІНКА ДОДАТКОВИХ ВИТРАТ ЕНЕРГІЇ ДВИГУНА НА ВИКОНАННЯ АВТОМОБІЛЕМ ПОВОРОТА**

В статті визначені додаткові витрати енергії двигуна, ті що виникають при русі автомобіля на повороті. Ці витрати необхідні на створення кутового прискорення машини при її вході до повороту і виході з нього: а також для руху автомобіля по траєкторії постійної кривизни.

Ключові слова: автомобіль, двигун, рух, витрати, потужність, поворот, траєкторія, прискорення, економічність, енергія.

A. Mazin**EVALUATION OF ENGINE POWER ADDITIONAL EXPENDITURE IN CREATING VEHICLE A TURN**

In the article defined additional expenditure of engine energy which appears in vehicle moving while turning. This expenditure is necessary in creating of vehicle angular acceleration in starting of the corner and ending it as well as for vehicle moving describing a path of constant curvature.

Key words: vehicle, engine, moving expenditure, power, turn, trajectory, acceleration, efficiency, energy.

Постановка проблемы. Повышение энергетической экономичности автомобилей возможно за счет снижения непроизводительных затрат энергии двигателя. Для этого необходимо уточнить дополнительные затраты энергии двигателя на выполнение автомобилем поворота.

Основные задачи исследований должны предусматривать получение аналитических выражений, позволяющих производить оценку затрат энергии двигателя на движение автомобиля по криволинейной траектории.

Анализ последних исследований и публикаций.

Маневренность автомобиля, наряду с другими показателями, определяется также затратами энергии и мощности двигателя на совершение маневра. Впервые на необходимость оценки энергетических затрат при совершении маневра обращено внимание в работах [1, 2, 3, 4].

В работе [4] выполнена оценка затрат мощности двигателя на совершение поворота при движении на магистральных автомобильных дорогах. В указанной работе предложено разложить расходуемую мощность двигателя на три компоненты

$$N_e = N_{e1} + N_{e2} + N_{e3} \quad (1)$$

где N_{e1} – мощность, затрачиваемая на совершение поступательного движения

$$N_{e1} = \frac{m_a \cdot V_a}{\eta_{TP}} \cdot \left(g \cdot f + \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot V_a^2 \right) \quad (2)$$

m_a – общая масса автомобиля;

V_a – линейная скорость автомобиля;

η_{TP} – КПД трансмиссии;

f – коэффициент сопротивления качению колес;

C_x – коэффициент лобового аэродинамического сопротивления;

F – лобовая площадь (мидель) автомобиля;

ρ – плотность воздуха.

N_{e2} – мощность необходимая для совершения установившегося поворота (при установившемся значении угловой скорости ω_z в плоскости дороги)

$$N_{e2} = \frac{m_a \cdot V_a}{\eta_{TP}} \cdot f \cdot (h - r_\delta) \cdot \omega_z^2 \quad (3)$$

где h – высота центра масс автомобиля относительно опорной плоскости;

r_δ – динамический радиус ведущих колес;

N_{e3} – мощность необходимая для поддержания созданного рулевым управлением требуемого управляющего воздействия ω_z при повороте

$$N_{e3} = \frac{m_a \cdot V_a}{\eta_{TP}} \cdot \frac{R^2 + b^2 + i_z^2 + f \cdot b \cdot (h - r_\delta)}{R} \cdot \frac{d\omega_z}{dt} \quad (4)$$

R – радиус поворота, допуская что колеса жесткие в боковом направлении, определим

$$R = L \cdot \operatorname{ctg} \bar{\alpha} \quad (5)$$

где α – средний угол поворота направляющих колес автомобиля;

b – расстояние от задней оси автомобиля до проекции центра масс на горизонтальную плоскость проходящую через эту ось;

i_z – радиус инерции автомобиля относительно вертикальной оси.

Однако в известных исследованиях [1, 2, 3, 4] не определены затраты энергии двигателя на совершение автомобилем поворота, что необходимо для оценки его энергетической экономичности [5].

Цель и постановка задач исследований. Целью исследования является определение энергетических затрат на совершающем автомобилем повороте.

Для достижения поставленной цели необходимо определить затраты энергии двигателя на совершение автомобилем поступательного движения, вход в поворот, выход из него и движение по траектории постоянной кривизны (постоянного радиуса поворота).

Изложение основного материала. Определим энергию двигателя, затрачиваемую на поступательное движение автомобиля при выполнении поворота

$$W_{e1} = \int_0^{t_{\text{пов}}} N_{e1} dt,$$

где $t_{\text{пов}}$ – время совершения автомобилем поворота, при движении с постоянной скоростью

$$V_a = \text{const}$$

$$t_{\text{пов}} = \frac{l_{\text{пов}}}{V_a} \cong \frac{R \cdot \Psi_z}{V_a} \quad (6)$$

$l_{\text{пов}}$ – длина пути, проходимого автомобилем на повороте;

Ψ_z – изменение курсового угла автомобиля за время $t_{\text{пов}}$ совершения поворота.

После подстановки выражения (2) в (5), при условии $V_a = \text{const}$, получим

$$W_{e1} = \frac{m_a \cdot V_a}{\eta_{TP}} \cdot \left(g \cdot f + \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot V_a^2 \right) \cdot t_{\text{пов}} \quad (7)$$

Выражение (7) с учетом отношения (6) примет вид

$$W_{e1} = \frac{m_a \cdot \Psi_z \cdot R}{\eta_{TP}} \cdot \left(g \cdot f + \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot V_a^2 \right) \quad (8)$$

Определим энергию W_{e2} затрачиваемую на совершение установившегося поворота при установившемся значении угловой скорости ω_z автомобиля в плоскости дороги.

$$W_{e2} = \int_0^{t_{\text{пов}}} N_{e2} dt = \frac{m_a \cdot f \cdot (h - r_\delta)}{\eta_{TP}} \cdot \int_0^{t_{\text{пов}}} V_a \cdot \omega_z^2 \cdot dt \quad (9)$$

При $V_a = \text{const}$ и $\omega_z = \text{const}$ выражение (9) после интегрирования примет вид

$$W_{e2} = \frac{m_a \cdot f \cdot (h - r_\delta)}{\eta_{TP}} \cdot V_a \cdot \omega_z^2 \cdot t_{\text{пов}} \quad (10)$$

После подстановки (6) в (10), получим

$$W_{e2} = \frac{m_a \cdot f \cdot (h - r_\delta)}{\eta_{TP}} \cdot R \cdot \Psi_z \cdot \omega_z^2 \quad (11)$$

При установившемся повороте, учитывая соотношение

$$\omega_z = \frac{V_a}{R} \quad (12)$$

преобразуем выражение (11) к виду

$$W_{e2} = \frac{m_a \cdot V_a^2}{R} \cdot \Psi_z \cdot \frac{f \cdot (h - r_\delta)}{\eta_{TP}} \quad (13)$$

Определим энергию двигателя, затрачиваемую на создание углового ускорения автомобиля при входе в поворот и выходе из него

$$W_{e3} = W'_{e3} + W''_{e3} = \int_0^{t_{\text{вх}}} N_{e3} dt + \int_0^{t_{\text{вых}}} N_{e3} dt \quad (14)$$

где $W'_{e3}; W''_{e3}$ - затраты энергии двигателя на создание угловых ускорений при входе в поворот и выходе из него;

$t_{\text{вх}}; t_{\text{вых}}$ - время входа в поворот и выхода из него, соответственно

Используя соотношение (12), получим

$$d\omega_z = -\frac{V_a}{R^2} dR \quad (15)$$

Выражение (14) с учетом соотношений (3), (12) и (15) примет вид

$$W_{e3} = \frac{m_a \cdot V_a^2}{\eta_{TP}} \cdot \left\{ -\int_{R_{\text{max}}}^{R_{\text{min}}} \frac{dR}{R} - [b^2 + i_z^2 + f \cdot b \cdot (h - r_\delta)] \cdot \int_{R_{\text{max}}}^{R_{\text{min}}} \frac{dR}{R^3} - \right. \\ \left. - \int_{R_{\text{min}}}^{R_{\text{max}}} \frac{dR}{R} - [b^2 + i_z^2 + f \cdot b \cdot (h - r_\delta)] \cdot \int_{R_{\text{min}}}^{R_{\text{max}}} \frac{dR}{R^3} \right\} = 0 \quad (16)$$

где $R_{\text{max}}; R_{\text{min}}$ - максимальный и минимальный радиусы траектории движения автомобиля при повороте, $R_{\text{min}} = R$ и $R_{\text{max}} \rightarrow \infty$.

Таким образом, при определении затрат энергии на поворот автомобиля компоненту W_{e3} можно не учитывать.

Суммарные затраты энергии двигателя на поворот автомобиля

$$W_e = W_{e1} + W_{e2} = \frac{m_a}{\eta_{TP}} \cdot \left[\Psi_z \cdot R \cdot (g \cdot f + \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2m_a} \cdot V_a^2) + \frac{V_a^2}{R} \cdot \Psi_z \cdot f \cdot (h - r_\delta) \right] \quad (17)$$

Преобразуем выражение (17) к виду

$$W_e = \frac{m_a \cdot V_a^2}{2\eta_{TP}} \cdot \left[\Psi_z \cdot R \cdot \left(\frac{2g \cdot f}{V_a^2} + \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{m_a} \right) + 2\Psi_z \cdot \frac{f \cdot (h - r_\delta)}{R} \right] \quad (18)$$

В уравнении (18) выделим кинетическую энергию поступательного движения

$$W_{\text{кин}} = \frac{m_a \cdot V_a^2}{2} \quad (19)$$

Тогда

$$\frac{W_e}{W_{кин}} = \frac{\Psi_z}{\eta_{TP}} \left[R \cdot \left(\frac{2g \cdot f}{V_a^2} + \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{m_a} \right) + 2 \cdot \frac{f \cdot (h - r_\delta)}{R} \right] = K_w \quad (20)$$

где K_w – коэффициент отношения энергий.

Коэффициент отношения энергий K_w позволяет производить оценку затрат энергии двигателя на поворот по критерию кинетической энергии поступательного движения автомобиля.

Компонента W_{e2} представляет собой дополнительные затраты энергии на совершение автомобилем поворота. Относительное увеличение затрат энергии двигателя при совершении автомобилем поворота

$$\begin{aligned} \delta W_{доп} = \frac{W_{e2}}{W_{e1}} &= \frac{\frac{m_a \cdot V_a^2}{R} \cdot \Psi_z \cdot \frac{f \cdot (h - r_\delta)}{\eta_{TP}}}{\frac{m_a \cdot \Psi_z \cdot R}{\eta_{TP}} \cdot \left(g \cdot f + \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot V_a^2 \right)} = \\ &= \frac{f \cdot (h - r_\delta)}{R^2 \left(\frac{g \cdot f}{V_a^2} + \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \right)} \end{aligned} \quad (21)$$

Анализ выражения (21) показывает, что с уменьшением радиуса поворота R и увеличением линейной скорости автомобиля V_a происходит увеличение относительного показателя $\delta W_{доп}$ дополнительных затрат энергии двигателя.

Выводы:

1. В результате проведенного исследования получены аналитические выражения, позволяющие производить оценку затрат энергии двигателя на движение автомобиля по криволинейной траектории.
2. Затраты энергии двигателя на совершение автомобилем поворота удобнее всего сравнивать с уровнем кинетической энергии поступательного движения автомобиля. С этой целью определен коэффициент пропорциональности.
3. Отношение компоненты W_{e2} затрат энергии к величине W_{e1} представляет собой относительное увеличение затрат энергии двигателя при совершении поворота автомобиля.

Список литературы:

1. Бобошко А.А. Нетрадиционные способы маневрирования колесных машин / А.А. Бобошко. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2006. – 172 с.
2. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый, А.А. Бобошко]; под редакцией М.А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403 с.
3. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / [М.А. Подригало, В.П. Волков, В.А. Карпенко, Е.М. Гецович, А.А. Бобошко и др.]; под редакцией М.А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 614 с.
4. Подригало М.А. Энергетический аспект обеспечения маневренности автомобилей / М.А. Подригало, Д.М. Клец // Автомобильная промышленность – М.: Машиностроение, 2013. - №7. – с. 10 – 13.
5. Энергетическая экономичность автомобиля и критерии ее оценки / М.А. Подригало, Д.В. Абрамов, Ю.В. Тарасов, В.М. Ефимчук // Вісник національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле – та тракторобудування. Х.: НТУ «ХПІ». – 2015. - № 10 (1119). – с. 28 – 37.

РЕЦЕНЗЕНТИ

1. Профессор кафедры технологии машиностроения и ремонта машин, доктор технических наук, профессор А.С. Полянський.
2. Начальник кафедры эксплуатации и ремонта автомобилей и боевых машин, кандидат воен. наук, полковник В.А. Темников.

Стаття надійшла до редакції 14.03.2017

УДК 667,64:678.02

В.В. Марасанов, А.А. Шарко*Херсонский национальный технический университет***НАНОСТРУКТУРНЫЕ МОДЕЛИ ИНИЦИИРОВАНИЯ СИГНАЛОВ
АКУСТИЧЕСКОЙ ЭМИССИИ**

Изучены причинно-следственные связи образования сигналов акустической эмиссии (АЭ) при деформации материалов. Рассмотрены модели описания дискретной среды образования дефектов микроструктуры и линейно-упругого континуума при распространении сигналов АЭ. Получено дисперсионное соотношение для волн, распространяющихся в линейной цепочке атомов, позволяющее использовать аналитический аппарат дискретных структур в теории сплошной среды. Выполнены расчеты предельной частоты упругих волн и нижней частоты дисперсионной кривой для железа в отсутствие затухания. Обоснована и доказана верификация гипотез сплошности, однородности и изотропности среды, инициирующей сигналы АЭ, малости деформаций, линейной зависимости между деформациями и напряжениями. Результаты работы могут быть использованы для прогнозирования структурных состояний поликристаллических и композиционных материалов на уровне атомных взаимодействий и повреждений, регистрируемых методом АЭ.

Ключевые слова: структура, наноразмерные объекты, акустическая эмиссия, модели, дискретизация.

В.В. Марасанов, А.О. Шарко**НАНОСТРУКТУРНІ МОДЕЛІ ІНІЦІЮВАННЯ СИГНАЛІВ
АКУСТИЧНОЇ ЕМІСІЇ**

Вивчено причинно-наслідкові зв'язки виникання сигналів акустичної емісії (АЕ) при деформації матеріалів. Розглянуто моделі опису дискретного середовища утворення дефектів мікроструктури і лінійно-пружного континууму при поширенні сигналу АЕ. Отримано дисперсійне співвідношення для хвиль, що поширюються в лінійному ланцюжку атомів, що дозволяє використовувати аналітичний апарат дискретних структур у теорії суцільного середовища. Виконано розрахунки граничної частоти пружних хвиль і нижньої частоти дисперсійної кривої для заліза в відсутності загасання. Обґрунтовано і доведено верифікація гіпотез сплошності, однорідності і ізотропності середовища, що ініціює сигнали АЕ, малості деформацій, лінійної залежності між деформаціями і напруженнями. Результати можуть бути використані для прогнозування структурних станів полікристалічних і композиційних матеріалів на рівні атомних взаємодій і пошкоджень, що реєструються методом АЕ.

Ключові слова: структура, нанорозмірні об'єкти, акустична емісія, моделі, дискретизація.

V.V. Marasanov, A.A. Sharko**NANOSTRUCTURED MODELS OF INITIATION SIGNALS
ACOUSTIC EMISSION**

Studied the causal relationships education acoustic emission (AE) signals at the material deformation. The models describe the discrete medium education microstructure defects and linear elastic continuum in the propagation of AE signal. The dispersion relation for waves propagating in a linear chain of atoms, allowing the use of an analytical unit of discrete structures in the continuum theory. Calculations limit frequency elastic waves and lower frequency dispersion curve for iron in the absence of decay. Substantiated and proven verification sploschnosti hypothesis, homogeneous and isotropic medium, initiating signals AE, small deformations, linear relationship between strains and stresses. The results can be used to predict the structural states and polycrystalline composite materials at the atomic interactions and damage detected by AE.

Keywords: structure, nano-sized objects, acoustic emission, models, sampling.

Постановка проблеми. Метод акустической эмиссии (АЭ) позволяет в реальном масштабе времени проводить исследования кинетики объемной структурной перестройки на различных стадиях деформации материалов. В материалах, которые находятся в состоянии далеко от равновесия, происходит самоорганизация и эволюция диссипативных структур, развивающихся в строгой иерархической последовательности. Если деформационное поведение материала на макроуровне можно описать на основе кривых напряжения и деформаций, то эволюцию дефектной структуры, определяющей инициирование сигналов АЭ на атомном уровне, в виде соответствующих моделей можно описать только по изменению структуры и свойств наноразмерных объектов.

Анализ последних достижений и публикаций. Дискретные модели взаимодействия частиц на уровне атомных структур кристаллической решетки дают хорошие качественные результаты лишь при описании поведения кристаллов и зерен материалов, однако, количественное их использование для изучения деформаций, образования трещин сопряжено с рядом математических трудностей [1-3]. В континуальных моделях сплошной среды масса взаимодействующих частиц сосредоточена в элементе объема и представляется их плотностью

[4-6]. Однако их использование не позволяет учитывать микроструктуру реальных материалов и процессов, вызывающих иницирование сигналов АЭ [7,8].

Постановка заданий. Целью работы является изучение вопросов применимости аппарата описания дискретных свойств наноразмерных объектов к континуальным моделям среды, иницирующей сигналы АЭ.

Изложения основного материала. В процессе установления связи между эволюцией дефектной структуры с кинетикой накопления напряжений, регистрируемых методом АЭ, осуществляется верификация следующих гипотез:

– гипотеза сплошности, в которой предполагается, что материал полностью заполняет занимаемый им объем;

– гипотеза об однородности и изотропности среды, в которой предполагается, что свойства материала одинаковы во всех направлениях;

– гипотеза о малости деформаций вызванных нарушениями структуры материала, которая предполагает, что деформации малы по сравнению с размерами деформируемого тела;

– гипотеза о линейной зависимости между деформациями и напряжениями, в которой предполагается, что для большинства материалов справедлив закон Гука, устанавливающий прямо пропорциональную зависимость между деформациями и нагрузками.

Структура материала при нагружении может быть представлена как сложная система, обладающая свойствами нелинейности, неравновесности и необратимости.

Математический формализм описания среды, иницирующей сигналы АЭ, требует привлечения механики сплошных сред на основе описания деформаций и напряжений, вызванных нарушениями структуры материала.

Механические напряжения, определяемые структурными изменениями материала, в математической теории упругости выражаются через силу, приложенную к единичному кубу со сторонами a , b , c . У такой приложенной силы имеются три компоненты: две параллельные поверхности основания F_x , F_y и одна F_z перпендикулярная ей. Соотношение приложенной силы к единице площади представляет собой напряжение, обозначается буквой T и в общем случае выражается через тензор напряжений.

$$T = \begin{bmatrix} T_{xx} & T_{xy} & T_{zx} \\ T_{yx} & T_{yy} & T_{yz} \\ T_{zx} & T_{zy} & T_{zz} \end{bmatrix} \quad (1)$$

Смещение представляет собой вектор u , который имеет три компоненты u_x , u_y , u_z . Деформация S описывается тензором с девятью компонентами. Пример формы записи компонент деформаций S_{xx} и S_{xy} представлен в виде уравнений

$$S_{xx} = \frac{\partial u_x}{\partial x}; \quad S_{xy} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right) \quad (2)$$

Компоненты S_{xz} , S_{yx} , S_{yy} , S_{yz} , S_{zx} , S_{zy} , S_{zz} определяются аналогично.

Графическое объяснение тензора деформации может быть выполнено следующим образом

Пусть точка, находящаяся на расстоянии r от начала координат под действием механического напряжения смещается в положение $r + u$ (рис. 1).

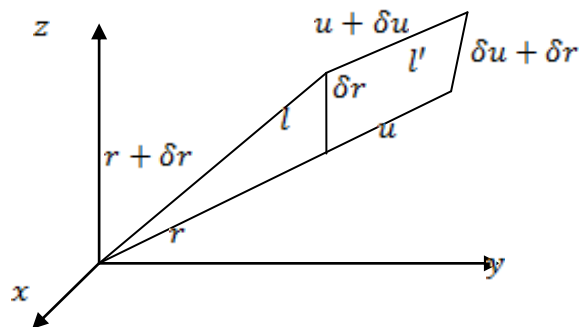


Рис. 1. - Графическое представление изменения деформации материала.

Предложим, что расстояние между точками r и $r + \delta r$ равно l . После смещения величина l становится равной l' .

$$l^2 = (\delta r)^2 = (\delta x_1)^2 + (\delta x_2)^2 + (\delta x_3)^2 \quad (3)$$

$$l'^2 = (\delta r + \delta u)^2 = l^2 + 2\delta u \delta r + (\delta u)^2 \quad (4)$$

Это будет мерой деформации материала.

В общем виде компоненты тензора деформации S_{ij} определяются как

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (5)$$

Тензорные обозначения требуют двойного суммирования по трем независимым индексам i, j, k и записывается в виде матричного соотношения

$$S = \begin{bmatrix} S_{xx} & S_{xy} & S_{xz} \\ S_{yx} & S_{yy} & S_{yz} \\ S_{zx} & S_{zy} & S_{zz} \end{bmatrix} \quad (6)$$

Диагональные компоненты тензора деформаций связаны с продольной, а не диагональные - со сдвиговой деформацией.

В случае малых напряжений напряжения пропорциональны деформациям. Связь (1) с (6) дается уравнением:

$$T = CS \quad (7)$$

где C – упругие постоянные материала.

При малых смещениях уравнение колебательного движения имеет вид:

$$\rho_{m_0} \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} = \frac{\partial T_{ij}}{\partial x_j} \quad (8)$$

где ρ_{m_0} – плотность материала.

Простейшая одномерная модель дискретной нелокальной микроструктуры может быть представлена в виде неограниченной линейной цепочки точечных масс, соединенных упругими связями (рис.2) [1].

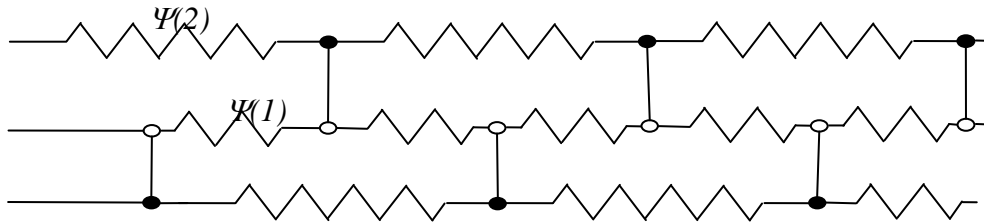


Рис.2. - Модель дискретной однородной структуры

Силовые константы, определяющие свойства такой дискретной модели, являются параметрами упругих связей. Разрушение проявляется в том, что при некотором критическом напряжении жесткость связей внезапно уменьшается. От фронта разрушения уходит энергии, заключенная в упругом предвестнике инициирования сигналов АЭ. Феноменологически, вместо энергетических критериев прочности можно применять силовые.

Эффективные характеристики связей могут быть найдены из потенциала взаимодействия атомов. В связи с этим целесообразно применить аналитический аппарат, который позволяет в рамках единого формализма рассматривать дискретные и непрерывные модели.

Потенциальная энергия такой цепочки является функционалом от поля смещений $u(n)$.

$$\Phi = \Phi_0 + \sum_n \Phi(n)u(n) + \frac{1}{2} \sum_{n,n'} \Phi(n,n')u(n)u(n') + \frac{1}{3!} \sum_{n,n',n''} \Phi(n,n',n'')u(n)u(n')u(n'') + \dots \quad (9)$$

Где Φ_0 – энергия линейной цепочки в равновесном состоянии,
 n, n', n'' – номера взаимодействующих частиц.

Два первых члена отбрасываются, т.к. разложение производится около положения равновесия, четвертый и последующие слагаемое представляют ангармоническую модель и также исключаются из рассмотрения. Параметры модели $\Phi(n, n')$ являются силовыми константами.

Для двух частиц и n' значение потенциальной энергии Φ равно:

$$\Phi = \frac{1}{2} \sum_{n, n'} \Phi(n, n') u(n) u(n') \quad (10)$$

Для смещений $u(n, t)$, зависящих от времени, кинетическая энергия такой цепочки точечных масс:

$$T = \frac{m}{2} \sum_n \dot{u}^2(n, t) \quad (11)$$

Разность кинетической энергии T и потенциальной энергии Φ определяет функцию Лагранжа L . Если же на частицы среды действуют внешние силы $q(n, t)$, то функция Лагранжа в гармоническом приближении выражает собой закон сохранения энергии и приобретает вид:

$$L = \frac{m}{2} \sum_n \dot{u}^2(n, t) - \frac{1}{2} \sum_{n, n'} \Phi(n, n') u(n, t) u(n', t) + \sum_n q(n, t) u(n, t) \quad (12)$$

В этом уравнении не учитывается расположение внешних сил, что является теоретическим обоснованием гипотезы о малости деформаций при возникновении сигналов акустической эмиссии.

Уравнение Лагранжа в общем виде записывается как:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{u}} - \frac{\partial L}{\partial u} = 0 \quad (13)$$

Если функция Лагранжа любой механической системы известна, то можно определить уравнение движения.

С учетом функции Лагранжа уравнение колебательного движения частиц, инициирующих возникновение сигналов АЭ, в линейной цепочке принимает вид:

$$m \ddot{u}(n, t) + \sum_{n'} \Phi(n, n') u(n', t) = q(n, t) \quad (14)$$

Отсюда просматривается физический смысл силовых констант $\Phi(n, n')$. Если частица с координатой n' получает единичное статическое смещение, а смещения остальных частиц равны нулю, то внешняя сила $q(n, t)$, приложенная в точке n и компенсирующая реакцию упругой связи, равна $\Phi(n, n')$. Она и будет характеристикой взаимодействия между атомами.

Для однозначного определения $\Phi(n, n')$ необходимо выполнение симметрии $\Phi(n, n') = \Phi(n', n)$ или при парных взаимодействиях частицы n с ближайшими соседями слева и справа водородной цепочки атомов $\Phi(n + n') = \Phi(n' - n)$. С учетом этого уравнение колебательного движения может быть записано в форме конечных разностей:

$$m \ddot{u}(n, t) - \sum_{n'} \Psi(n') [u(n - n', t) - u(n', t)] = q(n, t) \quad (15)$$

Задание функции одного аргумента $\Phi(n)$ определяет упругие связи в однородной линейной цепочке.

$$\Phi(n) = \Phi(-n) \quad (16)$$

В реальных механических системах дальное действие ограничено затуханием в среде [1].

$$\Phi(n) = -\Psi(n) \quad n \neq 0 \quad (17)$$

$$\Phi(0) = \sum \Psi(n) \quad (18)$$

При этом в линейных системах энергия представляет собой квадратичную функцию. С учетом того, что энергия пружины, соединяющей частицы n и n' , делится между ними поровну средняя энергия, приходящаяся на частицу в точке n , определяется как энергия пружины с жесткостью Ψ , соединяющей частицы n и n' :

$$W(n) = \frac{1}{4} \sum_{n'} \Psi(n - n') [u(n) - u(n')]^2 \quad (19)$$

Величина $W(n)$ инвариантна относительно трансляции, т.е. формула, остается справедливой для следующих ячеек без ее изменений.

Одним из преимуществ такого подхода является возможность сопоставления рассмотрения структуры и свойств наноразмерных объектов с их физической интерпретацией.

В силу дискретной природы вещества дискретны и происходящие в них физические процессы. Кажущаяся непрерывность любого процесса является фактом усреднения большого числа дискретных событий. Большое количество элементарных событий, образующих их потоки, может привести к макроскопическим явлениям, сопровождающим изменением энергетического состояния тела. Часть высвобождающейся энергии излучается в виде упругих волн акустической эмиссии. Возможный механизм образования внутренних напряжений в материалах при воздействии внешних нагрузок может быть описан с помощью эволюционных представлений теории дислокаций. Дислокации образуются в местах, где энергия активации, необходимая для их образования понижается вследствие концентрации напряжений.

При деформации металла расстояние между атомами под действием внешних сил изменяется, линии и плоскости, проходящие через атомы, искривляются, за счёт чего искажается кристаллическая решетка. При устранении внешних сил атомы вновь занимают свои места в кристаллической решетке и материал полностью заполняет занимаемый им объем, что следует из принятой гипотезы сплошности.

Энергия, требуемая для образования дислокаций, длиной в одно межатомное расстояние, равна энергии, необходимой для образования в решетке одного вакантного места. В отсутствие других дислокаций или дефектов она будет перемещаться. Поэтому необходим переход от рассмотрения колебаний атомов в дискретной структуре к совокупности распространяющихся волн.

Любое локальное нарушение равновесия среды создает распространяющееся в ней возмущение, однако, сами колебания атомов в кристаллической решетке не инициируют распространяющуюся волну. Для этого необходимы внешние возмущения, вызванные изменениями структуры, движением дислокаций, фазовыми превращениями и т.д. С этих позиций представляет интерес рассмотрение свободных колебаний в неограниченной среде.

Влияние структуры среды на динамику разрушения проявляется при исследовании простейшей модели одномерной цепочки, состоящей из взаимодействующих частиц, расположенных на одной прямой (рис. 3).

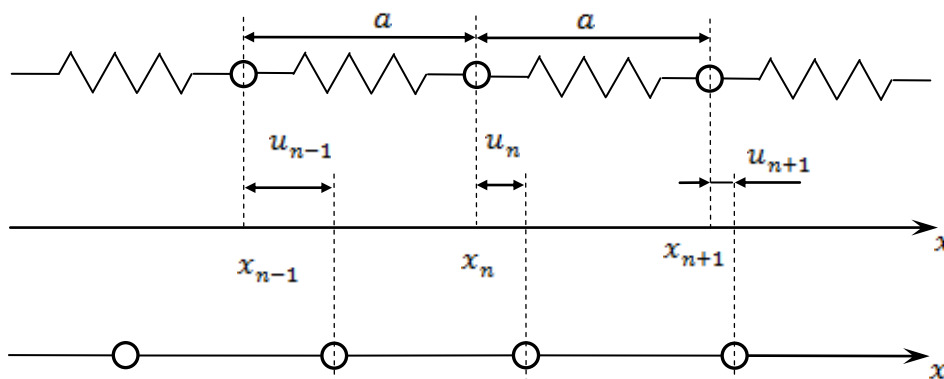


Рис.3.- Распространение продольного возмущения в цепочке атомов.

Пусть частицы, с точечными массами m , имеют равновесные координаты na , где a – расстояние между частицами. Рассматриваемую линейную цепочку будем считать однородной, т.е. такой, в которой можно выделить периодически повторяющуюся ячейку. Характерными свойствами такой нелокальной модели являются ее дискретная структура и силы дальнего действия[9].

Будем считать существенными только взаимодействия соседних атомов, т.е. учитывать короткодействующие силы. Обозначим через u_n смещение атома nc координатой x_n .

Пусть одна из частиц, расположенная в начале координат, совершает синусоидальное колебание по закону:

$$u_0 = Ae^{i\omega t} \quad (20)$$

Где A – амплитуда колебаний,
 ω – круговая частота.

Смещение $u_n = Ae^{i(\omega t - kxn)}$ соответствует продольной волне, распространяющейся с фазовой скоростью V_0 :

$$V_0 = \frac{\omega}{k} \quad (21)$$

где $k = 2\pi/\lambda$ – волновой вектор,
 λ – длина волны.

Уравнение движения атома n с массой M имеет вид [1].

$$M \frac{\partial^2 u_n}{\partial t^2} = \beta(u_{n+1} + u_{n-1} - 2u_n) \quad (22)$$

где M – масса атома,
 β – силовая константа.

Выражения для смещения каждого атома выглядят в отсутствии затухания следующим образом:

$$u_n = Ae^{i(\omega t + \varphi_n)} \quad (23)$$

$$u_{n-1} = Ae^{i(\omega t + \varphi_{n-1})} \quad (24)$$

$$u_{n+1} = Ae^{i(\omega t + \varphi_{n+1})} \quad (25)$$

где φ – фаза колебаний.

С учетом того, что в равновесии атомы расположены на равных расстояниях и разность фаз $\Delta\varphi$ постоянна вдоль цепочки имеем:

$$\Delta\varphi = -ka \quad (26)$$

Подставив (26) в (22), получим дисперсионное соотношение для продольных волн, распространяющихся в линейной цепочке атомов:

$$M\omega^2 = 4\beta \sin^2 \frac{ka}{2} \quad (27)$$

или

$$\omega = 2\sqrt{\frac{\beta}{M}} \left| \sin \frac{ka}{2} \right| \quad (28)$$

Отсюда следует, что ω является четной периодической функцией аргумента a , определенной в диапазоне $(-\pi/a, +\pi/a)$. Когда длина волны оказывается одного порядка с межатомным расстоянием a , в среде наблюдается дисперсия. Так как $|\sin ka/2| < 1$, частота упругих волн оказывается ограниченной частотой ω_0 (рис.4).

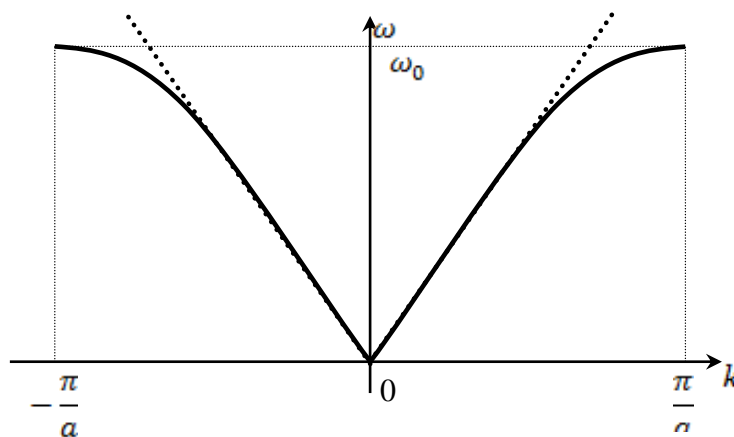


Рис.4. - Дисперсионные зависимости для продольной волны

Выше ω_0 наблюдается сильная дисперсия, проявляющаяся в отклонении графика от линейной зависимости. В области частот ниже частоты ω_0 дисперсия отсутствует и частота ω зависит только от волнового числа k . Такую цепочку можно рассматривать как однородную и упругую.

В твердом теле равновесные положения атомов фиксированы. Для очень малых длин волн, сравнимых с межатомным расстоянием, среду, в которой распространяется волна уже нельзя рассматривать как непрерывную. Поэтому в среде существует предел для частоты упругих волн, определяющих границу дискретных преобразований структуры и непрерывных распространений сигналов АЭ.

Как следует из (рис.4) максимальное значение частоты достигается при $|k| = \pi/a$, т.е. при $\lambda = 2a$. При этом:

$$\omega^2 = \omega_{\max}^2 = \frac{4\beta}{M} \quad (29)$$

Получен интересный результат. В дискретной среде волны с длиной меньше $2a$ распространяться не могут.

Для малых значений волновых чисел, когда $kl \leq 1$ дисперсионная зависимость представляет собой прямую линию, наклон которой определяет скорость распространения упругих волн низких частот. При наличии дисперсии скорость ультразвуковых колебаний увеличивается с ростом частоты.

Высокочастотные короткие волны вследствие инерции масс частиц распространяются медленнее, чем длинные низкочастотные. Если период акустической волны мал, и следовательно является высокой ее частота, внутренние силы, удерживающие атом в кристалле, становятся малыми и становятся слабыми силовые константы $\Phi(n, n')$. Таким образом дисперсионные кривые $\omega = \omega(k)$ определяют структуру атомных связей.

Как следует из рассмотрения (рис.4) для каждой частоты, меньшей частоты отсечки $\omega_0 = 2(\beta/M)^{0.5}$, могут распространяться две продольные волны в противоположных направлениях характеризующиеся равными по знаку волновыми числами.

Кроме методологических принципов подтверждения высказанных гипотез необходимы и некоторые расчетные операции обработки имеющихся экспериментальных данных. Когда длина волны оказывается одного порядка с межатомными расстояниями a , в среде возникает дисперсия частот. Частота упругих волн, которые могут распространяться в кристаллической решетке, ограничивается значением:

$$f_0 = \frac{V_0}{\pi a} \quad (30)$$

Скорость распространения упругих волн в твердых телах V_0 заключается в пределах от 3000 м/с до 6000 м/с и для железа составляет 5850 м/с [10]. Для железа 1 грамм-моль атома равен 56 г. Исходя из этого, в одном грамм-моле вещества содержится $6.02 \cdot 10^{23}$ частиц. Это значит, что $6.02 \cdot 10^{23}$ атомов железа имеют массу 56 г. Отсюда масса атома железа M равна $56 / 6.02 \cdot 10^{23} = 9.3 \cdot 10^{-23}$ г.

Расстояние между атомами железа вычисляли по формуле

$$a = \sqrt[3]{\frac{M}{N_a \rho}} \quad (31)$$

где N_a – число Авогадро,
 $\rho = 7800$ кг/м³ – плотность железа [10].

Отсюда величина $a = 2.5 \cdot 10^{-10}$ м.

С учетом этого предельная частота кристаллической решетки f_0 равна 780 ГГц. Полученное значение гораздо больше тех частот, на которых обнаруживаются сигналы АЭ: т.е. от нескольких КГц до нескольких МГц [11]. Таким образом, среда, в которой распространяются упругие волны АЭ, инициируемые возникающими и развивающимися дефектами, может рассматриваться как сплошная среда без дисперсии. Это является еще одним подтверждением гипотезы о сплошности среды.

Применимость одномерной упругой модели ограничивается областью, в которой дисперсионную кривую можно аппроксимировать прямой. Для такой области фазовая скорость, определяющая скорость распространения фазы волны $v_f = \omega/k$ и групповая скорость v_g , характеризующая скорость распространения волнового пакета совпадают. Модель с нелинейной зависимостью $\omega(k)$, характеризующая пространственной дисперсией, может быть распространена лишь на кристаллическую решетку. Следовательно, величина дисперсии является тем частотным пределом, который определяет применимость аппарата описания дискретных свойств наноразмерных объектов к континуальным моделям структуры среды инициирующей возникновение сигналов АЭ.

Предложенная модель линейно – упругого континуума простой структуры с нелокальным расположением частиц может быть использована для сравнения с экспериментальными данными и прогнозирования структурных состояний поликристаллических и композиционных материалов на уровне атомных взаимодействий и повреждений.

Выводы

Проведенный анализ эволюции структурных преобразований при возникновении напряжений в упругой среде позволил установить, что в гармоническом приближении уравнение движения дислокаций, инициирующих возникновение сигналов АЭ, является линейным. Все смещения частиц будут продольными, а структура материала однородной, т.е. свойства материала будут одинаковы во всех направлениях.

Изучение дисперсионных соотношений при распространении продольных возмущений в цепочке атомов в отсутствии затухания показало, что все атомы колеблются с одинаковой частотой, принимающей максимальное значение при $|k| = \pi/a$. В дискретной среде волны с длиной волны меньшей $2a$ распространятся, не могут.

Вычисления показали, что для железа предельная частота упругих волн, равна 780 ГГц, в то время как нижняя граница частоты дисперсионной кривой равна 1,250 ГГц, что гораздо больше и тех частот, на которых обнаруживаются сигналы АЭ от нескольких КГц до нескольких МГц. Длина волны для этих частот изменяется от мкм до мм, что гораздо больше межатомного расстояния. Поэтому среда, в которой распространяются упругие волны, инициируемые развивающимися дефектами может считаться сплошной.

Рассмотренная одномерная дискретно-континуальная модель микроструктуры в виде неограниченной линейной цепочки точечных масс, соединённых упругими связями, позволяет получить уравнения их движения и определить силовые константы на основании уравнения Лагранжа. Модель можно использовать, если деформации распространяются достаточно медленно, в масштабах радиуса взаимодействия и размеров ячейки, чтобы перемещения осуществились не только по координатам, но и во времени.

Представленный формализм преобразований, вызванных напряжениями в структуре материалов, в непрерывную аналитическую функцию позволяет соединить близко и далекодействие возмущающих воздействий, что может быть использовано при формировании требований к чувствительности датчиков АЭ.

Литература

1. Кунин И.А. Теория упругих сред с микроструктурой. Нелокальная теория упругости. – М.: Наука 1982. – 424с.
2. Marasanov V. Mathematical Models for Interrelation of Characteristics of the Developing Defects with Parameters of Acoustic Emission Signals/ V. Marasanov, A. Sharko//International Fronter Science Letters, 2016. – V.10. – P.37-44
3. Carpinteri A. Structural damage diagnosis and lifetime assessment by acoustic emission monitoring / A. Carpinteri, G. Lacidogna, N. Pugno // Engineering Fracture Mechanics, 2007.– №74.– P.273-289.
4. Lymarenko Y.A. Mathematical modeling of acoustic emission process. /Y.A. Lymarenko, A.D. Shamprovskij // Technical Diagnostics and Non-Destructive Testing, 2003. – №1. –P.30-33.
5. Vinikov V.A. Theoretical models of acoustic emission in rocks / V.A. Vinikov, A.S. Voznisenskij, K.B. Ustinov, V.L. Shkuratyn // Journal of Applied Mechanics and Theoretical Physics, 2010. – №1. – P.100-105.
6. Санчес-Паленсия Э. Неоднородные среды и теория колебаний М.: Мир, 1984. –472с.
7. Лисина С.А. Континуальные иструктурно-феноменологические модели в механике сред с микроструктурой // Автореф. дис. канд. физ-мат. наук / Нижний Новгород 2009.– 20с.
8. Емельянов А.Н. Эффективные характеристики в моментной теории упругости. // Автореф. дис. канд. физ-мат. наук / МГУ им. М.В. Ломоносова 2016. – 156с.
9. Дьелесан Э., Руайе Д. Упругие волны в твердых телах. Применение для обработки сигналов пер. с франц. М.: Наука 1982. - 424с.
10. Физические величины. Справочник. Под ред. Григорьева И.С., Мейлихова Е.З. М.: Энергоатомиздат, 1991. – 1232с.
11. Marasanov V.V. Analysis of mechanisms origin acoustic evission signals at dynamic ladening of solids / V.V. Marasanov, A.A. Sharko, V.V. Kobersky //Vistnyk of Kherson National Technical University, 2016. – №2. –P.60-65.

Стаття надійшла до редакції 08.02.2017

УДК 621. 822:681.2:369.64

І.В. Марчук, А.М. Ештеівілі, М.В. Олексин
Луцький національний технічний університет
**ТЕХНОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТОЧНОСТІ ШЛІФУВАННЯ ПОВЕРХОНЬ
ОБЕРТАННЯ ПІДШИПНИКІВ**

В роботі розглядаються особливості забезпечення параметрів точності поверхонь обертання на операціях безцентрового шліфування.

Ключові слова: шліфування, швидкість, якість, верстат..

И.В. Марчук, А.М. Ештеивили, М.В. Олексин
**ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТОЧНОСТИ ШЛИФОВАНИЯ
ПОВЕРХНОСТЕЙ ВРАЩЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ**

В работе рассматриваются особенности обеспечения параметров точности поверхностей вращения на операциях бесцентрового шлифования.

Ключевые слова: шлифовка, скорость, качество, станок

I.V. Marchuk, A.M. Eshteivili, M.V. Oleksyn
**TECHNOLOGY GRINDING ENSURE THE ACCURACY OF THE BEARING SURFACES
OF REVOLUTION**

In this paper, the features ensuring accuracy parameters of surfaces of revolution on operations centreless grinding.

Keywords: grinding, speed, quality, machine.

Під час шліфування кільце утримується магнітним патроном, опираючись і тручись доріжкою кочення по поверхнях башмаків й обертається з частотою приблизно 200 – 600 об/хв. Напрямок обертання – протилежний напрямку обертання шліфувального круга. Шпиндель деталі обертається від окремого приводу з плоскою пасовою передачею. Плоскопасові передачі, з-поміж інших передач, найменше передають вібрації ведучого шківа.

Різальний інструмент – шліфувальний круг має незалежний привід. Для верстатів внутрішнього шліфування це, як правило, шпиндель – двигун, що забезпечує велику частоту обертання з мінімальним рівнем вібрацій. Круг кріпиться на оправі, яка встановлюється у шпинделі і забезпечує обертальний рух та прямолінійне переміщення вздовж осі. Крім цього, шпиндель може переміщуватись з різною швидкістю у поперечному напрямку.

В робочій зоні шліфувального верстату встановлено й вимірювальну головку системи активного контролю розмірів. Головка кріпиться на спеціальному верстатному пристрої, який в автоматичному режимі забезпечує підвід та відвід головки – здійснює лінійний вивід щупів з отвору деталі та виведення головки обертальним рухом із зони різання. Опущення вимірювальних щупів на контрольовану поверхню та їх відвід на величину приблизно 0,5 – 4 мм виконується пристроєм арретування, який вмонтовано безпосередньо в вимірювальну головку.

Шліфувальний круг вводиться в отвір кільця, має частоту обертання приблизно 20 – 80 тис. об/хв і під час шліфування здійснює прямолінійні рухи вперед – назад (осцилює) вздовж осі кільця на величину, яка становить приблизно 2 – 6 мм. Шліфування може виконуватись у двох режимах: врізне шліфування – шліфувальний круг примусовою подачею подається по нормалі в напрямку поверхні шліфування [132], і виходжування – шліфувальний круг не подається до поверхні шліфування поперечною подачею, а шліфування відбувається за рахунок вирівнювання напружень в технологічній системі, які виникли за врізного шліфування. Відповідно, шліфування в режимі виходжування носить характер "затухаючого" процесу і через деякий час припиняється. За величиною подачі врізне шліфування поділяють на чорнове та чистове [90]. Такий поділ є умовним і відрізняється величиною врізаної подачі: на чорновому шліфуванні величина подачі більша, на чистовому – менша.

Характеристики безцентрового шліфування наведено в таблиці 1.

Таблиця 1.

Режими шліфування і час на операцію

№ п/п	Режим шліфування	Умовне познач.	Один.вимір.
1	швидкість обертання деталі	$V_{дет}$	м/хв
2	частота обертання деталі	$n_{дет}$	об/хв
3	швидкість обертання круга	$V_{ш.кр.}$	м/с
4	частота обертання круга	$n_{ш.кр.}$	об/хв
5	кількість подвійних ходів	$n_{дв.х.}$	дв.х./хв
6	величина осциляції	$L_{осц}$	мм
7	форсована подача	$S_{форс}$	мм/хв
8	чорнова подача	$S_{чорн.}$	мм/хв
9	чистова подача	$S_{чист.}$	мм/хв
10	час на операцію	$T_{оп}$	с
11	загальний час циклу	$T_{ц}$	с

Похибки, викликані технологічними чинниками носять характер випадкових функціональних похибок. Функціональних – тому, що змінюються у функції часу, випадкових – так як в різних дослідах або за різних реалізацій випадкових розмірних функцій виникає ціле сімейство характеристичних кривих. Випадковий характер цих похибок зумовлюється тим, що вони залежать від великої кількості різних факторів, що діють спонтанно, але створюють визначальний вплив.

Розмірне зношування різального інструменту під час шліфування залежить не тільки від методу шліфування, але й від глибини різання, поздовжньої подачі, окружної швидкості деталі, її діаметру, твердості та якості матеріалу заготовки, якості шліфувального круга, його діаметру й величини затуплення, методу й режиму правки круга, геометрії правлячого інструменту, швидкості різання, вібрацій тощо.

Силві деформації технологічної системи залежать від жорсткості вузлів верстату, кількості та жорсткості стиків, глибини різання, величини поздовжньої подачі, окружної швидкості деталі, її діаметру, твердості та якості матеріалу заготовки, якості й діаметра шліфувального круга, швидкості різання, температури нагрівання вузлів верстату, в'язкості та кількості мастила, сил тертя в механізмах верстату тощо.

Теплові деформації під час шліфування залежать від конструкції окремих вузлів верстату, кількості охолоджуючої рідини та її теплових і фрикційних властивостей, протяжності теплових розмірних ланок, від характеристик шліфувального круга, величини подач, швидкості й глибини різання, матеріалу й розмірів заготовок, температури навколишнього середовища, сил тертя, кількості й якості змащування, інтенсивності використання обладнання, маси елементів, які можуть деформуватись, вібрації.

Точність технологічних систем суттєво пов'язана з динамікою об'єкту управління. До об'єкта управління, для процесу шліфування деталей методом врзання, відносяться: власне сам процес шліфування та механічна частина верстату, пов'язана з подачею шліфувального круга й кріпленням оброблюваної деталі, а також сама деталь [1].

Реальний верстат є складною динамічною системою зі значною кількістю ступеней вільності, повний розгляд якої, є доволі складним завданням і мало придатним для практичного використання [1]. Для в'яснення основних причин, які впливають на зміну розміру деталі, достатньо спрощеної динамічної моделі об'єкту з однією ступіннювільності, показаної на рис.1. Обмежити кількість ступеней вільності верстату в динамічній моделі можна на тій основі, що деталь та інструмент у перерізі, перпендикулярному до осі обертання, має форму кола, внаслідок чого можна вважати, що зміна розміру відбувається лише під дією нормальної складової руху. Впливом тангенційної складової можна знехтувати, як величиною другого порядку малості [1].

Аналіз динамічної моделі об'єкту виконується з припущенням, що верстат є лінійною пружною системою з опором, пропорційним першій ступені швидкості; зусилля різання пропорційне фактичній товщині шару металу, який знімається [2].

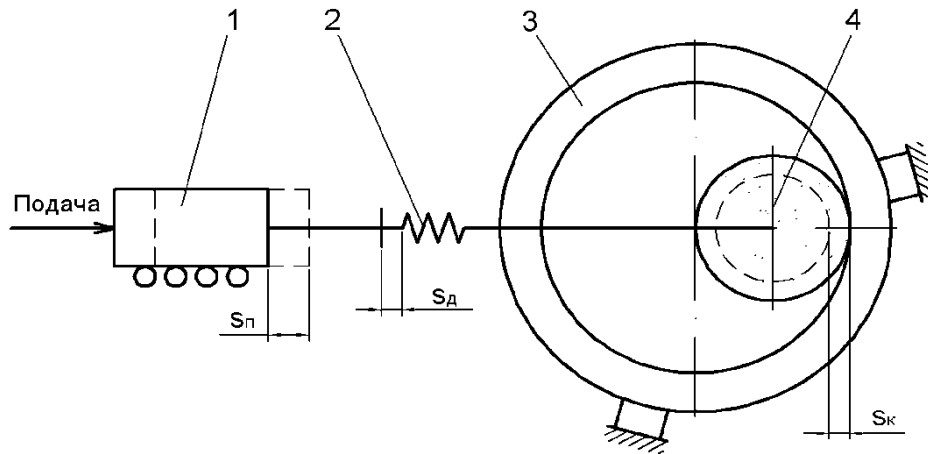


Рис. 1. - Динамічна модель об'єкту управління

Об'єкт управління для оброблення непружної деталі [2], наприклад, шліфування отвору внутрішнього кільця підшипника, як динамічну модель, можна подати у вигляді замкнутої системи, яка складається з п'яти ланок.

Перша ланка – подача шліфувального круга. Вхідним сигналом ланки є переміщення шліфувальної бабки s_n , вихідним сигналом – нормальна сила f , з якою шліфувальний круг діє на оброблювану деталь. Рівняння ланки

$$f = \kappa_1 s_n, \quad (1)$$

де κ_1 – жорсткість системи, Н/м.

Друга ланка – швидкість зношування шліфувального круга. Вхідним сигналом ланки є нормальна сила f , а вихідним – швидкість зношування шліфувального круга \dot{s}_k . Рівняння ланки

$$\dot{s}_k = \kappa_2 f, \quad (2)$$

де κ_2 – ступінь зношування шліфувального круга, м/(Н·с).

Третя ланка – зношування шліфувального круга. Вхідним сигналом є швидкість зношування шліфувального круга \dot{s}_k , а вихідним – величина зношування круга s_k , тобто ця ланка є інтегруючою, і операцію, яку вона виконує можна подати у вигляді:

$$s_k = \int_{t_0}^t \dot{s}_k dt, \quad (3)$$

де t_0 – час початку оброблення;

t – поточний час оброблення.

Четверта ланка – швидкість зняття припуску деталі. Вхідним сигналом ланки є сила f , а вихідним – швидкість зняття припуску, тобто швидкість зміни розміру деталі \dot{s}_d . Рівняння ланки

$$\dot{s}_d = \kappa_3 f, \quad (4)$$

де κ_3 - питоме зняття припуску, м/(Н·с).

П'ята ланка – зняття припуску деталі. Вхідний сигнал – швидкість зняття припуску, вихідний – величина знятого припуску за час шліфування s_d . Рівняння ланки

$$s_d = \int_{t_0}^t \dot{s}_d dt. \quad (5)$$

Передатні функції ланок:

першої ланки
$$W_1(p) = \frac{F(p)}{s_n(p)} = \kappa_1, \quad (6)$$

другої ланки
$$W_2(p) = \frac{ps_k(p)}{F(p)} = \kappa_2, \quad (7)$$

$$\text{третьої ланки} \quad W_3(p) = \frac{s_k(p)}{ps_k(p)} = \frac{1}{p}, \quad (8)$$

$$\text{четвертої ланки} \quad W_4(p) = \frac{ps_d(p)}{F(p)} = \kappa_3, \quad (9)$$

$$\text{п'ятої ланки} \quad W_5(p) = \frac{s_d(p)}{ps_d(p)} = \frac{1}{p}. \quad (10)$$

На основі отриманих рівнянь ланок можна побудувати структурну схему об'єкту управління [3] (рис.2).

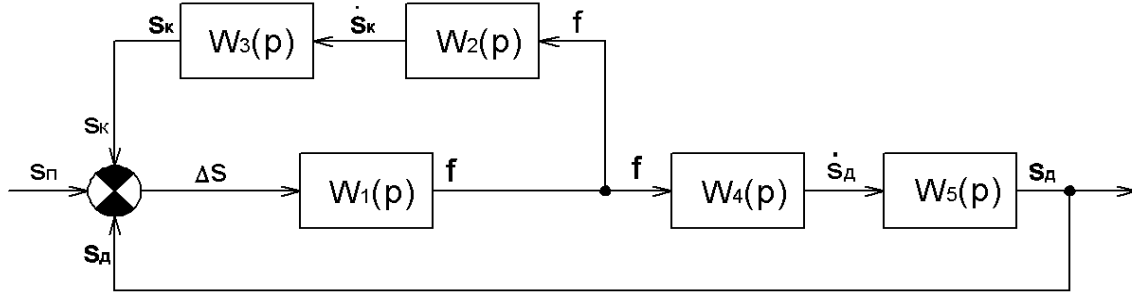


Рис.2. - Структурна схема об'єкту управління

Відповідно до загального рівняння процесу шліфування

$$s_{\Pi} = s_{\text{д}} + s_{\text{к}} + s_{\text{нд}}, \quad (11)$$

де $s_{\text{нд}}$ – величина пружних деформацій системи.

На основі методів теорії автоматичного управління [33] з використанням передавальних функцій, передавальна функція розімкнутої системи, вихідна величиною якої – зняття припуску $s_{\text{д}}$:

$$W_p(p) = \frac{s_{\text{д}}(p)}{s_{\Pi}(p)} = \frac{W_1(p)W_4(p)W_5(p)}{1 + W_1(p)W_2(p)W_3(p)} = \frac{\kappa_1\kappa_3 \frac{1}{p}}{1 + \kappa_1\kappa_2 \frac{1}{p}} = \frac{\kappa_p}{1 + T_p p}, \quad (12)$$

де $\kappa_p = \kappa_3 / \kappa_2$ – коефіцієнт передачі розімкнутої системи об'єкту;

$T_p = 1 / \kappa_1\kappa_2$ – постійна часу розімкнутої системи об'єкту.

Передавальна функція замкнутої системи об'єкта управління

$$W_{\text{зм}}(p) = \frac{W_p(p)}{1 + W_p(p)} = \frac{\kappa_{\text{зм}}}{1 + T_{\text{зм}} p}, \quad (13)$$

де $\kappa_{\text{зм}} = \kappa_p / (1 + \kappa_p) = \kappa_3 / (\kappa_2 + \kappa_3)$ – коефіцієнт передачі замкнутої системи об'єкту;

$T_{\text{зм}} = T_p / (1 + \kappa_p) = 1 / [\kappa_1(\kappa_2 + \kappa_3)]$ – постійна часу замкнутої системи об'єкту.

Таким чином, передавальна функція об'єкту управління шліфуванням непружної деталі відповідає аперіодичній ланці з постійною часу $T_{\text{зм}}$ та коефіцієнтом передачі $\kappa_{\text{зм}}$.

Характер та кількість факторів впливу на точність для інших видів механічного оброблення, наприклад, точіння, фрезерування, приблизно така ж. Дія багатьох з перелічених факторів має випадковий характер для оброблення на одному верстаті або для оброблення партії деталей, а деякі фактори змінюються навіть в одному циклі оброблення однієї деталі.

Отже, похибки розмірів є результатом сумісного впливу зношування й затуплення різального інструменту, теплових та силових деформацій. Очевидно, що й сумарна дія цих чинників також має випадковий характер.

На рис. 3 показані умовні криві зміни у часі розмірного зношування різального інструменту (1), теплових (3) та силових (2) деформацій технологічної системи, а також графік зміни теплових деформацій оброблюваних деталей (4). Штриховою лінією показано приблизну криву сумарної зміни у часі розмірів деталей під впливом сумісної дії всі вказаних чинників.

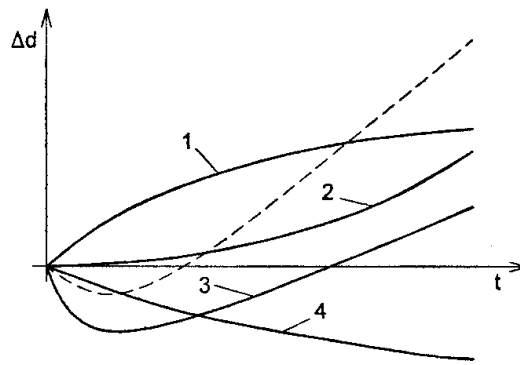


Рис. 3. - Сумарний вплив на точність розмірів зношення: шліфувального круга (1), силових (2) і теплових (3) деформацій технологічної системи

Наведені графіки дозволяють зробити наступні висновки:

Серед похибок оброблення є такі, інтенсивності зміни яких взаємно компенсуються. Якщо відразу після правки круга, або у загальному випадку – заточування або заміни різального інструменту, значний вплив на зміну розмірів виявляє зношування різального інструменту, то вплив силових деформацій у цей період виявляється найменшим. І, навпаки, зростання впливу силових деформацій, що виникає внаслідок затуплення інструменту, супроводжується одночасним зменшенням впливу його зношування [3].

Крім цього, загальна тенденція до збільшення розмірів деталей компенсується для зовнішнього шліфування їх тепловими деформаціями. Наприклад, взаємна компенсація впливу силових деформацій технологічної системи і теплових деформацій оброблюваних деталей; обидві похибки мають протилежні знаки та збільшуються по мірі затуплення різального інструменту. Слід підкреслити, що для внутрішнього оброблення отворів дія зношування інструменту, теплових деформацій оброблюваних деталей та силових деформацій технологічної системи направлена в одну сторону і викликає зменшення розмірів оброблюваних деталей.

На початковій стадії оброблення суттєвіший вплив на розміри деталей виявляють інтенсивно зростаючі теплові деформації шліфувальної бабки, що призводить до зменшення розмірів деталей. По мірі стабілізації теплових деформацій шліфувальної бабки розміри деталей починають поступово збільшуватись, причому збільшення має приблизно рівномірний характер. Тому, можна умовно вважати, що після стабілізації теплових деформацій шліфувальної бабки й різальної поверхні круга зміна функціональних опосередкованих похибок підпорядковується закону рівної ймовірності, хоча, зрозуміло, можуть зустрічатись і значні відхилення від вказаного закону. Для різних реалізацій випадкових розмірних функцій графіки зміни розмірів деталей можуть суттєво відрізнятись одна від одної.

Таким чином, сумарний вплив на точність оброблення зношення різального інструменту, теплових та силових деформацій технологічної системи має досить складний характер і може викликати як збільшення, так і зменшення розмірів оброблюваних деталей.

Висновки: Карданні підшипники, як елементи передач в механізмах різного призначення характеризуються рядом якісних показників, що визначають їх експлуатаційні властивості, одним з яких виступає точність та якість передачі обертового руху, а також точність посадок у з'єднаннях з іншими елементами механізмів. Вирішення проблеми забезпечення точності можливе лише в технологічному процесі виготовлення комплектуючих елементів підшипників.

Літературні джерела:

1. Джугурян Т.Г. Обработка деталей на отделочно-расточных станках / Т.Г. Джугурян, П.А. Линчевский, О.А. Оргян. – К.: Техника, 2000. – 300 с.
2. Рыжов Э.В. Технологическое обеспечение эксплуатационных свойств деталей машин / Э.В. Рыжов, А.Г. Сулов, В.П. Федоров. – М.: Машиностроение, 1979. – 176 с.
3. Якимов А.В. Прерывистое шлифование / А.В. Якимов, Ю.А. Бояршинов и др. // Вестник машиностроения. – 1967. – №3. – С. 76-78.
4. Равенець Л.М., Марчук В.І., Марчук С.В., Марчук І.В. Моделювання динаміки процесу безцентрового шліфування кілець роликотпідшипників. Збірник наукових праць Перспективні технології та прилади, Випуск № 3, Луцьк.: Вид-во ЛНТУ, 2013.-С.72-78.

Стаття надійшла до редакції 15.03.2017

УДК621.86

Р.М. Марчук¹, Р.В. Комар¹, Т.С. Дубиняк¹, О.В. Фльонц², В.І. Диня², І.І. Семенів²
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя¹
ВП НУБіП України «Бережанський агротехнічний інститут²
ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГІДРАВЛІЧНОЇ ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ

Створення нових типів машин і механізмів транспортно-технологічних систем і їх приводів сприяє подальшому розвитку народного господарства та розширення їх номенклатури, підвищення продуктивності праці за рахунок впровадження досягнень науково-технічного прогресу.

Приведена нова конструкція гідравлічної запобіжної муфти підвищеної чутливості, виведені аналітичні залежності для визначення розрахункового крутного моменту в залежності від силових і конструктивних параметрів.

Ключові слова: гідравлічна запобіжна муфта, крутний момент.

Р.М. Марчук, Р.В. Комар, Т.С. Дубиняк, О.В. Фльонц, В.И. Диня, И.И. Семенов
ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ МУФТОЙ

Создание новых типов машин и механизмов транспортно-технологических систем и их приводов способствует дальнейшему развитию народного хозяйства и расширения их номенклатуры, повышение производительности труда за счет внедрения достижений научно-технического прогресса.

Приведена новая конструкция гидравлической предохранительной муфты повышенной чувствительности, выведены аналитические зависимости для определения расчетного крутящего момента в зависимости от силовых и конструктивных параметров.

Ключевые слова: гидравлическая предохранительная муфта, крутящий момент.

R. Marchuk, R. Komar, T. Dubynyak, A. Flonts V. Dynya, I. Semeniv
RATIONALE FOR SETTING HYDRAULIC OVERLOAD CLUTCH

Creation of new types of machines and mechanisms of transport and technological systems and their drives contributes to further economic development and expansion of the range, increase productivity through the introduction of scientific and technological progress.

Present new design of hydraulic overload clutch hypersensitivity, Analytical dependence for determining the estimated torque depending on power and design parameters.

Keywords: hydraulic overload clutch torque.

Постановка питання. Для захисту робочих органів гвинтових конвеєрів широко використовують запобіжні муфти різного конструктивного виконання. Тому з метою зменшення динамічних навантажень у процесі боксування і забезпечення надійного захисту гвинтових механізмів від перевантаження розроблено гідравлічну запобіжну муфту підвищеної чутливості, в якій значно зменшені витрати на тертя контактуючих поверхонь.

Аналіз результатів останніх досліджень. Питаннями захисту приводів машин і механізмів від перевантаження присвячені праці Полякова В.С. [1], Раховського О.А. [2], Тепинкечиева В.К. [3], Малащенко В.О. [4], Павлище В.Т. [5], Нагорняка С.Г. [6], Рогатинський Р.М. [7], Гевко Б.М. [8], Флік Є.П. [9], Гевко Р.Б. [10] та багато інших. Однак цілий ряд питань підвищення чутливості запобіжних муфт потребують свого вирішення. Тому тема є актуальною і має велике значення для удосконалення їх конструкції.

Постановка завдань. Підвищення точності спрацювання гідравлічних запобіжних муфт за рахунок зменшення сил тертя в механізмі.

Викладення основного матеріалу. Для захисту робочих органів гвинтових конвеєрів використовують запобіжні муфти підвищеної чутливості. На рис.1 зображена конструкція гідравлічної запобіжної муфти підвищеної чутливості, яка виконана у вигляді веденої пів муфти, яка складається з двох частин, які встановлені на ведучому валу 2 за допомогою сферичного підшипника 3 і жорстко з'єднану приводною зірочкою. На кінці ведучого вала 2 шарнірно встановлена ведуча пів муфта, яка виконана у вигляді диска 5 і підтримувана в нахиленому до осі обертання муфти положення пальцями 6, які контактують своїми сферичними поверхнями.

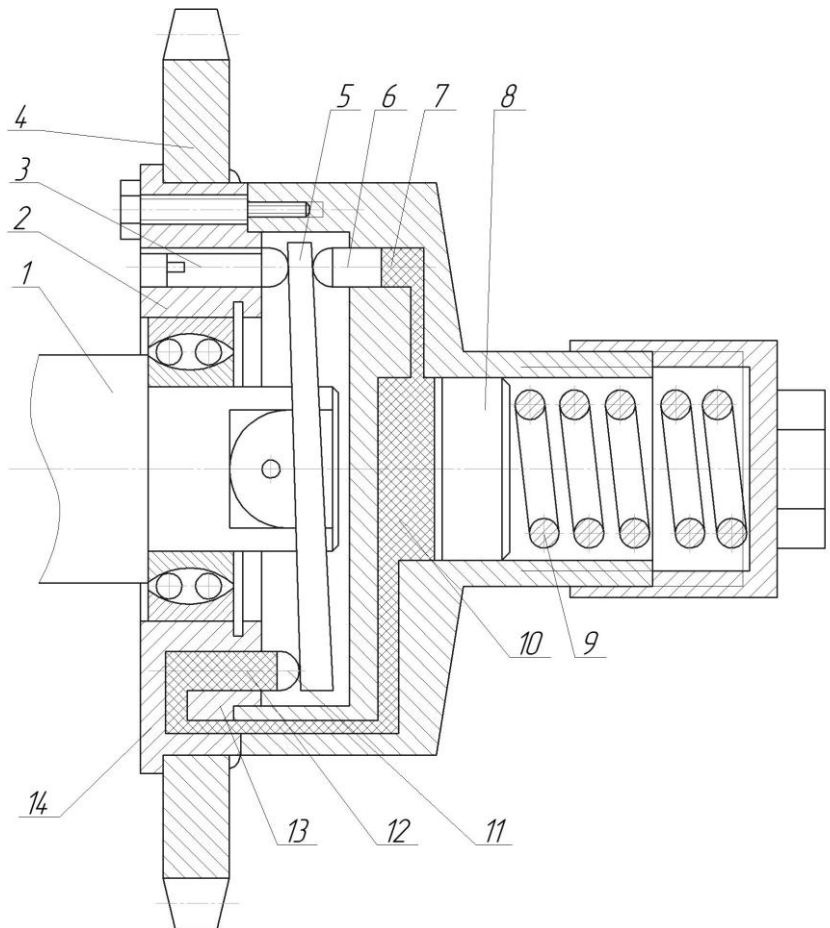


Рис.1. - Гідралічна запобіжна муфта підвищеної чутливості [11]

Особливістю конструкції пальців 6 є в тому, що при їх вершинах є завальцьовані пульки 7, які є в контакті з твердим мастилом для їх змащення. Пальці 6 встановлені в діаметрально протилежних продольних каналах 8, виконані у веденій пів муфті і з'єднаних з центральним отвором 9, в якому встановлений поршень 10. Простір між пальцями 6 і поршнем 10 заповнено в'язкою рідиною 11, наприклад гідропластом. Поршень 10 підпружинений в осьовому напрямку пружиною 12 зусилля якої регулюють гайкою 13. Для обмеження нахилу ведучої пів муфти (диска) у веденій пів муфті передбачено упор 14.

Установка веденої пів муфти на валу за допомогою сферичного підшипника 3 в сукупності з шарнірним з'єднанням провідної напівмуфти з валом дозволяє компенсувати кутів відхилення веденого елемента в широкому діапазоні.

В загальному випадку навантаження крутним моментом на палець із завальцьованою кулькою буде рівне

$$T = P_k l, \quad (1)$$

де P_k – колова сила, Н;

l – відстань від центральної осі муфти до точки контакту кульки пальця із ведучим диском, м.

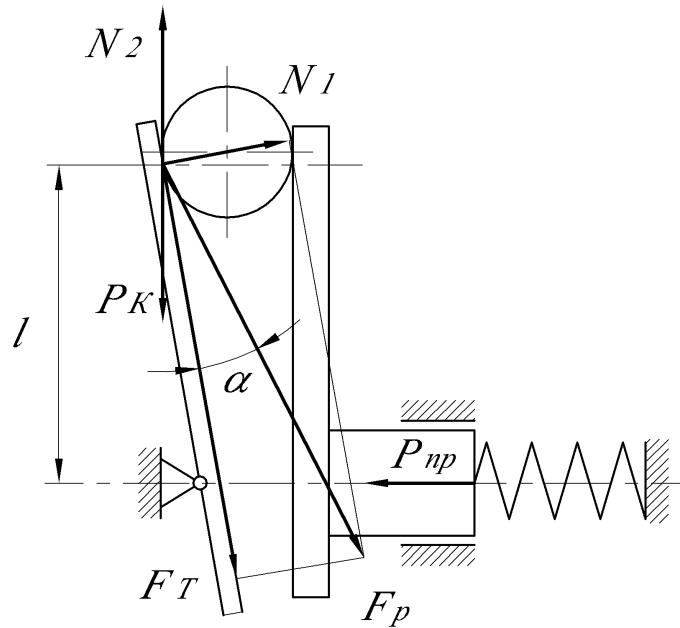


Рис. 2. – Розрахункова схема для визначення конструктивних параметрів контактуючих елементів муфти та діючих на них сил

Силу тиску пружини можна представити залежністю [2]

$$P_{np} = C(\Delta'_o + \Delta_n), \quad (2)$$

де C - жорсткість пружини;

Δ'_o - попередня деформація (підтиск) пружини;

Δ_n - поточна деформація пружини.

Згідно розрахункової схеми результуючу силу F_p , яка протидіє силі пружини P_{np} , можна виразити через нормальні сили N_1 і N_2 , що виникають в місці контакту кульки з ведучим диском

$$P_{np} = N_1 \sin \alpha + N_2 \sin \alpha = \sin \alpha (N_1 + N_2). \quad (3)$$

Згідно розрахункової схеми умова рівноваги сил, при якій забезпечується передача крутного моменту є наступною

$$P_{np} \geq F_p + \frac{F_T}{\cos \alpha}. \quad (4)$$

Значення сили тертя F_T можна виразити через нормальну силу N_1 . Відповідно сила тертя рівна [1]

$$F_T = N_1 f, \quad (5)$$

де f – коефіцієнт тертя.

З урахуванням рівності (4) і залежності (5) умову забезпечення передачі крутного моменту можна записати у наступному вигляді

$$P_{np} \geq \sin \alpha (N_1 + N_2) + \frac{N_1 f}{\cos \alpha}. \quad (6)$$

Як видно із розрахункової схеми нормальна сила N_2 є протилежно напрямленою коловій силі P_k , але є рівною їй за значенням.

$$N_2 = P_k. \quad (7)$$

Відповідно силу контакту півмуфт можна визначити з умови (6)

$$\begin{aligned} N_2 \sin \alpha &\leq P_{np} - \frac{N_1 f}{\cos \alpha} - N_1 \sin \alpha; \\ N_2 &\leq \frac{P_{np} - N_1 f \cdot 1/\cos \alpha - N_1 \sin \alpha}{\sin \alpha}, \end{aligned} \quad (8)$$

згідно рівності (7) колова сила рівна

$$P_k = \frac{P_{np} - N_1 f \cdot 1/\cos \alpha - N_1 \sin \alpha}{\sin \alpha}. \quad (9)$$

З врахуванням залежності (2) формула (9) набуде наступного вигляду

$$P_k = \frac{C(\Delta'_o + \Delta_n) - N_1 f \cdot 1/\cos \alpha - N_1 \sin \alpha}{\sin \alpha}. \quad (10)$$

При розрахунку крутного моменту, що сприймає запобіжна муфта, з врахуванням залежності (10), розрахункове значення крутного моменту можна визначити за формулою

$$T = \frac{lC(\Delta'_o + \Delta_n) - N_1 f \cdot 1/\cos \alpha - N_1 \sin \alpha}{\sin \alpha}. \quad (11)$$

Для встановлення функціональної залежності крутного моменту, що передає муфта, від її конструктивних параметрів було прораховано аналітичну залежність (11) шляхом підстановки змінних значень:

- відстані від центральної осі муфти до точки контакту кульки пальця із ведучим диском, а саме з ряду $l = 0,1; 0,15; 0,2; 0,25$ м;
- жорсткості пружини $C = 3000, 4000, 5000, 6000, 7000$ Н/м;
- поточної деформації пружини $\Delta_n = 0,01; 0,015; 0,02; 0,025$ м;
- коефіцієнта тертя $f = 0,1; 0,15; 0,2$;
- кута нахилу ведучого диска $\alpha = 3, 5, 7, 9, 11, 13, 15^\circ$.

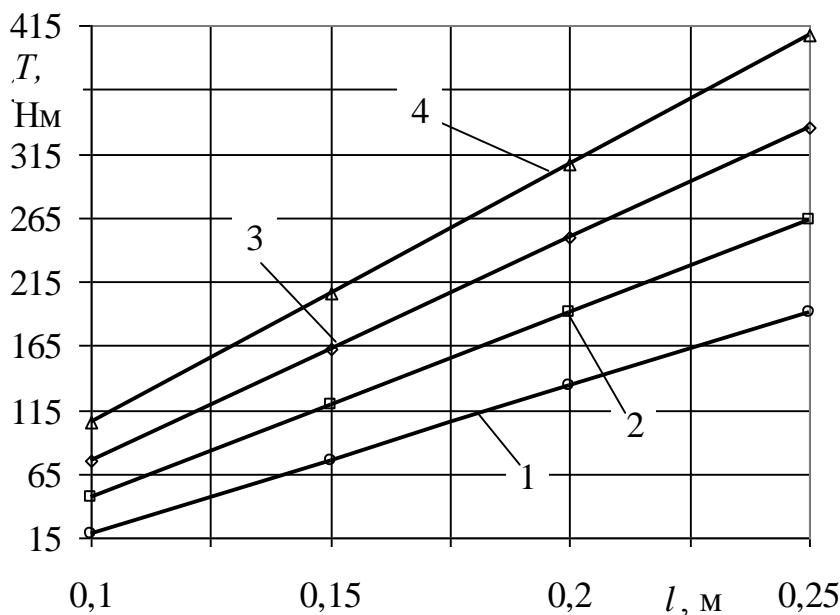


Рис. 3. – Залежність зміни крутного моменту від величини відстані від центральної осі муфти до точки контакту кульки пальця із ведучим диском при змінних значеннях поточної деформації пружини:

1 – $\Delta_n = 0,010$ м; 2 – $\Delta_n = 0,015$ м; 3 – $\Delta_n = 0,020$ м; 4 – $\Delta_n = 0,025$ м

Шляхом аналізу числових даних отриманих в результаті розрахунку залежності (11), а також графічних залежностей $T = f(l)$ (рис.3) встановлено, що дана залежність є лінійною. Очікувано, що збільшення плеча прикладання колової сили спричиняє збільшення крутного моменту. Збільшення поточної деформації пружини прямо пов'язане із збільшенням навантажувальної здатності муфти. Так при однакових значеннях діаметра ведучого диска (з яким безпосередньо пов'язана величина l) спостерігається відповідний приріст навантажувальної здатності пристрою в залежності від величини відстані від центральної осі муфти до точки контакту кульки пальця із ведучим диском. Відповідно при значеннях $\Delta_n = 0,010$ м, при кроці поточної деформації пружини $0,005$ м – у 5,7 раз; при $\Delta_n = 0,015$ м – у 2,7 раз; при $\Delta_n = 0,020$ м – у 2,3 раз і при $\Delta_n = 0,025$ м – у 2,1 рази.

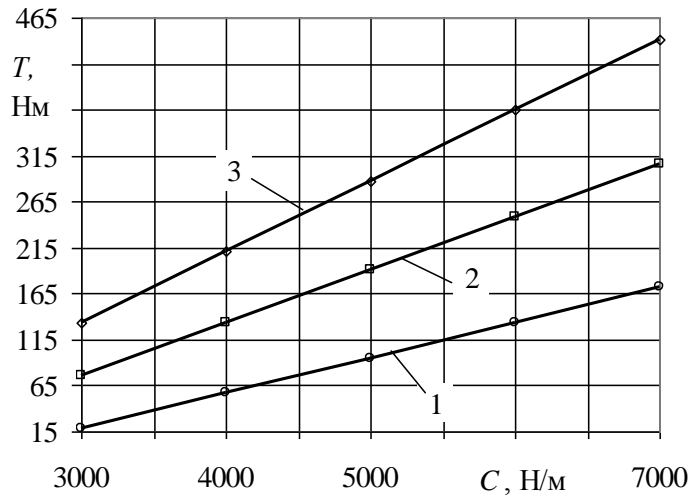


Рис. 4. – Залежність зміни крутного моменту від жорсткості пружини при різних значеннях величини відстані від центральної осі муфти до точки контакту кульки пальця із ведучим диском:

1 – $l = 0,10$ м; 2 – $l = 0,15$ м; 3 – $l = 0,20$ м

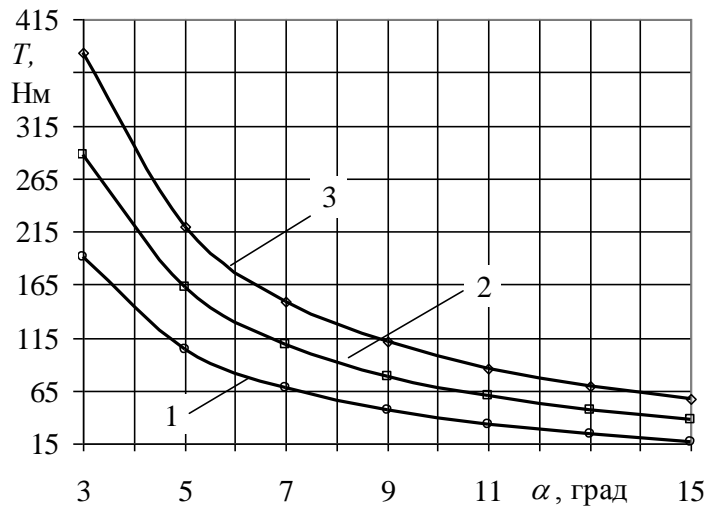


Рис. 5. – Залежність зміни крутного моменту від кута нахилу ведучого диска при різних значеннях величини відстані від центральної осі муфти до точки контакту кульки пальця із ведучим диском:

1 – $l = 0,15$ м; 2 – $l = 0,20$ м; 3 – $l = 0,25$ м

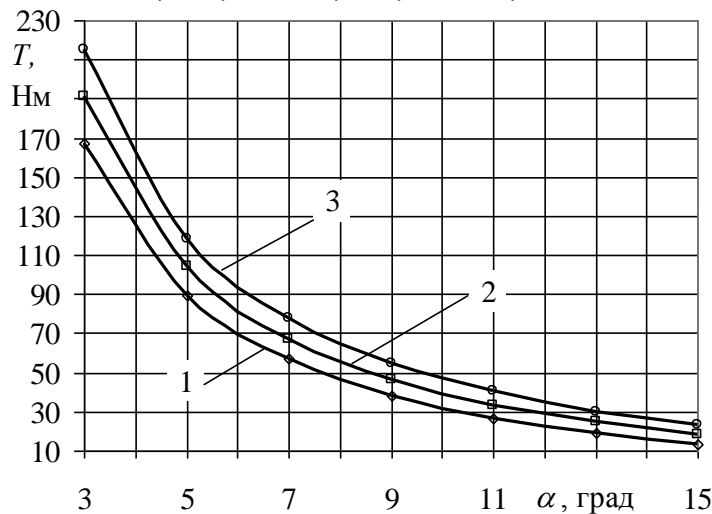


Рис. 6. – Залежність зміни крутного моменту від кута нахилу ведучого диска при різних значеннях при зміні значень коефіцієнта тертя:

1 – $f = 0,2$; 2 – $f = 0,15$; 3 – $f = 0,1$

Аналізуючи отримані результати можна констатувати, що навантажувальна здатність пристрою є вищою при менших значеннях кута нахилу ведучого диска. Це пояснюється тим, що наростання крутного моменту відбувається до вертикального положення ведучого диска, тобто при $\alpha = 0^\circ$ – муфта переходить у запобіжний режим. Також на навантажувальну здатність пристрою впливає коефіцієнт тертя між контактуючими поверхнями. Так, наприклад, при $f = 0,2$ значення крутного моменту у 1,28 рази менше ніж при $f = 0,1$ – це пояснюється втратами на тертя. Відповідно актуальною функцією є подача мастила у зону контакту завальцьованих кульок із ведучим диском. Таке технологічне рішення значно зменшить втрати на тертя контактуючих поверхонь.

Отримані теоретичні залежності дають змогу комплексно оцінити інтенсивність впливу того чи іншого параметра (при заданих інших), на значення крутного моменту, що сприймається розробленою запобіжною муфтою, а також можуть бути основою для розробки інженерної методики проектування аналогічних пристроїв.

Висновки:

1. Розроблена конструкція гідравлічної запобіжної муфти підвищеної чутливості, яка захищена патентом на корисну модель.

2. Розроблено теоретичні передумови проектування запобіжної муфти і виведені аналітичні залежності для визначення величини крутного моменту і встановлені залежності зміни величини крутного моменту від конструктивних і силових параметрів.

Список використаної літератури

1. Поляков В.С., Барабаш И.Д. Ряховський О.А. Справочник по муфтах. – Л.: Машиностроение, 1974.- 352ст.
2. Ряховський О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. –Л.: Политехника, 1991.-384ст.
3. Тепинкчиев В.К. Предохранительные устройства от перегрузов станков. – М.: Машиностроение, 1969. -157ст.
4. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкція та приклади розрахунку. Львів. нац. у-т. “Львівська політехніка” 2006.-196ст.
5. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. - К.: Вища школа, 1993. – 556 с.
6. Нагорняк С.Г., Луців И.В. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования. К.: Техніка.1992.-70ст.
7. Рогатинський Р.М., Гевко Б.М., Дячун А.Є. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів. Монографія. Тернопіль, 2014.-278ст.
8. Гевко Б.М., Рогатинський Р.М. Винтовые механизмы сельскохозяйственных машин. Львов, 1989.- 176ст.
9. Флик Э.П. Механические приводы сельскохозяйственных машин: -М.:1984,185ст.
10. Гевко Р.Б., Вітровий А.О., Пік А.І. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів. Монографія. Тернопіль, 2012.-205ст.
11. Патент №108267 Муфта запобіжна. Гевко Б.М., Марчук Р.М. та інші. Бюл.№13,2016.

Стаття надійшла до редакції 16.02.2017

УДК: 629.083

И.А. Назаров¹, В.И. Назаров², В.Л. Емельянов³*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет¹**Запорожский автомобилестроительный завод²**Харьковский национальный технический университет «ХПИ»³***УЛУЧШЕНИЕ ТОРМОЗНЫХ СВОЙСТВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ЗА СЧЕТ
МЕЖБОРТОВОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИЛ**

Разработана методика улучшения тормозных свойств легковых автомобилей за счет внедрения в их тормозные системы тормозных приводов, обеспечивающих межбортовое распределение тормозных сил.

Ключевые слова: эффективность торможения, стабильность функционирования, распределение тормозных сил.

І.О. Назаров¹, В.І. Назаров², В.Л. Ємельянов³*Харківський національний автомобільно-дорожній університет¹**Запорізький автомобілебудівний завод²**Харківський національний технічний університет «ХПІ»³***ПОКРАЩЕННЯ ГАЛЬМІВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ ЗА
РАХУНОК МІЖБОРТОВОГО РОЗПОДІЛУ ГАЛЬМІВНИХ СИЛ**

Розроблено методику покращення гальмівних властивостей легкових автомобілів за рахунок впровадження в їх гальміvní системи гальмівних приводів, що забезпечують міжбортовий розподіл гальмівних сил.

Ключові слова: ефективність гальмування, стабільність функціонування, розподіл гальмівних сил.

I.A. Nazarov¹, V.I. Nazarov², V.L. Emelyanov³*Kharkiv National Automobile and Highway University¹**Zaporozhye Automobile Building Plant²**Kharkiv National Technical University "KhPI"³***IMPROVEMENT OF BRAKE PROPERTIES OF PASSENGER CARS FOR THE ACCOUNT OF
THE INTER-BORDER DISTRIBUTION OF BRAKE FORCES**

When carrying out emergency braking under operational conditions (on a road with a longitudinal and transverse slope, with a fixed radius of curvature, with the action of a side wind, etc.), the specific braking power on each wheel of the rear axle is not fully realized. In addition, the instability of the characteristics of the lever-mechanical feedback with the suspension leads to instability of the braking parameters of the car.

This is due to the fact that the braking force regulators implementing the existing methods of interaxle distribution of braking forces are not able to provide the maximum braking efficiency of a car under operating conditions.

In the case of an interlateral distribution of the braking forces, each value of the axial normal load on the wheels of the front axle of the car when braking corresponds to the braking torque on the corresponding wheels of the rear axle, the value of which reaches the limit value by the condition of adhesion. Hydraulic feedback from the car's suspension provides more stable braking parameters.

Key words: braking efficiency, stability of functioning, distribution of braking forces.

Постановка проблеми. Легковые автомобили должны обеспечивать требуемые показатели эффективности торможения не только в начале, но и в течение всего периода эксплуатации, при любом сочетании внешних воздействий и внутренних возмущений в тормозном управлении [1-6].

Внутренние изменения (возмущения) в тормозном управлении могут быть обратимыми, а также – устранимыми в результате технического обслуживания и ремонта. К числу обратимых изменений, оказывающих влияние на эффективность торможения автомобиля, относится изменение коэффициента трения фрикционных пар [4-7]. Это связано с нагревом фрикционных пар в результате интенсивных, частых или длительных торможений [7-9], а также – попаданием влаги или грязи.

К числу необратимых изменений, влияющих на эффективность торможения, относятся изменение свойств материалов вследствие интенсивного нагрева рабочего тела, используемого в тормозном приводе. Эти изменения оказывают влияние и на увеличение времени срабатывания тормозного привода, снижение приводного давления и, как результат, - уменьшение темпа роста тормозных моментов на колесах [10].

К числу изменений в тормозном управлении, устранимых при техническом обслуживании или ремонте, относятся увеличенный зазор между поверхностями фрикционной пары вследствие их изнашивания и предельный износ последних [2, 3].

Применение дисковых тормозов взамен барабанных на современных легковых автомобилях

ряда зарубежных стран [11] позволило увеличить стабильность показателей торможения, так как при изнашивании фрикционных накладок зазор между тормозными колодками и диском регулируется автоматически. За счет такого конструктивного решения повышается стабильность работы дисковых тормозных механизмов в процессе эксплуатации вследствие уменьшения времени срабатывания тормозов.

Наряду с повышением стабильности функционирования тормозных механизмов имеет место недостаток. Тормозные моменты, развиваемые на левом и правом колесах каждой оси, равны по значению независимо от изменения нормальной нагрузки на них в различных условиях движения (дорога с поперечным уклоном, действие центробежной силы инерции и бокового ветра)[12-16]. Следовательно, для повышения эффективности и стабильности торможения во всех эксплуатационных случаях необходимо обеспечить более полное использование удельной тормозной силы автомобиля путем регулирования приводного давления в тормозном контуре каждого колеса в зависимости от нормальной нагрузки на нем.

Анализ последних публикаций и достижений. Используемые конструкции задних тормозных механизмов передне- и заднеприводных эксплуатируемых легковых автомобилей отечественного и большинства зарубежного производства барабанного типа[2, 11].

Тормозные колодки при торможении самоустанавливаются и обеспечивают автоматическое регулирование зазора между накладками и барабаном за счет устройства для автоматической регулировки. Это обеспечивает наибольший тормозной эффект и более высокую стабильность, что в результате приводит к равномерному изнашиванию фрикционных накладок тормозных колодок.

Таким образом, при эксплуатации барабанных тормозных механизмов автоматически поддерживается постоянный зазор между тормозными колодками и барабаном тормозного механизма и его регулировка не требуется, что обеспечивает необходимую эффективность и стабильность работы тормозной системы эксплуатируемого легкового автомобиля.

Для этого были предложены [5, 7, 8, 10, 11] варианты конструкций дисковых тормозных механизмов, обладающих повышенной стабильностью.

В основу [8] положена задача повышения стабильности тормозного момента дискового тормоза со скобой и двухконтурной схемой подключения с распределительными клапанами.

В основу конструкции [10] также положена задача повышения стабильности тормозного момента дискового тормоза и эффективности торможения автомобиля при падении коэффициента трения на фрикционной паре в эксплуатационных условиях, что вызывает неравенство тормозных сил по бортам автомобиля. Для повышения стабильности и эффективности система снабжена обратными клапанами, установленными в магистрали тормозного привода.

Следовательно, для стабилизации тормозного момента при изменяющемся коэффициенте сцепления в соответствии с заданным водителем усилием на педали, необходимо регулировать давление в тормозном приводе.

Стабилизация тормозного момента дает возможность повысить стабильность распределения тормозных сил по осям автомобиля, что повышает устойчивость при торможении.

Однако в таком случае не обеспечивается стабильность тормозного момента при изменяющемся в процессе торможения эффективном радиусе трения фрикционных поверхностей тормоза, а усложнение конструкции тормоза и гидравлической магистрали требует увеличения компоновочного объема колеса.

Известен вариант[13] конструкции тормозной системы для повышения стабильности тормозного момента, не зависящего от изменения эффективного радиуса трения фрикционных поверхностей. Стабильность динамических тормозных характеристик достигается тем, что поддерживается постоянное значение тормозного момента при изменяющемся давлении в приводе и эффективном радиусе трения фрикционных пар в процессе эксплуатации.

Однако усложнение конструкции дискового тормоза и гидравлической магистрали требует увеличения компоновочного объема колеса, что в ряде случаев является технически не возможным.

В тормозных системах легковых автомобилей используются в основном регуляторы, ограничивающие или редуцирующие давление, которые устанавливаются в контуры задних тормозов [2, 3].

Ограничительные характеристики торможения обеспечивает двухканальный регулятор тормозных сил, устанавливаемый на легковых автомобилях Lanos с кузовом фургон и на автомобилях Cheery[17] (рис. 1).

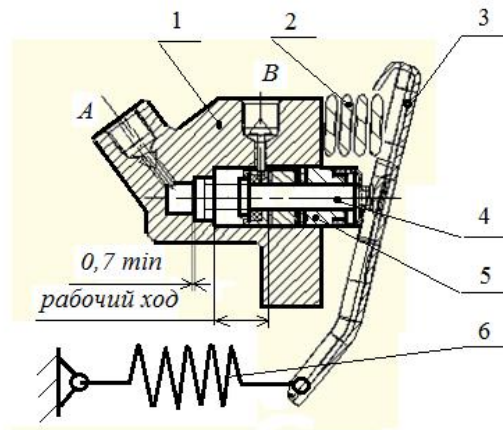


Рис. 1. - Схема регулятора-ограничителя давления, реагирующего на нагрузку

Упругая обратная связь обеспечивает на клапане 4, который перемещается в направляющей 5 под действием рычага 3, усилие, соответствующее нормальной нагрузке на задней оси (см. рис. 1). При чем, величина приводного давления в контурах каждого заднего колеса одинаковая при всех эксплуатационных условиях торможения автомобиля и зависит от величины общей нормальной нагрузки на оси.

Кроме того, в случае максимального весового состояния автомобиля клапан 4 перемещается в корпусе 1, совершая полный рабочий ход. При этом задние тормозные механизмы полностью отключаются от главного привода тормозной системы. Это приводит к резкому снижению тормозной эффективности и к перегреву передних тормозов.

Ограничительная характеристика не обеспечивает высокой эффективности торможения, так как не учитывается неравномерность нормальных нагрузок на левом и правом колесах задней оси, а отсекание задних тормозов при полной массе автомобиля приводит к нестабильности тормозного момента из-за чрезмерной энергонагруженности передних тормозов.

В процессе эксплуатации детали обратной пружинной связи, как и рычажно-механической, подвержены абразивному изнашиванию и требуют регулировки либо замены. Таки образом, стабильность работы регулятора тормозных сил с обратной пружинной и механической связью (торсион-тяги-задний мост) в процессе эксплуатации не обеспечивается.

Существующие регуляторы тормозных сил легковых автомобилей, реагирующие на нагрузку (см. рис. 1), работают как клапаны, которые автоматически прерывают подачу жидкости к задним тормозным механизмам в точке, соответствующей определенной величине приводного давления, и изменяют его в зависимости от общей нормальной нагрузки на заднюю ось легкового автомобиля по установленному закону. При этом изменение величины тормозной силы на задней оси автомобиля в зависимости от ее нормальной нагрузки происходит за счет рычажно-механической обратной связи с задней подвеской.

Более эффективные характеристики имеют регуляторы тормозных сил нового поколения переднеприводных автомобилей [18], соединяющие как контуры задних, так и передних тормозных механизмов.

Следовательно, в таком случае имеет место отслеживание нормальной нагрузки на задней оси автомобиля, что повышает эффективность задних тормозных механизмов.

Однако такие регуляторы тормозных сил крепятся к кронштейну пола кузова автомобиля и соединяются с рычагом задней подвески через торсион и серьгу, которые при эксплуатации изнашиваются и приводят к изменению первоначальных характеристик регулирования, что не обеспечивает стабильности функционирования тормозной системы.

Кроме того, такой регулятор обеспечивает поступление жидкости в колесные цилиндры задних тормозных механизмов обоих колес, одновременно создавая одинаковое давление в их контурах, что снижает эффективность торможения вследствие недоиспользования удельной тормозной силы на каждом колесе в зависимости от дорожных условий.

Анализ работы регуляторов [19], реагирующих на замедление (инерционные регуляторы тормозных сил), показал, что последние обеспечивают требования стандартов по распределению тормозных сил между осями легковых автомобилей всех классов при максимальных колебаниях их полной массы. С точки зрения соответствия действительных характеристик регулирования

идеальным по условиям сцепления инерционные регуляторы тормозных сил имеют преимущество перед регуляторами, срабатывающими по давлению, но уступают регуляторам, реагирующим на изменение нагрузки. Поскольку инерционные регуляторы не имеют подверженных разрушению механических элементов, связывающих их с подвеской автомобиля, они значительно более стабильны, чем регуляторы, срабатывающие по нагрузке. В связи с этим, применение инерционных регуляторов является более предпочтительным.

Регуляторы тормозных сил существующих конструкций, применяемые в тормозных системах легковых автомобилей, предотвращают опережающее блокирование задних колёс и лишь некоторые обеспечивают максимальное использование удельной тормозной силы автомобиля при торможении до момента блокирования колёс [2, 3, 19].

Однако максимальное использование удельной тормозной силы автомобиля достигается лишь при оптимальном коэффициенте сцепления на горизонтальных участках дорог. Кроме того, в полной мере не реализуется удельная тормозная сила на каждом колесе одноименной оси в эксплуатационных условиях (при движении на дороге с продольным и поперечным уклоном, с фиксированным радиусом кривизны, при действии бокового ветра и т.д.).

Таким образом, при существующих способах межосевого распределения тормозных сил не является возможным обеспечение максимальной эффективности торможения и стабильной характеристики распределения тормозных сил в эксплуатационных условиях, а только лишь при движении на горизонтальных участках дорог с оптимальным коэффициентом сцепления.

При межбортовом распределении тормозных сил каждому значению нормальной нагрузки на задней оси при торможении легкового автомобиля соответствует тормозной момент, значение которого достигает предельного значения по условию реализации удельной тормозной силы на каждом колесе задней оси. Это является необходимым условием для обеспечения наивысшей эффективности торможения в данных дорожных условиях.

Таким образом, имеет место снижение эффективности торможения вследствие недоиспользования удельной тормозной силы на каждом колесе задней оси автомобиля в зависимости от эксплуатационных условий.

Стабильность работы регулятора тормозных сил с обратной механической связью (пружинная или рычажно-торсионная) в процессе эксплуатации не обеспечивается вследствие износа элементов такой связи и необходимости ее регулирования.

Причем, каждый регулятор давления оборудован пружиной с возможностью воздействия на дифференциальный поршень, соединенный кинематической связью с упругим элементом подвески, деформация которой пропорциональна деформации упругого элемента подвески.

Однако такой привод обеспечивает характеристики наиболее приближенные к идеальному закону распределения тормозных сил между осями только при торможениях на горизонтальном участке пути и отсутствии действия боковой силы (центробежной силы инерции, составляющей аэродинамической силы).

С целью улучшения тормозных свойств в магистрали (рис. 2) между главным тормозным цилиндром 1 и указанными регуляторами давления 3 установлены дополнительные регуляторы 4 давления аналогичной конструкции. При чем, его меньшая полость соединена с главным тормозным цилиндром, а большая – с регуляторами давления 3. При этом деформация пружины дополнительного регулятора давления 4 пропорциональна динамическому изменению деформации упругого элемента подвески при торможении автомобиля. Кинематическая связь с передней подвеской имеет положительное передаточное отношение, а с задней – отрицательное [20].

Известен регулятор давления [20] тормозного привода для автоматического поддержания требуемой величины давления в контурах тормозной системы легкового автомобиля в зависимости от скорости движения за счет центробежного регулятора, кинематически связанного с тормозными колесами, и снабженный механической передачей, обеспечивающей связь упругого элемента с подвеской автомобиля.

При торможении автомобиля на горизонтальном участке дороги регулирование приводного давления в зависимости от скорости движения автомобиля происходит путем изменения положения золотника относительно втулки при помощи центробежного регулятора.

Уменьшение приводного давления при торможении автомобиля в повороте происходит вследствие действия центробежной силы инерции, вызывающей смещение элементов подвесок.

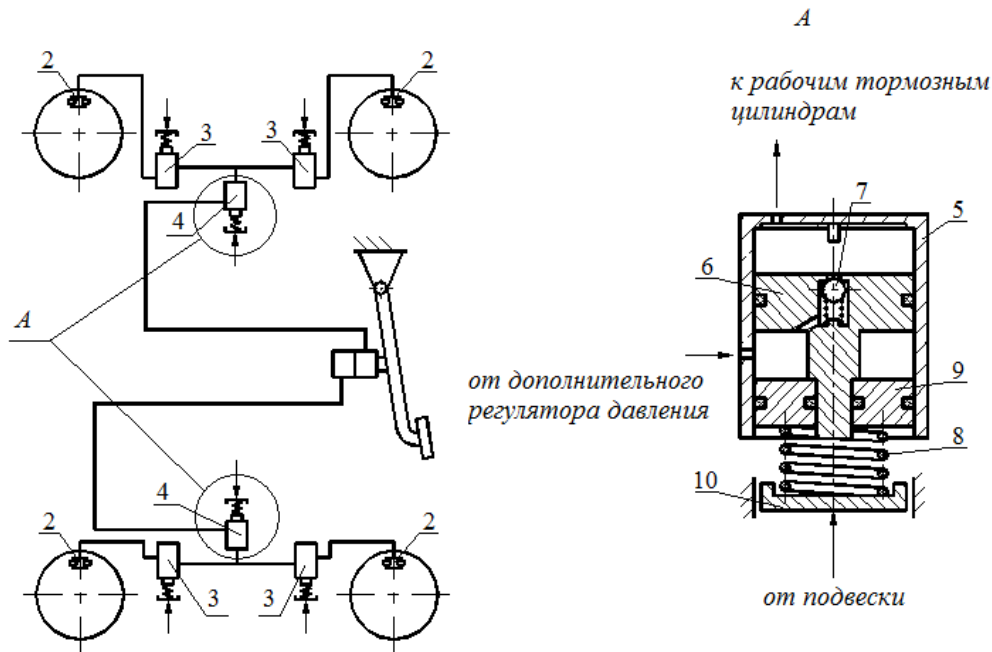


Рис.2. - Схема гидравлического тормозного привода [20]

Из выше сказанного следует, что регулирование приводного давления в зависимости от эксплуатационных условий (скорости движения, величины боковой силы при торможении на горизонтальном участке дороги и в повороте) при использовании регуляторов тормозных сил существующих конструкций повышает эффективность экстренных торможений, а также устойчивость движения легкового автомобиля в любом весовом состоянии, но не обеспечивает стабильности тормозных характеристик.

Цель работы и постановка задач. Целью работы является повышение тормозных свойств и стабильности функционирования тормозной системы легковых автомобилей в эксплуатационных условиях. Для достижения указанной цели следует разработать способ, обеспечивающий распределение тормозных сил между колесами различных бортов, а также устройство его реализующее, для чего в теоретической части используются методы математического моделирования процесса регулирования приводного давления.

Способы решения проблемы. На основании анализа литературных источников [2-10, 14-16, 19, 20] и последних достижений [11, 12] с целью улучшения тормозных свойств эксплуатируемых легковых автомобилей принимается решение – применить обратную гидравлическую связь с подвеской каждого колеса, как более надежную и стабильную.

Данная схема обеспечит автоматическое регулирование общей тормозной силы, как при действии боковой силы, так и при ее отсутствии, в зависимости от изменения коэффициента сцепления и нагрузочного состояния легкового автомобиля.

При экстренном торможении в повороте, когда величина центробежной силы инерции с течением времени изменяется от максимального значения до нуля, возможна реализация закона распределения тормозных сил между осями, близкого к идеальному. При торможении в таких эксплуатационных условиях с равными коэффициентами сцепления на колесах одноименных осей должны реализовываться на них различные по величине предельные тормозные силы.

Таковую задачу успешно выполняет система, разработанная фирмой «Automobile Products» [20] (рис. 3).

При действии боковой силы (центробежной силы при движении в повороте, составляющей аэродинамической силы или составляющей силы веса при движении на дороге с поперечным уклоном) имеет место бортовая неравномерность нормальных реакций на колесах ($R_{z12} \geq R_{z11}$, $R_{z22} \geq R_{z21}$). Это приводит к тому, что на каждом колесе передней и задней оси возникает различная по величине, к тому же, постоянно изменяющаяся нормальная нагрузка.

В результате (см. рис. 3) под действием рычагов 6 правые регуляторы давления 4 и 5 увеличивают приводное давление в колесных цилиндрах правого переднего (заднего) колес согласно зависимости

$$P_{12(22)} = P_1 \cdot \frac{d_{2(3)}^2 - d_1^2}{d_{2(3)}^2} + \frac{4}{\pi d_{y1(2)}^2} \cdot R_{z12(22)} \cdot i_p \cdot i_n, \quad (1)$$

где $d_{2(3)}$ – диаметр цилиндра регулятора давления в контурах передних (задних) колес;

d_1 – диаметр штока цилиндра регулятора давления;

$d_{y1(2)}$ – диаметр колесного цилиндра на передней (задней) оси;

$R_{z12(22)}$ – нормальная реакция на правом колесе передней (задней) оси;

i_p – передаточное отношение сил двухплечего рычага б;

i_n – передаточное отношение сил подвесочно-рычажной системы.

При этом левые регуляторы давления 4 и 5 обеспечивают пониженное давление в колесном цилиндре левого переднего (заднего) колеса

$$P_{11(21)} = P_1 \cdot \left(1 - \frac{d_1^2}{d_{2(3)}^2} \right) \quad (2)$$

При равномерном бортовом нагружении колес передней и задней осей автомобиля, например, при движении на ровной горизонтальной дороге или ровной дороге с продольным уклоном, рычаги б (см. рис. 3) занимают симметричное положение относительно вертикально-продольной плоскости автомобиля, обеспечивая тем самым равное по величине давление в контурах колес одноименных осей.

При нарастании величины замедления в процессе торможения автомобиля на горизонтальной дороге без поперечного уклона нормальные реакции на колесах передней оси увеличиваются, а на колесах задней оси уменьшаются. Вследствие этого подвижные элементы передней подвески смещаются вверх, а задней – вниз. В результате приводное давление в контурах передних колес возрастает, а в контурах задних колес снижается одновременно пропорционально изменению их нормальной нагрузки.

Недостаток – наличие обратной упругой механической связи (рычаг б – пружина 7 – подвижный элемент подвески) не обеспечивает в эксплуатации стабильности характеристик из-за изнашивания и потери упругих свойств.

Таким образом, система «Automobile Products» [20] обеспечивает повышение тормозной эффективности автомобиля в любом весовом состоянии и в любых эксплуатационных условиях за счет обеспечения не только межосевого, но и межбортового распределения тормозных сил, определяемого по зависимости

$$\beta = \frac{\beta_{лб}}{1 + \delta_T} + \frac{\beta_{нб}}{1 + \frac{1}{\delta_T}}, \quad (3)$$

где $\delta_T = \frac{P_{T12} + P_{T22}}{P_{T11} + P_{T21}}$ – коэффициент бортовой неравномерности тормозных сил;

$\beta_{лб} = \frac{P_{T11}}{P_{T11} + P_{T21}}$ – коэффициент распределения тормозных сил по левому борту;

$\beta_{нб} = \frac{P_{T12}}{P_{T12} + P_{T22}}$ – коэффициент распределения тормозных сил по правому борту,

P_{T11} и P_{T12} – тормозные силы на переднем левом и правом колесе;

P_{T21} и P_{T22} – тормозные силы на заднем левом и правом колесе.

При выполнении торможений на горизонтальной дороге, когда отсутствует бортовая неравномерность тормозных сил ($\delta_T = 1$), коэффициенты межбортового распределения тормозных сил равны ($\beta_{лб} = \beta_{нб}$), то справедлив классический закон межосевого распределения тормозных сил [21]

$$\beta = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}}, \quad (4)$$

где P_{T1} и P_{T2} – суммарные тормозные силы на передней и задней оси автомобиля.

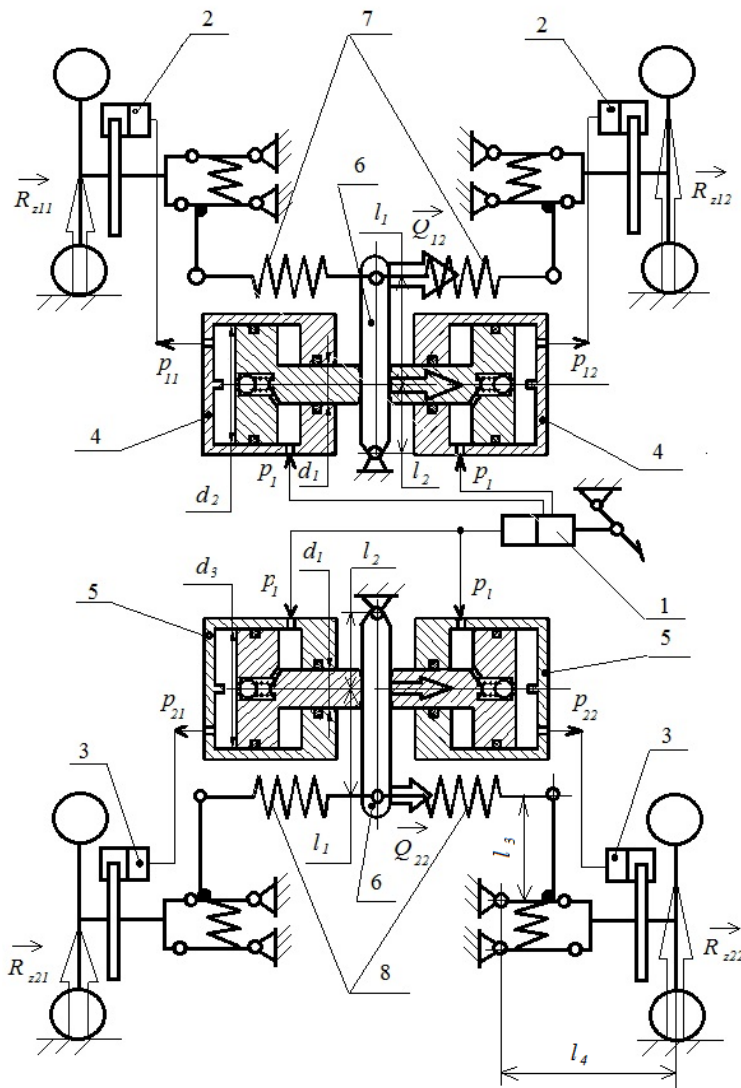


Рис.3. - Схема системы регулирования тормозных сил между колесами различных бортов [20]

Таким образом, для повышения тормозной эффективности легковых автомобилей в любом весовом состоянии, затормаживаемых в эксплуатационных условиях, создающих условия для возникновения бортовой неравномерности нормальных реакций [22], следует обеспечить межбортовое распределение тормозных сил [23], например, по характеристике *ОМСНВ* (рис. 4), а для повышения стабильности функционирования тормозных механизмов – тормозной привод (рис. 5) [24].

Такой результат достигается при помощи тормозного привода [24], который изменяет значение тормозной силы на каждом колесе задней оси в зависимости от нормальной нагрузки на соответствующих колесах передней оси, за счет обратной гидравлической связи для каждого борта, как более стабильной и надежной. При этом исключается занос автомобиля, повышаются

эффективность торможения и устойчивость, а также стабильность функционирования тормозной системы в целом.

При межбортовом распределении тормозных сил величина давления в контурах передних и задних колес, при котором изменяется их соотношение, связана с нормальной реакцией, действующей на колеса. Датчиком, определяющим эту зависимость, является рабочий ход подвижного элемента передней и/или задней подвески (см. рис. 5) [24].

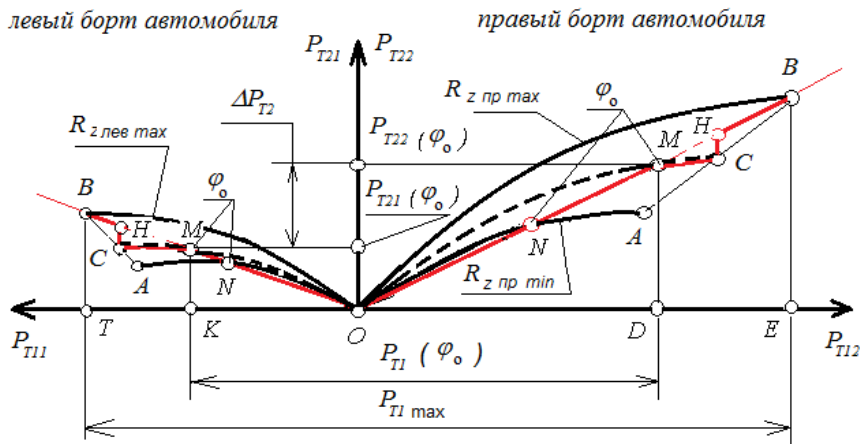


Рис. 4. - Способ межбортового распределения тормозных сил [22]

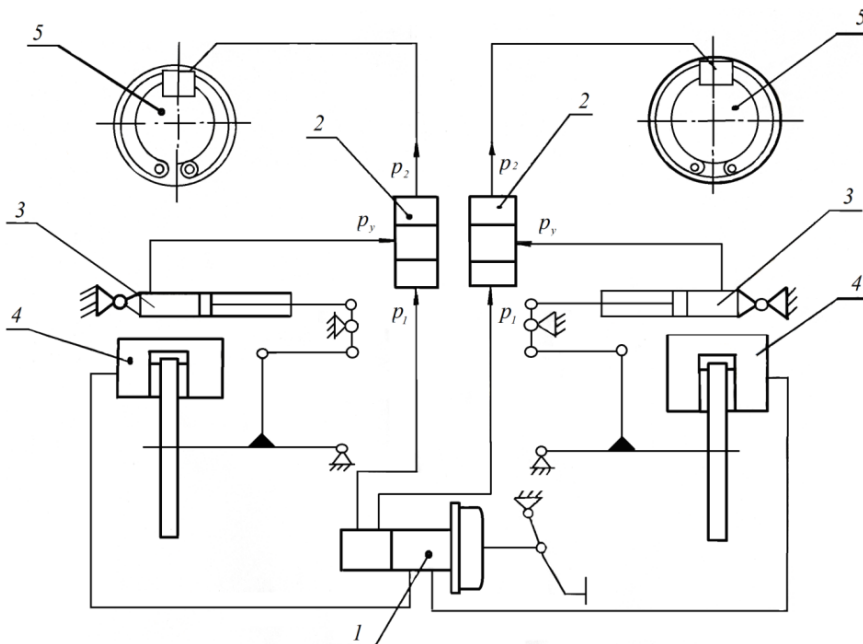


Рис.5. - Тормозной привод легковых автомобилей [24]

Применение разработанного способа [23] и тормозного привода [24], его реализующего, позволяет приблизить распределение тормозных сил к идеальному, т.е. такому, при котором на всех колесах тормозные силы достигают величины максимально возможной по сцеплению одновременно.

При этом обеспечивается не только минимальный тормозной путь, но и устойчивость, и управляемость, поскольку колеса при оптимальной величине скольжения в полной мере сохраняют способность противостоять без поперечного скольжения достаточно большим боковым силам, создающим стабилизирующий момент, направленный противоположно возмущающему. Однако это требует определенной величины давления в тормозном приводе (приложения определенной силы к тормозной педали).

Выводы. В статье разработана методика улучшения тормозных свойств легковых автомобилей во всех эксплуатационных случаях торможений, заключающаяся в том, что для наиболее полного использования удельной тормозной силы автомобиля следует приводное давление в тормозном контуре каждого колеса задней оси ставить в зависимость от величины нормальной нагрузки на соответствующем колесе передней оси.

Одним из способов может быть использование межбортового распределения тормозных сил, при котором величина предельной тормозной силы на заднем колесе каждого борта легкового автомобиля согласовывается с величиной предельной тормозной силы на соответствующем переднем колесе.

2. Наиболее эффективным способом повышения эффективности торможения и стабильности характеристик тормозных приводов является межбортовое распределение тормозных сил за счет применения динамических регуляторов тормозных сил, работающих по компенсационной характеристике совместно с восходящей ветвью регулирования для каждого борта легкового автомобиля.

При этом изменение нагрузочного состояния задних колес каждого борта автомобиля отслеживается за счет гибкой обратной гидравлической связи с подвижными элементами передней подвески.

Список использованной литературы:

1. Ярещенко Н.В. Довгострокове прогнозування швидкостей руху на автомобільних дорогах [Текст]: автореф. дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.11 «Автомобільні шляхи та аеродроми» / Н.В. Ярещенко. – Харків, 1999. – 16 с.
2. Агейкин Я.С. Теория автомобиля [Электронный ресурс]: учеб.пособ. / Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская. – М.: МГИУ, 2008. – 318 с.
3. Русановский А.Е. Влияние эксплуатационных факторов на тормозную динамику автомобиля, оборудованного регуляторами тормозных сил [Текст]: автореф. дис. на соискание наук, степени канд. техн. наук: спец. 05.22.20 «Эксплуатация и ремонт средств транспорта»/ А.Е. Русановский. – Волгоград, 1982. – 18 с
4. Волков В.П. Режимы работы тормозов легковых автомобилей и совершенствование способов их моделирования при ресурсных лабораторных испытаниях: дис...канд. техн. наук: 05.05.03 / Волков Владимир Петрович. – Харьков, 1982. – 174 с.
5. Будько И.И. Исследование динамических характеристик тормозных механизмов легковых автомобилей [Текст]: дис. ...канд. техн. наук: 05.05.03 / Будько Иван Иванович. – Харьков, 1980. – 155 с.
6. Волков В.П. Оценка стабильности распределения тормозных сил между осями колесной машины / Волков В.П. // Автомобильный транспорт. – Харьков: РИО ХНАДУ, 2001. – №7. – С. 72–74.
7. Германчук Ф.К. Долговечность и эффективность тормозных устройств / Германчук Ф.К. – М.: Машиностроение, 1973. – 177 с.
8. Решетников Е.Б. Влияние параметров торможения на стабильность дискового тормоза / Решетников Е.Б. // Автомобильный транспорт. – К.: Техника, 1975. – Вып.12. – С. 160-162.
9. C. Jo Cooperative regenerative braking control algorithm for an automatic-transmission-based hybrid electric vehicle during a downshift / [C. Jo, J. Ko, H. Yeo, T. Yeo, S. Hwang, H. Kim] // Journal of Automobile Engineering, 2012. - vol. 226. - no. 4. - pp. 457–467.
10. Степанов В.Ю. Снижение неравномерности тормозных моментов на колесах легкового автомобиля [Текст]: дисс. ... канд. техн. наук:05.22.02 / Степанов Виктор Юрьевич. – Харьков, 2006. – 156 с.
11. Сафонов А.И. О развитии тормозных систем [Текст] / А.И. Сафонов // Вестник машиностроения. – М.: Машиностроение, 2011. – №12. – С. 37-44. – ISSN 0042-4633.
12. Реализация интеллектуальных функций в электронно-пневматическом управлении транспортными средствами: монография/ А.Н. Туренко, В.И. Клименко, Л.А. Рыжих и др. – Х.: ХНАДУ, 2015. – 450 с.
13. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И., Бобошко А.А.]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 403 с.
14. Назаров О.І. Підвищення безпеки руху легкових автомобілів вітчизняного виробництва, що знаходяться в експлуатації / Назаров О.І., Назаров В.І., Назаров І.О. // Вісник СевНТУ. – Севастополь, 2013. - №142. – С. 11-14.
15. Назаров В.І. Математичне моделювання перерозподілу реакцій на осях під час екстреного гальмування на дорозі з нахилом / Назаров В.І., Назаров О.І., Назаров І.О. // Вісник НТУ «ХП»: Серія «Математичне моделювання в техніці та технологіях». – Харків, 2014. - №39(1082). – С. 134-140.
16. Назаров А.И. Перераспределение вертикальных реакций на колесах легкового автомобиля, движущегося в воздушном потоке по горизонтальной дороге с фиксированным радиусом кривизны /

Назаров А.И., Назаров И.А., Назаров В.И. // Вісник НТУ «ХПІ»: Серія «Автомобіле- і тракторобудування». – Харків, 2015. – №8(1117). – С. 57-65.

17. Легковые автомобили: каталог (Запорожский автомобилестроительный завод. Модельный ряд выпускаемых на базе завода автомобилей Lanos, Chevrolet, Forza, Chery и др.) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.avtozaz.com>.

18. Легковые автомобили: каталог (Джи-Эм АВТОВАЗ. Модельный ряд: технические данные, варианты комплектаций) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.gm-avtovaz.ru>.

19. Совершенствование способов регулирования выходных параметров тормозной системы автотранспортных средств / [Туренко А.Н., Богомолов В.А., Клименко В.И. и др.]. – Харьков: Изд-во ХНАДУ (ХАДИ), 2002. – 400 с.

20. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / [Подригало М.А., Волков В.П., Карпенко В.А. и др.]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 614 с.

21. Булгаков Н.А. Исследование динамики торможения автомобиля. Научное сообщение №18/ Булгаков Н.А., Гредескул А.Б., Ломака С.И. – Харьков: Изд-во госуниверситета им. А.М. Горького, 1962. – 36 с.

22. Назаров И.А. Повышение безопасной эксплуатации двухосных транспортных средств автомобильного транспорта: (конф. «Молодые ученые – альтернативной транспортной энергетике», 20-21 ноября 2014 г.: сб. научн. трудов «Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе») [Электронный ресурс] /И.А. Назаров, В.И. Назаров. – Воронеж: ФГБОУ ВПО ВГЛА, 2014. – Т.1. – Вып.1 – С. 257-262. – ISSN 2409-7829.

23. Пат. №75406 Україна, МПК 2012.01, В60Т 11/00. Спосіб регулювання гальмівних сил між осями легкового автомобіля / [Подригало М.А., Назаров В.І., Назаров О.І., Назаров І.О.]; заявник і патентотримач Харків, національний автомобільно-дорожній університет №u201207282; заявл. 15.06.2012; опубл. 26.11.2012, Бюл. №22.

24. Пат. №76189 Україна, МПК 2006.01, В60Т 8/24. Пристрій для підвищення ефективності гальмування легкових автомобілів / [Подригало М.А., Назаров В.І., Назаров О.І., Назаров І.О.]; заявник і патентотримач Харків, національний автомобільно-дорожній університет №u201207284; заявл. 15.06.2012; опубл. 25.12.2012, Бюл. №24.

Рецензенти:

Бондаренко А.И., д.т.н., профессор НТУ «ХПІ»

Волков В.П., д.т.н., профессор ХНАДУ

Стаття надійшла до редакції 09.03.2017

УДК 620.197:669.15:620.193

О.Е. Нарівський, Н.В. Маркова*Запорізький національний технічний університет***ВПЛИВ ХАРАКТЕРНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ СЕЛЕКТИВНОГО РОЗЧИНЕННЯ СПЛАВУ 06ХН28МДТ НА ЙОГО ТРИВКІСТЬ ДО МКК У ВИСОКООКИСНЮВАЛЬНОМУ СЕРЕДОВИЩІ**

У статті досліджено вплив характерних особливостей селективного розчинення сплаву 06ХН28МДТ у високоокиснювальному середовищі на його тривкість до МКК. Встановлено, що після чотирьох циклів випробування сплаву за методом ДУ ГОСТ 6032-89 внаслідок твердофазної дифузії атомів Ni та Fe до меж зерен аустеніту утворюються дефекти структури, які пришвидшують їх корозійне руйнування. Показано, що інтенсивніше розчинення Si і P, то менші корозійні втрати сплаву. Сульфіди титану, витравлюючись з аустеніту, також знижують ці втрати.

Ключові слова: селективне розчинення, міжкристалічна корозія, твердофазна дифузія, дефекти структури аустеніту.

А.Э. Наривский, Н.В. Маркова*Запорожский национальный технический университет***ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ СЕЛЕКТИВНОГО РАСТВОРЕНИЯ СПЛАВА 06ХН28МДТ НА ЕГО СТОЙКОСТЬ К МКК В ВИСОКООКИСЛИТЕЛЬНОЙ СРЕДЕ**

В статье исследовано влияние характерных особенностей селективного растворения сплава 06ХН28МДТ в высокоокислительной среде на его стойкость к МКК. Установлено, что после четырех циклов испытания сплава по методу ДУ ГОСТ 6032-89 вследствие твердофазной диффузии атомов Fe и Ni к границам зерен аустенита образуются дефекты структуры, которые ускоряют их коррозионное разрушение. Показано, что чем интенсивнее растворение Si и P, тем меньше коррозионные потери сплава. Сульфиды титана, вытравливаясь из аустенита, также снижают эти потери.

Ключевые слова: селективное растворение, межкристаллитная коррозия, твердофазная диффузия, дефекты структуры аустенита.

O. Narivskyi, N. Markova*Zaporizhzhia National Technical University***THE EFFECT OF DEFINING CHARACTERISTICS OF SELECTIVE DISSOLUTION OF THE 06ХН28МДТ ALLOY ON ITS RESISTANCE TO INTERCRYSTALLINE CORROSION IN HIGHLY OXIDIZING ENVIRONMENTS**

The article studies the interrelation between the defining characteristics of selective dissolution of metals composing the 06ХН28МДТ alloy after each of the five DU GOST 6032-89 test cycles. The defining characteristics of selective dissolution of metals were identified by the calculated coefficients. After the first three test cycles of the five alloy melts, it has been established that the melts with minimal corrosion losses show the highest rate of dissolution of P. This is due to the fact that P, when it is segregated between austenite grain boundaries, dissolves and aids the reduction of corrosion losses of Cr, Ni and Fe in those areas. Alongside with that, it has been established that after each of the four alloy test cycles, austenite grain boundaries of all melts are enriched with Cr and lean of Ni and Fe. This could aid the solid diffusion of Cr atoms into the volume, and atoms of Fe and Ni out of the volume of metal towards austenite grain boundaries. Solid diffusion of atoms of Fe and Ni, which are the most numerous in the alloy, results in formation of structural defects in the form of vacancies that coagulate into pores, which accelerates corrosion fracture of austenite grain boundaries. Moreover, this process runs with equal intensity for all of the alloy melts. It has been shown that after the fifth cycle, the direction of solid diffusion of Fe atoms reverses and vacancies and pores cease to form. This slows down the intensity of corrosion losses of the alloy. It has been established that after the fourth test cycle, the titanium sulphides that are removed from austenite, aid the reduction of corrosion losses. Furthermore, Cu segregated by austenite grain boundaries acts the same way.

Based on the industrial research findings, it is recommended, in highly oxidizing media, to use the 06ХН28МДТ alloy with the biggest Cu and P content determined by GOST 5632. It is also suggested to use the melts with the biggest content of titanium sulphides.

Key words: selective dissolution, intergranular corrosion, solid diffusion, structural defects of austenite.

Постановка проблеми. Сплав 06ХН28МДТ часто використовують у виробництві теплообмінного та ємнісного обладнання, яке застосовують в технологічних процесах з сірчаною кислотою [1]. Це обладнання часто піддається міжкристалічній корозії (МКК) у високоокиснювальних середовищах. Тривкість сплаву до МКК у цих середовищах оцінюють за методом ДУ [2]. Однак цей метод, заснований на гравіметричних випробуваннях зразків, не завжди об'єктивно оцінює тривкість сплаву до МКК у високоагресивних корозійних середовищах,

тому що він не пояснює процесів, що відбуваються межами зерен аустеніту в процесі їх розчинення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Раніше проведені дослідження характерних особливостей селективного розчинення основних компонентів сталі AISI321 у високоокиснювальному середовищі за методом ДУ [2] дозволили усунути цей недолік [3,4]. До того ж у роботі [5] показано вплив домішок, розкисників і легувальних елементів на характерні особливості селективного розчинення сплаву 06ХН28МДТ у високоокиснювальному середовищі. Ці дослідження ґрунтуються на теоретичних основах селективного розчинення сталей і сплавів під час анодних процесів [6-9]. Однак у цих дослідженнях не з'ясовано, яким чином селективне розчинення металів зі сплаву 06ХН28МДТ впливає на його тривкість до МКК у високоокиснювальному середовищі.

Постановка завдань. Метою роботи є дослідження характерних особливостей селективного розчинення сплаву 06ХН28МДТ у високоокиснювальному середовищі та їх вплив на його тривкість до МКК.

Матеріали та методи досліджень

Досліджено п'ять плавок сплаву 06ХН28МДТ. Корозійні втрати сплаву та його тривкість до МКК визначали раніше [10; 11]. Механічно поліровані зразки діаметром 41 і товщиною 1 мм випробовували в кип'ячому 65% розчині нітратної кислоти п'ять циклів упродовж 48 годин за методом ДУ [2]. Після кожного циклу випробувань визначали хімічний склад поверхні зразків на багатоканальному спектрометрі СРМ-25. Геометрія та технологія виробництва зразків забезпечили якість та стабільне відтворення результатів вимірювань. На кожному зразку виконували 15 вимірювань.

Дисперсію відношення в них вмісту хімічних елементів визначали за формулою:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_x^2} = \sqrt{\sum_i \frac{x_i^2}{n} - x^2} \quad (1)$$

де: σ_x – середньоквадратичне відхилення;

n – кількість випробувань;

x_i – вміст хімічного елементу в сплаві

Дисперсія відхилення результатів вимірювань, розрахована за формулою (1), складала: С \pm 0,003; Si \pm 0,004; Mn \pm 0,002; Cr \pm 0,002; Ni \pm 0,005; Cu \pm 0,003; Mo \pm 0,001; W \pm 0,0005; Ti \pm 0,002; P \pm 0,0003 та Fe \pm 0,004 мас. %.

Характерні особливості селективного розчинення сплаву оцінювали за коефіцієнтом селективного розчинення Cr (Z_{Cr}) та Ni (Z_{Ni}). Їх визначали за формулою:

$$Z_{Cr, Ni} = \frac{\Delta m_{(Cr, Ni)} * m_{(Fe)}}{\Delta m_{(Fe)} * m_{(Cr, Ni)}} \quad (2)$$

де: $\Delta m_{(Cr, Ni)}$ – різниця між вмістом Cr та Ni на поверхні зразків до та після випробування, мас. %;

$m_{(Fe)}$ – вміст Fe на поверхні зразків до випробування, мас. %;

$\Delta m_{(Fe)}$ – різниця між вмістом Fe на поверхні зразків до та після випробування, мас. %;

$m_{(Cr, Ni)}$ – вміст Cr або Ni на поверхні зразків до випробування, мас. %.

Розраховані коефіцієнти Z_{Cr} та Z_{Ni} сплаву 06ХН28МДТ після п'яти циклів випробувань за методом ДУ ГОСТ 6032-89 наведено в табл. (1-8).

Таблиця 1

Коефіцієнти селективного розчинення Mn (Z_{Mn}) сплаву 06ХН28МДТ

Номер плавки	Номер циклу випробувань				
	I	II	III	IV	V
1	1,52	1,71	11,09	6,49	138,15
2	1,24	1,44	0,60	0,64	2,81
3	26,30	0,96	0,50	382,07	0,92
4	0,59	0,67	10,30	36,85	4,40
5	5,23	8,58	1,07	13,76	134,64

Таблиця 2

Коефіцієнти селективного розчинення Si (Z_{Si}) сплаву 06ХН28МДТ

Номер плавки	Номер циклу випробувань				
	I	II	III	IV	V
1	0,66	10,98	2,21	0,55	137,50
2	0,76	115,90	65,31	6,53	10,94
3	2,28	35,61	4,26	326,10	2,78
4	1,76	1,79	13,57	2,51	8,80
5	3,56	4,25	2,24	0,27	113,02

Таблиця 3

Коефіцієнти селективного розчинення Cu (Z_{Cu}) сплаву 06ХН28МДТ

Номер плавки	Номер циклу випробувань				
	I	II	III	IV	V
1	0,18	0,95	2,57	3,19	98,65
2	0,71	0,21	1,97	5,49	0,21
3	0,70	1,98	6,20	15,13	0,17
4	1,15	2,01	3,38	6,41	1,68
5	1,21	7,09	1,58	0,05	7,03

Таблиця 4

Коефіцієнти селективного розчинення Mo (Z_{Mo}) сплаву 06ХН28МДТ

Номер плавки	Номер циклу випробувань				
	I	II	III	IV	V
1	0,64	1,18	4,29	1,97	35,48
2	2,23	22,49	31,3	1,53	0,37
3	0,34	1,47	0,77	1,08	2,73
4	1,38	1,74	6,46	1,41	3,46
5	1,45	2,26	0,27	1,29	27,81

Таблиця 5

Коефіцієнти селективного розчинення Ti (Z_{Ti}) сплаву 06ХН28МДТ

Номер плавки	Номер циклу випробувань				
	I	II	III	IV	V
1	2,92	1,85	31,49	11,20	1,70
2	17,32	2,49	1,05	5,08	0,00
3	11,11	3,76	5,31	46,06	3,08
4	4,80	0,00	5,37	5,44	21,40
5	0,99	88,09	2,14	0,21	88,54

Таблиця 6

Коефіцієнти селективного розчинення W (Z_{W}) сплаву 06ХН28МДТ

Номер плавки	Номер циклу випробувань				
	I	II	III	IV	V
1	0,00	5,95	7,88	3,86	488,07
2	0,92	2,16	3,58	2,53	4,28
3	0,76	3,81	7,94	19,89	4,47
4	4,25	23,15	16,10	4,48	15,58
5	5,98	14,63	0,00	1,84	250,05

Таблиця 7

Коефіцієнти селективного розчинення Ni (Z_{Ni}) сплаву 06ХН28МДТ

Номер плавки	Номер циклу випробувань				
	I	II	III	IV	V
1	0,82	1,01	1,22	0,60	46,43
2	1,21	1,40	0,68	0,52	0,93
3	4,07	2,24	0,89	7,64	0,87
4	0,90	0,88	1,07	0,30	3,13
5	0,71	0,10	1,16	1,33	22,60

Таблиця 8

Коефіцієнти селективного розчинення Cr (Z_{Cr}) сплаву 06ХН28МДТ

Номер плавки	Номер циклу випробувань				
	I	II	III	IV	V
1	1,14	0,90	0,35	0,34	6,49
2	1,30	0,67	0,56	0,05	0,50
3	2,87	0,26	0,14	25,59	0,94
4	0,59	0,58	0,74	2,44	5,79
5	0,47	0,28	0,75	0,08	3,25

Результати дослідження та їх обговорення

Результати аналізу коефіцієнтів селективного розчинення металів зі сплаву 06ХН28МДТ (табл.1-8) показали, що інтенсивність їх розчинення після першого циклу випробувань зростає для п'яти плавок у таких рядах:

	Плавка №3
1 max	Mo, Cu, W, <u>Fe</u> , Si, <u>Cr</u> , <u>Ni</u> , P, Ti, Mn
	Плавка №1
2	W, Cu, Mo, Si, <u>Ni</u> , <u>Fe</u> , <u>Cr</u> , Mn, Ti, P
	Плавка №2
3	P, Cu, Si, W, <u>Fe</u> , <u>Ni</u> , Mn, <u>Cr</u> , Mo, Ti
	Плавка №5
4	<u>Cr</u> , <u>Ni</u> , Ti, <u>Fe</u> , Cu, Mo, Si, Mn, W, P
	Плавка №4
5 min	Mn, <u>Cr</u> , <u>Ni</u> , <u>Fe</u> , Cu, Mo, Si, W, Ti, P

З аналізу цих даних виходить, що в плавках №1-3 основні компоненти сплаву Cr, Ni і Fe інтенсивніше розчинялися з поверхні зразків, ніж у №4;5. Разом з тим, корозійні втрати плавок №1-3 більші, ніж №4;5 [10]. Водночас слід відзначити загальну тенденцію, що в плавках №4;5 Cu, Mo, Si, W, P інтенсивніше розчинялися, ніж Fe, Cr і Ni. Це зумовлено тим, що Mo, Si, W у складі карбідів, які витравилися з аустенітної матриці, сприяють зниженню корозійних втрат Cr, Ni і Fe межами зерен. До того ж P і Cu, сегреговані на них, розчиняючись інтенсивніше, ніж Fe, Cr і Ni, знижують корозійні втрати останніх. Адже загальні корозійні втрати сплаву пропорційні густині струму, яка залежить від параметрів корозійного середовища [12].

Слід відзначити, що в плавках №4;5, де корозійні втрати мінімальні, інтенсивність розчинення Cr, Ni і Fe також найменша і зростає у такому ряду: Cr, Ni і Fe. Це сприяє збагаченню меж зерен аустеніту Cr та збідненню Ni і Fe, що може сприяти твердофазній дифузії атомів Cr в аустеніт, а Ni і Fe до поверхні меж його зерен.

У плавки №3 корозійні втрати максимальні [10], а інтенсивність розчинення основних компонентів сплаву 06ХН28МДТ зростає у такому ряду: Fe, Cr, Ni. Це сприяє збагаченню меж зерен аустеніту Fe та збідненню Ni і Cr, що може сприяти твердофазній дифузії атомів Fe в аустеніт, а Ni і Cr до поверхні меж його зерен.

Для плавок №1;2, які посідають другу та третю сходинку за корозійними втратами, характерне інтенсивніше розчинення Cr, ніж Ni і Fe. Таким чином, що інтенсивніше Fe розчиняється з поверхні сплаву, ніж Cr і Ni, то менше його корозійні втрати.

За результатами аналізу коефіцієнтів селективного розчинення металів зі сплаву 06ХН28МДТ (табл. 1-8) встановлено, що інтенсивність їх корозійних втрат після другого циклу випробувань зростає у таких рядах:

	Плавка №1
5 min	P, <u>Cr</u> , <u>Fe</u> , <u>Ni</u> , Si, Cu, Mo, W, Mn, Ti
	Плавка №2
4	<u>Cr</u> , Mn, <u>Ni</u> , <u>Fe</u> , Ti, Cu, W, Mo, Si, P
	Плавка №3
1 max	<u>Cr</u> , Mn, Mo, <u>Ni</u> , <u>Fe</u> , Si, Ti, P, Cu, W
	Плавка №4
3	<u>Cr</u> , <u>Fe</u> , <u>Ni</u> , Cu, Ti, Mo, Mn, Si, W, P
	Плавка №5
2	W, Mo, <u>Cr</u> , <u>Fe</u> , Mn, <u>Ni</u> , Cu, Ti, Si, P

У плавки № 1 виявлено мінімальні корозійні втрати після другого циклу випробувань за методом ДУ [2]. При цьому в структурі її корозійних втрат переважають сульфіди титану та карбіди (Mo, W, Mn), витравлені з аустеніту. Корозійні втрати основних компонентів сплаву в їх структурі менші і вони зростають у такому ряду: Cr, Fe, Ni. Внаслідок цього межі зерен аустеніту збагачуються Cr та збіднюються Fe і Ni, що може сприяти твердофазній дифузії атомів Cr в аустеніт, а Fe і Ni до меж його зерен. Однак така тенденція не характеризує мінімальні втрати сплаву 06ХН28МДТ після другого циклу випробувань, оскільки у плавках №4;5, що за корозійними втратами посідають третю і другу сходинки, інтенсивність розчинення основних компонентів сплаву також зростає у такому порядку. Очевидно, що інтенсивність розчинення P, сегрегованого межами зерен аустеніту, визначає корозійні втрати сплаву 06ХН28МД, оскільки у плавках №4;5 вона максимальна, а №1 – мінімальна. До того ж карбіди (W, Mo) у плавки №5 і сульфіди титану у №4 менше витравлювалися з аустеніту, ніж у №1.

У результаті аналізу вищенаведених рядів інтенсивності розчинення основних металів зі сплаву встановлено, що в плавках №2;3 вони зростають у такому порядку: Cr, Ni та Fe. Отже, межі зерен аустеніту збагачуються Cr та збіднюються Ni та Fe. Це може сприяти твердофазній дифузії атомів Cr в об'єм, а Ni та Fe із об'єму металу до меж зерен. Такий характер твердофазної дифузії сприяє утворенню дефектів структури у вигляді вакансій, коагулюючих у пори, що пришвидшує корозійне руйнування меж зерен аустеніту. При цьому слід відзначити, що плавка №3 має максимальні, а №2 мінімальні після №1 корозійні втрати. Разом з тим, з аналізу інтенсивності розчинення металів з плавках №2;3 виходить, що у плавки №2 інтенсивність утворення цих пор дещо вища, ніж у №2, оскільки Fe інтенсивніше розчиняється, з плавки №3, ніж №2.

Очевидно, що дефекти структури аустеніту, що утворюються внаслідок твердофазної дифузії атомів Fe і Ni не є домінуючим фактором, який впливає на максимальні корозійні втрати плавки №3 та мінімальні №2. Найвірогідніше інтенсивність розчинення Cu зі сплаву найбільше впливає на його загальні корозійні втрати, оскільки у плавки №3 інтенсивність розчинення Cu більша, ніж у №2. Таким чином, узагальнюючи вищенаведене, можна зазначити, що корозійні втрати сплаву 06ХН28МДТ після другого циклу випробувань залежать від характерних особливостей селективного розчинення основних компонентів сплаву та від інтенсивності витравлення з його поверхні карбідів та сульфідів титану.

Аналіз коефіцієнтів селективного розчинення металів з поверхні п'яти плавках сплаву 06ХН28МДТ (табл.1-8) після третього циклу його випробувань за методом ДУ [2] показав, що інтенсивність розчинення металів зростає у таких рядах:

	Плавка №1
2	P, <u>Cr</u> , <u>Fe</u> , <u>Ni</u> , Si, Cu, Mo, W, Mn, Ti
	Плавка №2
5 min	<u>Cr</u> , Mn, <u>Ni</u> , <u>Fe</u> , Ti, Cu, W, Mo, Si, P
	Плавка №3
1 max	<u>Cr</u> , Mn, Mo, <u>Ni</u> , <u>Fe</u> , Si, Ti, P, Cu, W
	Плавка №4
3	<u>Cr</u> , <u>Fe</u> , <u>Ni</u> , Cu, Ti, Mo, Mn, Si, W, P
	Плавка №5
4	W, Mo, <u>Cr</u> , <u>Fe</u> , Mn, <u>Ni</u> , Cu, Ti, Si, P

Очевидно, що загальною характерною особливістю селективного розчинення основних металів зі сплаву є те, що Ni та Fe інтенсивніше розчиняються, ніж Cr. Через це поверхня меж

зерен аустеніту збагачується Cr та збіднюється Fe та Ni. Це може сприяти твердофазній дифузії атомів Cr в об'єм, а Fe і Ni з об'єму сплаву до меж зерен аустеніту. Внаслідок цього в твердому розчині аустеніту утворюються дефекти структури у вигляді вакансій, коагулюючих у пори [7-9], що пришвидшує корозійні втрати сплаву межами зерен аустеніту. При цьому слід відзначити, що корозійні втрати плавки №3 в 1,31 рази більші, ніж №2 [10]. Це зумовлено тим, що основні компоненти Ni та Fe плавки №3 інтенсивніше розчиняються зі сплаву, ніж у №2. До того ж у плавки №3 кількість витравлених нітридів титану більша, ніж у №2. Взагалі слід відзначити, що інтенсивність розчинення основних металів сплаву впливає на його корозійні втрати, оскільки у плавки №3 з максимальними корозійними втратами їх вона зростає у такому ряду: Cr, Ni, Fe, а у плавки №4;5, які посідають третю та четверту сходинку за втратами, Cr, Fe, Ni. Разом з тим, характерною ознакою плавки з мінімальними корозійними втратами є максимальна інтенсивність розчинення P межами зерен аустеніту. Найвірогідніше це зумовлено тим, що P, сегрегований на цих ділянках, розчиняючись катодно захищає сплав від корозійних втрат Cr, Ni та Fe.

Узагальнюючи вищенаведене, можна зазначити, що після третього циклу випробувань корозійні втрати сплаву 06ХН28МДТ, в основному, залежать від інтенсивності розчинення P межами зерен аустеніту.

З аналізу коефіцієнтів селективного розчинення металів зі сплаву (табл. 1-8) виходить, що інтенсивність їх корозійних втрат після четвертого циклу випробувань за методом ДУ ГОСТ 6032-89 зростає у таких рядах:

	Плавка №1
5 min	Cr, Si, Ni, Fe, Mo, Cu, Mn, P, Ti, W
	Плавка №2
3	Cr, Ni, Mn, Fe, Mo, W, Ti, Cu, Si, P
	Плавка №3
2	Fe, Mo, Ni, Cu, W, Cr, Ti, P, Si, Mn
	Плавка №4
4	Ni, Fe, Mo, Cr, Si, W, Ti, Cu, Mn, P
	Плавка №5
1 max	Cu, Cr, Ti, Si, Fe, Mo, Ni, W, P, Mn

Таким чином, інтенсивність розчинення основних компонентів плавки №1 зростає у такому ряду: Cr, Ni, Fe. Через це межі зерен аустеніту збагачуються Cr та збіднюються Ni і Fe. Це може сприяти твердофазній дифузії атомів Cr в аустеніт, а Fe і Ni до його меж. Разом з тим, у структурі корозійних втрат сплаву 06ХН28МДТ переважають карбіди (Mo, W, Mn) і сульфід Ti, витравлені з аустенітної матриці, та Cu і P, які розчинилися межами зерен аустеніту. При цьому слід зазначити, що у плавки №1 найменші корозійні втрати після четвертого циклу випробувань. Це зумовлено тим, що карбіди (Mo, W, Mn) і сульфід, витравлені з аустенітної матриці, та Cu і P, розчинені межами її зерен, сприяють зниженню корозійних витрат Cr, Ni, Fe. Адже на витравлення цих карбідів та розчинення Cu і P витрачається струм, величина якого залежить від потенціалу [12].

Плавка №4 посідає передостанню сходинку за корозійними втратами [10]. При цьому, як і у плавки №1, в структурі її корозійних втрат переважають витравлені з аустеніту карбіди (W, Si, Mn) і сульфід титану, та розчинені межами його зерен P і Cu. Однак інтенсивність розчинення основних компонентів сплаву зростає у такому ряду: Ni, Fe, Cr. Внаслідок цього межі зерен аустеніту плавки №4 збагачуються Ni та збіднюються Fe і Cr, що може сприяти твердофазній дифузії атомів Ni в аустеніт, а Cr і Fe до меж його зерен.

Плавка №2 посідає третю сходинку за інтенсивністю корозійних втрат [10]. При цьому в її структурі, як у плавки №1;4, також переважають витравлені з аустеніту карбіди (Mo, W, Si) і сульфід титану, та розчинені межами його зерен P і Cu. До того ж, як і у плавки №1, інтенсивність розчинення основних компонентів сплаву також зростає у такому ряду: Cr, Ni, Fe. Саме тому межі зерен аустеніту плавки №2, як і №1, збагачуються Cr та збіднюються Ni і Fe. Це може сприяти твердофазній дифузії атомів Cr в аустеніт, а Fe і Ni до меж його зерен.

Плавка №3 посідає другу сходинку за інтенсивністю корозійних втрат після четвертого циклу випробувань за методом ДУ [2]. При цьому виявлено, що в структурі її корозійних втрат переважають сульфід титану і карбіди (Si, Mn), витравлені з аустеніту, та Cr і P, які розчинилися межами зерен аустеніту. Водночас слід відзначити, що інтенсивність розчинення основних компонентів сплаву зростає у такому ряду: Fe, Ni, Cr. Внаслідок цього межі зерен аустеніту

збагачуються Fe та збіднюються Ni і Cr, може сприяти твердофазній дифузії атомів Fe в аустеніт, а Cr і Ni до меж його зерен.

У плавки №5 виявлено найбільші корозійні втрати після четвертого циклу випробувань за методом ДУ [2]. До того ж вони, в основному, складаються з карбідів (W, Mo, Mn), витравлених з аустеніту, та Fe, Ni і P, які розчинилися межами зерен аустеніту. Разом з тим, слід відзначити, що інтенсивність розчинення основних компонентів сплаву зростає у такому ряду: Cr, Fe, Ni. Через це межі зерен аустеніту збагачуються Cr та збіднюються Fe і Ni, що може сприяти твердофазній дифузії атомів Cr в аустеніт, а Fe і Ni до меж його зерен.

Узагальнюючи вищевказане, можна зазначити, що напрямок твердофазної дифузії атомів Cr, Ni, Fe в аустеніті сплаву 06ХН28МДТ, яка визначається характерними особливостями селективного розчинення, не впливає на його корозійні втрати після четвертого циклу випробувань за методом ДУ ГОСТ 6032-89. Вони, в основному, залежать від кількості і природи карбідів та сульфідів титану та Cu і P, сегрегованих межами зерен аустеніту. До того ж корозійні втрати Cr, Ni, Fe зі сплаву знижують сульфід титану, які витравлюються з аустеніту, та Cu, сегрегований межами його зерен.

Аналіз коефіцієнтів селективного розчинення металів зі сплаву 06ХН28МДТ (табл. 1-8) показав, що після п'ятого циклу випробувань за методом ДУ [2] інтенсивність розчинення металів з його поверхні зростає в таких рядах:

	Плавка №1
1 max	<u>Fe</u> , <u>Ti</u> , <u>Cr</u> , Mo, Cu, <u>Ni</u> , Si, Mn, W, P
	Плавка №2
4 min	Ti, Cu, Mo, <u>Cr</u> , <u>Ni</u> , <u>Fe</u> , Mn, W, P, Si
	Плавка №3
1 max	Cu, <u>Ni</u> , Mn, <u>Cr</u> , <u>Fe</u> , Mo, Si, Ti, W, P
	Плавка №4
2	<u>Fe</u> , Cu, <u>Ni</u> , Mo, Mn, <u>Cr</u> , Si, W, Ti, P
	Плавка №5
3	<u>Fe</u> , <u>Ni</u> , <u>Cr</u> , Cu, Mo, Ti, Si, Mn, W, P

Згідно з вищевказаним, інтенсивність розчинення основних компонентів плавки №1 зростає у такому ряду: Fe, Cr, Ni. Внаслідок цього межі зерен аустеніту збагачуються Fe та збіднюються Cr і Ni, що може сприяти твердофазній дифузії атомів Fe в аустеніт, а Cr і Ni до меж його зерен. Разом з тим, слід відзначити, що в структурі корозійних втрат переважають витравлені з аустеніту карбіди (W, Mn, Si) та P, розчинені межами зерен аустеніту.

Плавка №3, як і плавка №1, за корозійними втратами також посідає першу сходинку [10]. При цьому для неї характерною ознакою є те, що інтенсивність розчинення основних компонентів сплаву зростає у такому ряду: Ni, Cr, Fe. Через це поверхня меж зерен аустеніту збагачується Cr і Fe, що може сприяти твердофазній дифузії атомів Ni в аустеніт, а Cr і Fe до меж його зерен. Слід відзначити, що в структурі корозійних втрат плавки №3, крім карбідів (Mo, Si, W), витравлених з аустеніту, та P, розчиненого межами його зерен, є сульфід титану, витравлені зі сплаву.

У плавки №2 виявлено найменші корозійні втрати [10]. При цьому встановлено, що інтенсивність розчинення основних компонентів сплаву з її поверхні зростає у такому ряду: Cr, Ni, Fe. Внаслідок цього межі зерен аустеніту збагачуються Cr та збіднюються Ni і Fe, що може сприяти твердофазній дифузії атомів Cr в аустеніт, а Fe і Ni до меж його зерен. Варто відзначити, що в структурі корозійних втрат плавки №2 після п'ятого циклу випробувань переважають карбіди (W, Si, Mn), витравлені з аустеніту, та P, розчинені межами його зерен.

Плавки №4;5 за корозійними втратами посідають другу і третю сходинки [10]. При цьому характерною ознакою селективного розчинення металів з їх поверхні після п'ятого циклу випробувань за методом ДУ [2] є те, що інтенсивність їх розчинення зростає у такому ряду: Fe, Ni, Cr. Внаслідок цього межі зерен аустеніту збагачуються Fe та збіднюються Ni і Cr, що може сприяти твердофазній дифузії атомів Fe в аустеніт, а Cr і Ni до меж його зерен. Найвірогідніше така тенденція є характерною ознакою, що визначає максимальні корозійні втрати сплаву 06ХН28МДТ після п'ятого циклу випробувань. Адже у плавки №1 максимальні корозійні втрати, а межі її зерен аустеніту, як і плавки №4;5 збіднюються Cr і Ni. До того ж у плавки №1 Ni інтенсивніше розчиняється межами зерен аустеніту, ніж у плавки №4;5. Очевидно, що саме тому корозійні втрати плавки №1 більші, ніж №4;5, оскільки в складі сплаву Ni більше, ніж Cr. Разом з тим, слід відзначити, що у плавки №3, як і №1, корозійні втрати максимальні, а межі зерен аустеніту після п'ятого циклу випробувань за методом ДУ збіднюються Cr і Fe.

Таким чином, узагальнюючи вищевказане, можна зазначити, що найбільшим корозійним втратам сплаву 06ХН28МДТ після п'ятого циклу випробувань характерне збіднення меж зерен аустеніту Cr. Водночас максимальним корозійним втратам притаманне інтенсивніше розчинення Cr, ніж Fe або Ni. Враховуючи дані [6-9], це зумовлено тим, що твердофазна дифузія атомів Fe і Ni до меж зерен аустеніту сприяє утворенню дефектів його структури у вигляді вакансій, які коагулюють в пори. Ці дефекти структури можуть пришвидшувати корозійне руйнування меж зерен аустеніту.

Висновки. За результатами випробувань сплаву 06ХН28МДТ за методом ДУ ГОСТ 6032-89 та аналізу розрахованих коефіцієнтів селективного розчинення металів з його поверхні встановлено, що після першого, другого та третього циклів випробувань характерною особливістю селективного розчинення металів зі сплаву є максимальна інтенсивність розчинення Р для плавки з найменшими корозійними втратами. Це зумовлено тим, що Р, розчиняючись межами зерен аустеніту, сприяє зниженню корозійних втрат Cr, Ni та Fe на цих ділянках. Разом з тим, виявлено, що для всіх плавки сплаву межі зерен аустеніту збагачуються Cr та збіднюються Fe та Ni. Це може сприяти твердофазній дифузії атомів Cr в об'єм, а Fe і Ni з об'єму металу до меж зерен аустеніту. Внаслідок цього утворюються дефекти структури аустеніту у вигляді вакансій, коагулюючих у пори, що пришвидшує корозійне руйнування меж зерен аустеніту. Останнє є характерною ознакою селективного розчинення металів зі сплаву також після другого, третього та четвертого циклів випробувань. Однак після п'ятого циклу випробувань таку тенденцію не виявлено, що пов'язано з невеликою різницею між корозійними втратами різних плавки сплаву.

Після четвертого циклу випробувань сплаву виявлено, що сульфідні титану, витравлюючись з аустенітної матриці, сприяють зниженню його корозійних втрат. Аналогічно Cu, сегрегований межами зерен аустеніту, розчиняючись, захищає сплав на цих ділянках.

Після п'ятого циклу випробувань з'ясовано, що максимальним корозійним втратам сплаву 06ХН28МДТ характерне збіднення меж зерен аустеніту Cr та збагачення Fe і Ni. Це унеможливує утворення дефектів структури аустеніту внаслідок твердофазної дифузії атомів Fe і Ni в об'єм сплаву. Через це корозійні втрати сплаву після п'ятого циклу найменші.

Таким чином, найбільшою тривкістю до МКК у високоокиснювальному 65% розчині HNO₃ мають плавки з найбільшим, згідно ГОСТ 5632, вмістом Р, Cu та сульфідів титану.

Література

1. Воробьева Г.Я. Коррозионная стойкость материалов в агрессивных средах химических производств / Г.Я. Воробьева. – М.: Химия, 1975 – 815 с.
2. Сталь и сплавы коррозионностойкие. Методы испытаний на стойкость против межкристаллитной коррозии: ГОСТ 6032-89 (НСО 365/276) - [Действующий от 1990-07-01]. – М.: Изд-во стандартов, 1990 – 41 с.
3. Беліков С.Б. Характерні особливості селективного розчинення сталі AISI321 у високоокиснювальному розчині нітратної кислоти / С.Б. Беліков, О.Е.Нарівський, Н.В.Маркова / Науковий вісник НЛТУ України.- 2016.-вип. 26.5.- с.233-239.
4. Современные проблемы физики конденсированного состояния, нанотехнологий и наноматериалов: сборник трудов IV междунар. науч. конф. Издательство «Print+», 2016. – 181с.
5. Тези доповідей IV Міжнародної науково-практичної конференції „Титан 2016: виробництво та використання в авіабудуванні”.- АТ „Мотор Січ”.- Запоріжжя, 2016 р. – 152 с.
6. Motfat T.P. Electrochemical and scanning tunneling microscope study of dealloying of Cu Au / T.P.Motfat, F. – R.F. Fan, A.J. Bord // Electrochem. Soc. – 1991. - №11. – р. 3224-3225.
7. Вязовикина Н.В. Использование хромовольтамперометрии для изучения механизма селективного растворения бинарных сплавов хром-железо / Н.В. Вязовикина // Электрохимия. – 1992. - №6ю – с. 917-922.
8. Pickering H.W. Characteristic fractures of alloy polarization curves / H.W.Pickering // Corrosion Science. – 1983. - №10. – р. 1101-1120.
9. Вязовикина Н.В. Анодное растворение сплавов Fe55Cr45 и Fe84Cr16 в нестационарных условиях / Н.В. Вязовикина // Электрохимия. – 1991. - №4. – с. 484-489.
10. Наривський А.Э. Стойкость сплава 06ХН28МДТ к межкристаллитной коррозии в зависимости от его химического состава / А.Э. Наривський // Коррозия: материалы, защита, – 2010 - №11 – с. 15-20.
11. Наривський А.Э. Влияние структуры сплава 06ХН28МДТ на его коррозионное поведение в окислительных средах / А.Э. Наривський // Коррозия: материалы, защита, – 2011 - №2 – с. 33-40.
12. Розенфельд И.Л. Коррозия и защита металлов / И.Л. Розенфельд.-М.:Металлургия, 1970.-448с.

Рецензенти:

Д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри прикладної фізики ЗНУ В.Г. Міщенко;

Д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри «Двигуни внутрішнього згорання» ЗНТУ Слинько Г. І.

Стаття надійшла до редакції 15.03.2017

УДК 629.017

М.А. Подригало¹, Р.О. Кайдалов¹, О.М. Жовтоног²Національна академія Національної гвардії України¹

Державне підприємство «Державтотранс НДІ проект»

ОЦЕНКА ДИНАМИЧНЫХ ВЛАСТИВОСТЕЙ И ЭНЕРГЕТИЧНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ АВТОМОБИЛІВ З БЕЗСТУПІНЧАСТОЮ АВТОМАТИЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ

Розглянуто динамічні й енергетичні характеристики автомобіля з ДВЗ, що працює з постійною частотою обертання валу, й безступінчастою автоматичною трансмісією. Отримані аналітичні вирази, що дозволяють забезпечувати автоматичне управління безступінчастою коробкою передач за допомогою штучного інтелекту (комп'ютеру), організувавши раціональну зміну передаточного відношення вказаної коробки у часі.

Ключові слова: динамічні властивості, енергетична економічність, безступінчаста автоматична трансмісія.

М.А. Подригало, Р.О. Кайдалов, А.Н. Жовтоног

ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ С БЕССТУПЕНЧАТОЙ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

Рассмотрены динамические и энергетические характеристики автомобиля с ДВС, работающего с постоянной частотой вращения вала, и бесступенчатой автоматической трансмиссией. Полученные аналитические выражения, позволяют обеспечивать автоматическое управление бесступенчатой коробкой передач с помощью искусственного интеллекта (компьютера), организовав рациональное изменение передаточного отношения указанной коробки во времени.

Ключевые слова: динамические свойства, энергетическая экономичность, бесступенчатая автоматическая трансмиссия.

M. Podrigalo, R. Kaidalov, O. Zhovtonog

EVALUATION OF DYNAMIC PROPERTIES AND ENERGY ECONOMICAL CAR WITH A CONTINUOUSLY VARIABLE AUTOMATIC TRANSMISSION

Considered dynamic and energy characteristics of the car with the internal combustion engine that runs at a constant speed of rotation of the shaft and continuously variable automatic transmission. The analytical expressions, allowing management to provide continuously variable automatic transmission by artificial intelligence (computer) by organizing a rational shift Gear ratio of said box in time. The results quantify the energy efficiency of the vehicle during acceleration of the continuously variable transmission over existing transmissions. Proved that the use of continuously variable transmissions and use of internal combustion engines with dual-mode controller that provides the crankshaft speed in a narrow range improves the dynamic properties of vehicles and increase their energy efficiency.

Keywords: dynamic properties, energy efficiency, continuously variable automatic transmission.

Вступ. Застосування безступінчастих трансмісій з автоматичним управлінням дозволяє покращити динамічні властивості й енергетичну економічність автомобілів. Якщо при розгоні або сталому режимі русі машини реалізувати навантажувальну характеристику двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) при постійній частоті обертання колінчастого валу у поєднанні з автоматичною безступінчастою трансмісією, тоді зміна швидкості руху автомобіля буде відбуватись за мінімальний час й при мінімальній витраті енергії.

У статті розглянуто динамічні й енергетичні характеристики автомобіля з ДВЗ, що працює з постійною частотою обертання валу, й безступінчастою автоматичною трансмісією.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Застосування безступінчастих передач з автоматичним управлінням є одним із ефективних засобів подальшого підвищення продуктивності й поліпшення основних експлуатаційних властивостей автомобілів [1]. Під безступінчастими передачами розуміються тільки несаморегульовані передачі, що мають зовнішній орган управління та не володіють у широкому діапазоні внутрішньою здатністю до зміни передавальних відношень [1]. До таких передач відносяться гідрооб'ємні, фрикційні й передачі змінної амплітуди коливань (імпульсні) [1]. Імпульсні передачі не отримали розповсюдження на самохідних машинах, але в останні роки з'явилися автомобілі з гібридним електромеханічним приводом ведучих коліс, які дозволяють реалізувати плавну зміну передавального відношення трансмісії.

Дослідженню безступінчастих фрикційних передач присвячені роботи [1 – 4], а гідравлічних об'ємних трансмісій – [5, 6]. Автоматичному управлінню ступінчастих й безступінчастих передач присвячені роботи [1, 7, 8].

Важливим етапом розроблення автоматичних безступінчастих передач є раціональний вибір регуляторних характеристик двигуна внутрішнього згоряння. В роботі [1] досліджені регуляторні

характеристики й рівняння руху самохідної машини з активною безступінчастою передачею й визначена оптимальна регуляторна характеристика ДВЗ.

Відомі [9] чотири основні характеристики які характеризують роботу усіх поршневих ДВЗ (рис.1).

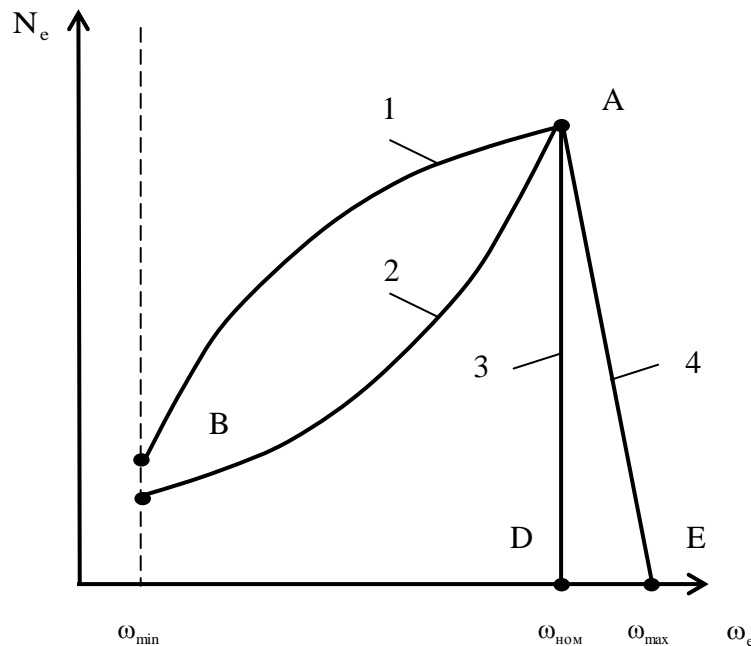


Рис. 1. - Основні характеристики ДВЗ: 1 – швидкісна характеристика; 2 – гвинтова характеристика (для авіаційних та судових двигунів); 3 – навантажувальна характеристика при $\omega_e = \omega_{\text{ном}} = \text{const}$; 4 – регуляторна характеристика при $\omega_e \neq \text{const}$; N_e – ефективна потужність ДВЗ; ω_e – кутова швидкість колінчастого валу; ω_{\min} , $\omega_{\text{ном}}$ – мінімально стійка і номінальна кутові швидкості колінчастого валу; ω_{max} – максимальна кутова швидкість колінчастого валу

Навантажувальна характеристика 3 (пряма \overline{AD} на рис.1) використовується в стаціонарних і тепловозних двигунах. Регуляторна характеристика 4 (пряма \overline{AE} на рис. 1) при зменшенні подачі палива допускає збільшення максимальної кутової швидкості колінчастого валу ω_{max} на 5 – 10%. При вказаній характеристиці частина часу працюють тракторні двигуни й автомобільні дизелі, обладнанні регуляторами.

Автор роботи [10] рахує, що з появою безступінчастих передач транспортні машини зі все режимними регуляторами двигунів у ідентичних умовах експлуатації значно поступаються паливній економічності цим машинам з дворегимним регулятором.

На нашу думку [11] в моторно-трансмісійних установках з безступінчастими коробками передач необхідно використовувати дворегимні регулятори, що обмежують кутову швидкість колінчастого валу у інтервалі $[\omega_{\text{ном}}, \omega_{\text{max}}]$. Такий підхід дає можливість поліпшити як динамічні так і енергоекономічні показники автомобілів.

Мета і постановка задач дослідження. Метою дослідження є поліпшення динамічних властивостей і підвищення енергетичної економічності автомобілів з безступінчастими трансмісіями за рахунок використання дворегимних регуляторів обертання колінчастих валів ДВЗ у вузькому діапазоні кутових швидкостей.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- оцінити поліпшення показників динамічних властивостей автомобілів з безступінчастою трансмісією й дворегимним регулятором ДВЗ;
- оцінити зниження витрат енергії двигуна на розгін автомобіля з місця й до максимальної швидкості при використанні безступінчастої трансмісії й дворегимного регулятора.

Виклад основного матеріалу. Рівняння тягової динаміки автомобіля має вигляд [13]

$$m_a \frac{dV_a}{dt} = P_k - \sum P_o, \quad (1)$$

де m_a – маса автомобіля;

V_a – швидкість автомобіля;

P_k – сумарна тягова сила на ведучих колесах автомобіля [12];

$$P_k = \frac{M_e \cdot U_k \cdot U_o \cdot \eta_{тр}}{r_d} - \frac{J_e \cdot U_k^2 \cdot U_o^2 \cdot \eta_{тр}}{r_d^2} \frac{dV}{dt} - \frac{\sum J_k}{r_d^2} \frac{dV}{dt}; \quad (2)$$

M_e – ефективний крутний момент двигуна;

U_k, U_o – передаточні відношення коробки передач і головної передачі, відповідно;

$\eta_{тр}$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії;

r_d – динамічний радіус ведучих коліс;

J_e – момент інерції обертових мас двигуна;

$\sum J_k$ – сумарний момент інерції усіх коліс автомобіля;

$\sum P_o$ – сумарна сила опору руху автомобіля;

$$\sum P_o = m_a g \psi + \frac{C_x}{2} \rho F V_a^2; \quad (3)$$

g – прискорення вільного падіння;

ψ – сумарний коефіцієнт дорожнього опору;

C_x – коефіцієнт лобового аеродинамічного опору;

ρ – густина повітря;

F – площа лобового перерізу (мідель) автомобіля.

Після підстановки виразів (2) і (3) й перетворень рівняння динаміки (1) прийме вигляд

$$m_a \left(1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2} + \frac{J_e \cdot U_k^2 \cdot U_o^2 \cdot \eta_{тр}}{m_a \cdot r_d^2} \right) \frac{dV_a}{dt} = \frac{M_e \cdot U_k \cdot U_o \cdot \eta_{тр}}{r_d} - m_a g \psi - \frac{C_x}{2} \rho F V_a^2. \quad (4)$$

Вираз у дужках представляє собою коефіцієнт врахування обертових мас [14] трансмісії й двигуна

$$\delta_{об} = 1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2} + \frac{J_e \cdot U_k^2 \cdot U_o^2 \cdot \eta_{тр}}{m_a \cdot r_d^2} = 1 + A_1 + A_2 U_k^2, \quad (5)$$

де A_1, A_2 – узагальненні коефіцієнти [14],

$$A_1 = \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2}; \quad (6)$$

$$A_2 = \frac{J_e \cdot U_k^2 \cdot U_o^2 \cdot \eta_{тр}}{m_a \cdot r_d^2}. \quad (7)$$

В літературі [14] рекомендується приймати $A_1 = 0,03$ й $A_2 = 0,05$.

Із рівняння (4) визначимо лінійне прискорення автомобіля \dot{V}_a

$$\dot{V}_a = \frac{dV_a}{dt} = \frac{\frac{M_e \cdot U_k \cdot U_o \cdot \eta_{тр}}{m_a \cdot r_d} - g \cdot \psi - \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot V_a^2}{1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2} + \frac{J_e \cdot U_k^2 \cdot U_o^2 \cdot \eta_{тр}}{m_a \cdot r_d^2}}. \quad (8)$$

При роботі двигуна з постійною швидкістю обертання колінчастого валу $\omega_e = \omega_{ном} = \text{const}$ вали трансмісії до коробки передач також обертаються з постійною швидкістю. У цьому випадку рівняння (2) прийме вигляд

$$P_k = \frac{M_e \cdot U_k \cdot U_o \cdot \eta_{тр}}{r_d} - \frac{\sum J_k}{r_d^2} \frac{dV_a}{dt}. \quad (9)$$

Після підстановки виразів (9) і (3) у рівняння (1) отримаємо

$$m_a \left(1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2} \right) \frac{dV_a}{dt} = \frac{M_e \cdot U_k \cdot U_o \cdot \eta_{тр}}{r_d} - m_a g \psi - \frac{C_x}{2} \rho F V_a^2. \quad (10)$$

Коефіцієнт врахування оберткових мас трансмісії у цьому випадку має меншу величину, чим при ступеневій коробці передач

$$\delta_{об} = 1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2}. \quad (11)$$

Лінійне прискорення автомобіля визначимо із рівняння (10)

$$\dot{V}_a = \frac{dV_a}{dt} = \frac{\frac{M_e \cdot U_k \cdot U_o \cdot \eta_{тр}}{m_a \cdot r_d} - g \cdot \psi - \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot V_a^2}{1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2}}. \quad (12)$$

Рівняння (12) можна представити у вигляді рівняння парціальних прискорень

$$\dot{V}_a = a_{тяг} - a_{\psi} - a_w, \quad (13)$$

де $a_{тяг}$ – парціальне тягове прискорення,

$$a_{тяг} = \frac{M_e \cdot U_k \cdot U_o \cdot \eta_{тр}}{m_a \cdot r_d \left(1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2} \right)}; \quad (14)$$

a_{ψ} – парціальне прискорення, що створюється сумарною силою дорожнього опору,

$$a_{\psi} = \frac{g \cdot \psi}{1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2}}; \quad (15)$$

a_w – парціальне прискорення, що створюється аеродинамічною силою,

$$a_w = \frac{C_x \cdot \rho \cdot F \cdot V_a^2}{2 \cdot m_a \left(1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2} \right)}. \quad (16)$$

Припустимо, що двигун працює на режимі $M_e = \text{const}$ (рівняння (14) – (16) отримаємо із умови $\omega_e = \omega_{ном} = \text{const}$). У цьому випадку при високих значеннях U_k дотична реакція на ведучих колесах автомобіля може перевищити граничну силу по зчепленню. Визначимо алгебраїчну суму парціальних прискорень $a_{тяг} - a_{\psi}$ при реалізації граничної сили по зчепленню ведучих коліс з дорогою. Різниця між сумарною тяговою силою на ведучих колесах і силою сумарного дорожнього опору може бути визначена із наступного рівняння

$$\Delta P = P_k - K_{вд} \cdot m_a \cdot g \cdot f - (1 - K_{вд}) \cdot m_a \cdot g \cdot f \pm m_a \cdot g \cdot i, \quad (17)$$

де $K_{вд}$ – коефіцієнт, який враховує долю маси автомобіля, що діє на ведучі колеса;

f – коефіцієнт опору коченні коліс;

i – поздовжній ухил дороги.

При реалізації граничної сили по зчепленню

$$P_k - K_{вд} \cdot m_a \cdot g \cdot f = m_a \cdot g \cdot \phi_x, \quad (18)$$

де ϕ_x – поздовжній коефіцієнт зчеплення ведучих коліс з дорогою.

Вираз (17) після підстановки у нього співвідношення (18) і перетворень

$$\Delta P = K_{\text{вд}} \cdot m_a \cdot g \cdot (\varphi_x + f) - m_a \cdot g \cdot \psi. \quad (19)$$

При отриманні рівняння (19) враховувалось, що сумарний коефіцієнт дорожнього опору дорівнюють [13, 14]

$$\psi = f \pm i. \quad (20)$$

Таким чином

$$a_{\text{тяг}} - a_{\psi} = \frac{\Delta P_{\text{к}}}{m_a \cdot \delta_{\text{об}}} = \frac{K_{\text{вд}} \cdot g \cdot (\varphi_x + f) - g \cdot \psi}{\delta_{\text{об}}} \quad (21)$$

і вираз (12) прийме наступний вигляд:

$$\dot{V}_a = \frac{K_{\text{вд}} \cdot g \cdot (\varphi_x + f) - g \cdot \psi - \frac{C_x}{2 \cdot m_a} \cdot \rho \cdot F \cdot V_a^2}{1 + \frac{\sum J_{\text{к}}}{m_a \cdot r_{\text{д}}^2}}. \quad (22)$$

Лінійна швидкість автомобіля [13, 14]

$$V_a = \frac{\omega_e \cdot r_{\text{д}}}{U_{\text{к}} \cdot U_o} = \frac{\omega_{\text{ном}} \cdot r_{\text{д}}}{U_{\text{к}} \cdot U_o}. \quad (23)$$

Після підстановки (23) у (22) отримаємо

$$\dot{V}_a = \frac{K_{\text{вд}} \cdot g \cdot (\varphi_x + f) - g \cdot \psi - \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot \frac{\omega_{\text{ном}}^2 \cdot r_{\text{д}}^2}{U_{\text{к}}^2 \cdot U_o^2}}{1 + \frac{\sum J_{\text{к}}}{m_a \cdot r_{\text{д}}^2}}. \quad (24)$$

Для повнопривідного автомобіля $K_{\text{вд}} = 1$. Диференціюючи рівняння (23), визначимо

$$\dot{V}_a = \frac{dV_a}{dt} = -\frac{\omega_e \cdot r_{\text{д}}}{U_{\text{к}}^2 \cdot U_o} \frac{dU_{\text{к}}}{dt} = -\frac{\omega_{\text{ном}} \cdot r_{\text{д}}}{U_{\text{к}}^2 \cdot U_o} \frac{dU_{\text{к}}}{dt}. \quad (25)$$

Для запобігання буксування ведучих коліс, використовуючи рівняння (24) і (25), визначимо відповідну умову

$$-\frac{\omega_{\text{ном}} \cdot r_{\text{д}}}{U_{\text{к}}^2 \cdot U_o} \frac{dU_{\text{к}}}{dt} \leq \frac{K_{\text{вд}} \cdot g \cdot (\varphi_x + f) - g \cdot \psi - \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot \frac{\omega_{\text{ном}}^2 \cdot r_{\text{д}}^2}{U_{\text{к}}^2 \cdot U_o^2}}{1 + \frac{\sum J_{\text{к}}}{m_a \cdot r_{\text{д}}^2}}. \quad (26)$$

Із рівняння (25) бачимо, що при розгоні автомобіля $\frac{dU_{\text{к}}}{dt} < 0$, а при русі абсолютної

величини швидкості зміна передаточного відношення (числа) коробки передач $\left| \frac{dU_{\text{к}}}{dt} \right|$ можна

реалізувати значні величини \dot{V}_a . Кутове обмеження швидкості зміни передаточного числа коробки передач можна визначити із нерівності (26)

$$\frac{dU_{\text{к}}}{dt} \geq -\frac{\frac{K_{\text{вд}} \cdot g \cdot (\varphi_x + f) - g \cdot \psi}{\omega_{\text{ном}} \cdot r_{\text{д}}} U_{\text{к}}^2 U_o - \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot \frac{\omega_{\text{ном}} \cdot r_{\text{д}}}{U_o}}{1 + \frac{\sum J_{\text{к}}}{m_a \cdot r_{\text{д}}^2}}. \quad (27)$$

Обмеження абсолютної величини $\left| \frac{dU_{\text{к}}}{dt} \right|$

$$\left| \dot{U}_k \right| = \left| \frac{dU_k}{dt} \right| \leq \frac{\frac{K_{вд} \cdot g \cdot (\varphi_x + f) - g \cdot \psi}{\omega_{ном} \cdot r_d} U_k^2 U_o - \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot \frac{\omega_{ном} \cdot r_d}{U_o}}{1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2}}. \quad (28)$$

На рис. 2 наведено графік залежності $\dot{U}_k(U_k)$.

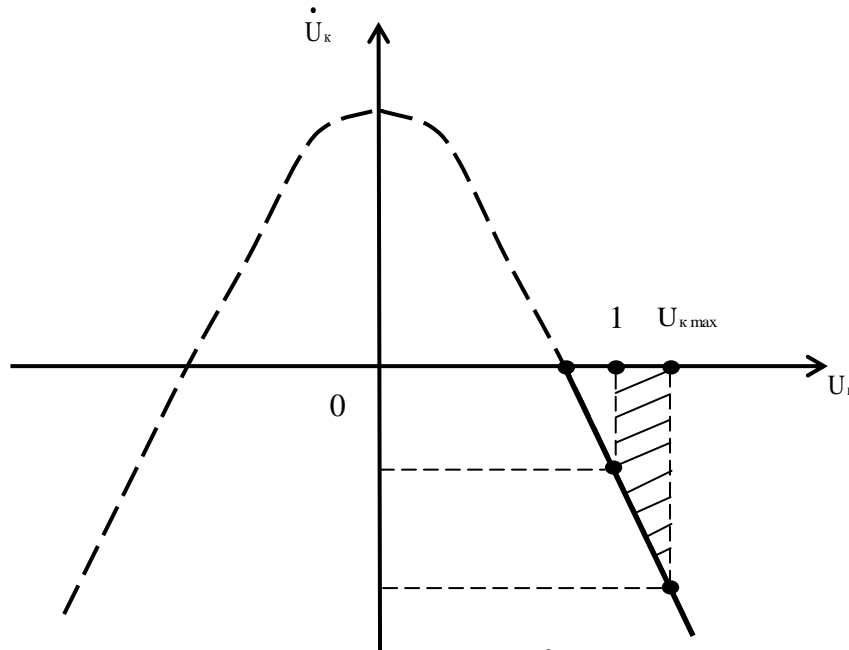


Рис. 2. - Графік залежності $\dot{U}_k(U_k)$

На рис. 2 пунктиром показана неробоча частина характеристики. Зона допустимих значень \dot{U}_k заштрихована та відповідає виконанню умови (27). На вищій передачі у автомобіля зазвичай приймають $U_k = U_{kmin} = 1$. Але у певних випадках можуть застосовувати прискорюючі передачі при яких $U_{kmin} < 1$. При $U_{kmin} = 1$ вираз (27) прийме вигляд

$$\frac{dU_k}{dt} = \dot{U}_k \geq - \frac{\frac{K_{вд} \cdot g \cdot (\varphi_x + f) - g \cdot \psi}{\omega_{ном} \cdot r_d} U_o - \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot \frac{\omega_{ном} \cdot r_d}{U_o}}{1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2}}. \quad (29)$$

Зміна передаточного числа коробки передач необхідно припинити при $U_k = 0$, у цьому випадку, прирівнюючи праву частину нерівності (27) до нуля, визначимо

$$U_k = \frac{\omega_{ном} \cdot r_d}{U_o} \sqrt{\frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a \cdot g [K_{вд} \cdot (\varphi_x + f) - \psi]}}. \quad (30)$$

Для визначення раціонального закону зміни передаточного відношення коробки передач у часі $U_k(t)$. Необхідно розв'язати наступне диференціальне рівняння

$$\frac{dU_k}{dt} = - \frac{\frac{K_{вд} \cdot g \cdot (\varphi_x + f) - g \cdot \psi}{\omega_{ном} \cdot r_d} U_o U_k^2 - \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot \frac{\omega_{ном} \cdot r_d}{U_o}}{1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2}}. \quad (31)$$

Після ділення змінних отримаємо

$$\int \frac{g [K_{вд} \cdot (\varphi_x + f) - \psi]}{\omega_{ном} \cdot r_d} U_o U_k^2 - \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot \frac{\omega_{ном} \cdot r_d}{U_o} \frac{dU_k}{U_k^2} = - \int \frac{dt}{1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2}}. \quad (32)$$

Після інтегрування рівняння (32) з врахуванням граничної умови (при $t=0$ $U_k = U_{к\max}$), отримаємо

$$U_k = \frac{\omega_{ном} \cdot r_d}{U_o} \sqrt{\frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a \cdot g [K_{вд} \cdot (\varphi_x + f) - \psi]}} \times$$

$$\frac{\exp \left(\frac{t}{1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2}} \sqrt{\frac{2 \cdot C_x \cdot \rho \cdot F \cdot g [K_{вд} \cdot (\varphi_x + f) - \psi]}{m_a}} \right) - \frac{\omega_{ном} \cdot r_d}{U_o} \sqrt{\frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a \cdot g [K_{вд} \cdot (\varphi_x + f) - \psi]}}^{-U_{к\max}}}{\exp \left(\frac{t}{1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2}} \sqrt{\frac{2 \cdot C_x \cdot \rho \cdot F \cdot g [K_{вд} \cdot (\varphi_x + f) - \psi]}{m_a}} \right) + \frac{\omega_{ном} \cdot r_d}{U_o} \sqrt{\frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a \cdot g [K_{вд} \cdot (\varphi_x + f) - \psi]}}^{+U_{к\max}}}$$

$$+ \frac{\omega_{ном} \cdot r_d}{U_o} \sqrt{\frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a \cdot g [K_{вд} \cdot (\varphi_x + f) - \psi]}}^{-U_{к\max}} \cdot \frac{\omega_{ном} \cdot r_d}{U_o} \sqrt{\frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a \cdot g [K_{вд} \cdot (\varphi_x + f) - \psi]}}^{+U_{к\max}}. \quad (33)$$

Отримане рівняння (33) дозволить реалізувати алгоритм автоматичного управління безступінчастою коробкою передач при розгоні автомобіля.

Робота ДВЗ при постійному швидкісному режимі при $\omega_e = \omega_{ном} = \text{const}$ дозволяє зменшити витрати енергії на розгін автомобіля. Зниження витрати енергії можна визначити за наступним виразом:

$$\Delta W_e = \frac{J_e}{2} (\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2) \cdot n, \quad (34)$$

де n – число передач в ступінчастій коробці передач, які використовуються для розгону автомобіля.

Зниження витрат енергії на розгін автомобіля зручніше всього пов'язувати з кінетичною енергією автомобіля, що накопичена після розгону до максимальної швидкості руху V_{\max}

$$W_{\text{кин}} = \frac{m_{\text{апов}} \cdot V_{\text{мак}}^2}{2}, \quad (35)$$

де $m_{\text{апов}}$ – повна маса автомобіля.

Відносне зниження енергетичних витрат на розгін автомобіля

$$\delta W_e = \frac{\Delta W_e}{W_{\text{кин}}} \cdot 100\%. \quad (36)$$

В таблиці 1 наведено результати розрахунку параметрів ΔW_e , $W_{\text{кин}}$ та δW_e для автомобілів різних видів та класів. Параметри J_e ; $\omega_{\text{мак}}$, $\omega_{\text{мін}}$, n , $m_{\text{апов}}$ та $V_{\text{мак}}$ взяті із джерел [9, 15, 16, 17].

Таблиця 1.

Результати розрахунку показників зниження витрат енергії автомобілів з безступінчастою коробкою передач при розгоні $\omega_e = \omega_{\text{ном}} = \text{const}$.

Вид автомобіля та клас	J_e , кгм ²	$\omega_{\text{мак}}$, с ⁻¹	$\omega_{\text{мін}}$, с ⁻¹	n	$m_{\text{апов}}$, кг	$V_{\text{мак}}$, км/год	ΔW_e , кДж	$W_{\text{кин}}$, кДж	δW_e , %
легковий 1-й клас	0,076	460	314	4	950	90	17,27	295,96	5,8
легковий 2-й клас	0,147	460	314	4	1290	115	33,40	656,16	5,1
легковий 3-й клас	0,274	460	314	3	1875	130	46,69	1218,75	3,8
вантажний 4-й клас	0,610	440	293	5	9525	90	163,89	2967,40	5,5
вантажний 5-й клас	2,450	356	209	5	14225	75	507,79	3077,52	16,5

Висновки:

1. Застосування безступінчастих трансмісій й використання ДВЗ з дворегіміним регулятором, що забезпечують обертання колінчастого валу у вузькому швидкісному діапазоні дозволяє поліпшити динамічні властивості автомобілів й підвищити їх енергетичну економічність.

2. Отримані аналітичні вирази дозволяють забезпечити автоматичне управління безступінчастої коробки передач за допомогою штучного інтелекту (комп'ютеру), організувавши раціональну зміну передаточного відношення вказаної коробки у часі.

3. Розгін автомобіля з безступінчастою коробкою при роботі ДВЗ з постійною кутовою швидкістю колінчастого валу дозволяє, у порівнянні з існуючими трансмісіями, зменшити витрату енергії на розгін. При цьому економія енергії складає:

- для легкових автомобілів – 3,8% – 5,8%;
- для вантажних автомобілів – 4-го класу – 5,5%;
- для вантажних автомобілів – 5-го класу – 16,5%.

Список використаних джерел.

1. Петров В.А. Автоматическое управление бесступенчатых передач самоходных машин / В.А. Петров. – М.: Машиностроение, 1968. – 384 с.
2. Фаробин Я.Е. Фрикционные передачи автомобилей и тракторов / Я.Е. Фаробин. – М.: Машгиз, 1962. – 163 с.
3. Пронин Б.А. Клиноременные и фрикционные передачи и вариаторы / Б.А. Пронин. – М.: Машгиз, 1960. – 334 с.
4. Пронин Б.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы) / Б.А. Пронин, Г.А. Ревков. – М.: Машиностроение, 1967. – 404 с.
5. Комисарик С.Ф. Гидравлические объёмные трансмиссии / С.Ф. Комисарик, И.А., Ивановский. – М.: Машгиз, 1963. – 220 с.

6. Погарский Н.А. Универсальные трансмиссии пневмоколёсных машин / Н.А. Погарский. – М.: Машиностроение, 1965. – 220 с.
7. Петров В.А. Автоматические системы транспортных машин / В.А. Петров. – М.: Машиностроение, 1974. – 336 с.
8. Гинцбург Л.Л. Сервоприводы и автоматические агрегаты автомобилей / Л.Л. Гинцбург, Ю.К. Есеновский-Лашков, Д.Г. Поляк. – М.: Транспорт, 1968. – 193 с.
9. Ленин И.М. Теория автомобильных и тракторных двигателей / И.М. Ленин. – М.: Машиностроение, 1969. – 368 с.
10. Гащук П.Н. Энергетическая эффективность автомобиля / П.Н. Гащук. – Львов: Свит, 1992. – 208 с.
11. Динамика автомобиля / [М.А. Подригало, В.П. Волков, А.А. Бобошко и др.]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.
12. Подригало Н.М. Динамический коэффициент полезного действия трансмиссии автомобиля / Н.М. Подригало // Учёные записки Крымского инженерно-педагогического университета. Вып. 35. Технические науки. – Симферополь: НИЦ КИПУ, 2012. – С.6–9.
13. Чудаков Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков. – М., Л.: Машгиз, 1940. – 396 с.
14. Бортникий П.И. Тягово-скоростные качества автомобиля: справочник / П.И. Бортникий, В.И. Задорожний. – К.: Вища школа, 1978. – 176 с.
15. Краткий автомобильный справочник. Издание 6-е. М.: Транспорт, 1971. – 512 с.
16. Колчин А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М.: Высшая школа, 1971. – 344 с.
17. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей / К.Г. Попык. – М.: Высшая школа, 1970. – 328 с.

Рецензенти:

Шаша Ігор Костянтинович, професор кафедри експлуатації та ремонту автомобілів та бойових машин Національної академії НГУ, доктор технічних наук, професор;

Полянський Олександр Сергійович, професор кафедри «Технології машинобудування і ремонту машин» Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, доктор технічних наук, професор.

Стаття надійшла до редакції 15.03.2017

УДК: 519.642:539.261

Н.М. Роженко¹, В.В. Картузов¹, Д.А. Гусачук²
Інститут проблем матеріалознавства НАН України¹
Луцький національний технічний університет²

ВИЗНАЧЕННЯ МЕТОДОМ РЕНТГЕНОГРАФІЇ ФУНКЦІЇ РОЗПОДІЛУ МІКРОДЕФОРМАЦІЙ У МЕХАНОАКТИВОВАНИХ ПОРОШКАХ ВОЛЬФРАМУ

Із застосуванням стійкого методу регуляризації досліджено дефектний стан механоактивованих порошків вольфраму, розраховано функції щільності розподілу мікрое деформацій.

Ключові слова: дефектний стан, деконволюція, розподіл мікрое деформацій.

Н.Н. Роженко, В.В. Картузов, Д.А. Гусачук **ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕТОДОМ РЕНТГЕНОГРАФИИ ФУНКЦИИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ МИКРОДЕФОРМАЦИЙ В МЕХАНОАКТИВИРОВАННЫХ ПОРОШКАХ ВОЛЬФРАМА**

С применением устойчивого метода регуляризации исследовано дефектное состояние механоактивированных порошков вольфрама, рассчитаны функции плотности распределения микродеформаций.

Ключевые слова: дефектное состояние, деконволюция, распределение микродеформаций.

N.M. Rozhenko, V.V. Kartuzov, D.A. Husachuk **DETERMINATION OF DENSITY FUNCTION OF MICROSTRAINS INTO MECHANICALLY ACTIVATED TUNGSTEN POWDERS BY METHOD OF X-RAY DIFFRACTION**

The defect state of the mechanically activated tungsten powders was investigated by application of a steady regularization method. Density functions of microstrains are calculated.

Keywords: the defect state, deconvolution, distributions of microstrains.

Постановка проблеми. У 2012 році виповнилося 100 років з часу відкриття явища дифракції рентгенівських променів на кристалах. Публікація Фрідріха, Кніппінга й Лауе [1] започаткувала сучасну рентгенівську кристалографію. Подальші дослідження Уоррена та Авербаха [2] показали, дифракційні профілі містять у собі інформацію про тонку структуру полікристалу, зокрема, про характеристики його дисперсності та напружено-деформованого стану.

Якщо дифракція рентгенівських променів на ідеальних кристалах описується узагальненою сингулярною функцією, то дифракції на реальних кристалах відповідає сума піків, розмитих через розсіювання на дефектах кристалічної структури. Таким чином, інформацію про дефектність кристалу можна одержати із аналізу розмиття, тобто з форми рефлексів фізичного профілю. Методи рентгенографії через сукупний аналіз дифракційних максимумів за їхніми положеннями визначають кристалічну структуру (тип і параметри ґратки), а дефекти субструктури – за формою фізичних профілів (фізичним уширенням).

У процесі рентгенівської зйомки розсіяні через дефектність (фізичні) профілі зазнають додаткового, інструментального, розсіювання. Тому для кожного дифракційного максимуму в результаті зйомки фіксується згортка фізичного й інструментального уширень, отже функція розсіювання дефектами субструктури визначається як розв'язок рівняння згортки:

$$h(x) = \int_{-\infty}^{\infty} f(\tau)g(x - \tau)d\tau = f(x) \oplus g(x), \quad (1)$$

де $f(x)$ (шукана функція) – фізичний профіль,

$h(x)$ (права частина рівняння) – попередньо оброблений результат зйомки,

$g(x)$ (ядро рівняння) – функція інструментального уширення.

Дифракція на бездефектному матеріалі (еталоні) пропорційна до імпульсного сигналу $\delta_{2\theta^*}$, де $2\theta^*$ – положення максимуму, тому встановлення профілю інструментальної функції $g(x)$ за рентгенограмою еталону не викликає ускладнень. Основною причиною труднощів у рентгеноструктурному аналізі є нестійкість вирішення задачі деконволюції (1) [3]. Саме через нестійкість задачі незначна похибка в одержанні чи обробці даних експерименту може призвести до недопустимих спотворень розв'язку $f(x)$. В рентгеноструктурному аналізі область конкретних задач, де найбільш суттєво проявляється нестійкість задачі, в загальних рисах характеризується сумірністю інтегральних ширин правої частини й інструментальної функції. У

таких випадках застосування традиційних методів не компенсує нестійкість розв'язку, і це диктує необхідність застосування і розвитку нових підходів до визначення функції $f(x)$.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Сучасні стійкі методи дозволяють звести нестійку задачу до розв'язання стійкої, зазвичай із залученням додаткових, відомих чи прогнозованих, відомостей про шукану функцію. Можна стверджувати, що практично всі сучасні стійкі методи різними шляхами визначають оптимальність компромісу між точністю та стійкістю розв'язку [4]. Метод регуляризації Тихонова [3] – один із сучасних стійких методів і так само потребує при застосуванні додаткової інформації про шуканий розв'язок, маючи при цьому ту перевагу над іншими стійкими методами, що вимагає, крім оцінок похибок визначення правої частини та інструментальної функції, лише деяких загальних уявлень про шукану функцію (ступінь гладкості, число екстремумів тощо). Метод успішно застосовується для численних нестійких задач, серед яких задачі комп'ютерної томографії [5], відновлення зображень [6], обернені задачі реконструкції управлінь в динамічних системах [7] тощо.

Перспективність використання зазначеного методу для розв'язання обернених задач спектроскопії та, в їхньому числі, задач рентгеноструктурного аналізу, зазначалася неодноразово [3, 4, 8 – 10]. Апробація методу пройшла успішно для задач рентгеноелектронного аналізу атомної структури [11] та обробки експериментальних даних мессбауерівської спектроскопії [12], де з рівняння (1) визначають інструментальну функцію. Щодо прикладів застосування методу регуляризації Тихонова до вирішення конкретних практичних задач рентгеноструктурного аналізу, успішні приклади його застосування нечисленні і стосуються виділення складових з відомої функції фізичного уширення [13]. З огляду на безперечну перспективність і новизну застосування методу регуляризації Тихонова для проведення рентгеноструктурних досліджень, а також покладаючись на успішний досвід застосування цього методу для широкого кола практичних задач в суміжних галузях експериментальних досліджень, нами було вирішено започаткувати використання цього методу для проведення рентгеноструктурних досліджень матеріалів металевих і керамічних систем. Особливості та результати застосування нами зазначеного методу для відновлення функції фізичного уширення за рефlekсами рентгенограм зразка й еталону опубліковано в роботах [14-17].

Основна ідея методу регуляризації [3] полягає в заміні нестійкої задачі розв'язання рівняння згортки на стійку задачу, точний розв'язок якої є наближеним для рівняння (1). Для цього будують регуляризуючий функціонал $M^\alpha[f] = \|f \oplus g - h\|_{L_2}^2 + \alpha \Omega[f]$, де $\Omega[f] = \|f\|_{L_2}^2 + \|f'\|_{L_2}^2$ – регуляризуючий оператор, $\alpha > 0$ – параметр регуляризації і обчислюють функцію f , яка мінімізує цей функціонал при наперед заданому $\alpha > 0$. Таким чином, для множини параметрів $\{\alpha : \alpha > 0\}$ одержимо сімейство наближених розв'язків рівняння згортки $\{f_\alpha : \alpha > 0\}$.

На практиці метод регуляризації Тихонова, зводячи нестійку задачу до стійкої, «перекладає» проблеми, зумовлені некоректною постановкою задачі, у вибір наближеного розв'язку. Хоча у роботі [9] потреба методу у точних оцінках похибок визначення функцій ядра та правої частини рівняння (1) для вибору параметра регуляризації характеризується як суттєва перешкода для застосування цього методу, однак у роботі [4] показано, що це ускладнення долається, принаймні, підбором параметра в режимі діалогу («метод візуального підбору»). У процесі наших досліджень напрацьована методика вибору варіанту наближеного розв'язку рівняння (1) за наперед заданою відносною нев'язкою [14], яка успішно долає проблему вибору розв'язку із однопараметричної множини наближених розв'язків.

Постановка завдань. У попередніх роботах [15-17] за розрахованими методом регуляризації фізичними уширеннями дифрактограм порошоків вольфраму, заліза й карбиду вольфраму визначені середні значення мікродеформацій та розмірів ОКР (областей когерентного розсіювання). Однак наявність фізичних профілів у явному вигляді надає значно ширші можливості, зокрема, дозволяє знаходити функції розподілу мікродеформацій. У даній роботі продовжено дослідження порошоків вольфраму після розмелу тривалістю 24 й 48 год, розпочате у [15], з метою побудови функцій розподілу мікродеформацій у порошках за їхніми дифрактограмами. Вибір порошку вольфраму для тестування методу регуляризації обумовлений пружною ізотропією матеріалу, завдяки чому сукупний аналіз дифракційних максимумів можна проводити за всіма наявними рефlekсами.

Викладення основного матеріалу. В роботі досліджено вплив часу розмелу порошку вольфраму в кульовому млині на розподіл мікродеформацій.

Розмел проводили в барабані з неіржавіючої сталі при співвідношенні твердосплавних куль і порошку вольфраму 6:1. Швидкість обертання барабана складала 74 об/хв. Для попередження помітного окислення і злипання дрібних частинок як середовище використовували ацетон.

Рентгенографічний аналіз порошоків проводили на дифрактометрі Дрон-4 в $\text{CuK}\alpha$ фільтрованому випромінюванні. Запис дифрактограм здійснювали покроковим скануванням з кроком $0,05^\circ$. На рис. 1 представлено дифрактограми порошку вольфраму в початковому стані (лінія «0») та після розмелу (лінії «24» та «48»). Інтенсивність лінії фіксується в одиницях, пропорційних до числа рентгенівських квантів дифрагованого випромінювання. Первинну обробку (відділення фону, згладжування, виокремлення піків) виконували за допомогою програмного пакету New_profile [18], фізичні уширення дифракційних кривих (рис. 2) розраховували як розв'язок рівняння згортки (1), де права частина визначається за експериментальними дифракційними кривими досліджуваних зразків після розмелу (рис. 1, лінії «24» та «48»), а інструментальна функція – за дифракційними кривими порошку вольфраму в початковому стані (лінія «0» на рис. 1), уширення ліній якого обумовлене чисто інструментальними ефектами. Як видно з рис. 1, розмиття максимумів механоактивованих зразків помітно вище, ніж порошку у початковому стані, що свідчить про наявність дефектів субструктури.

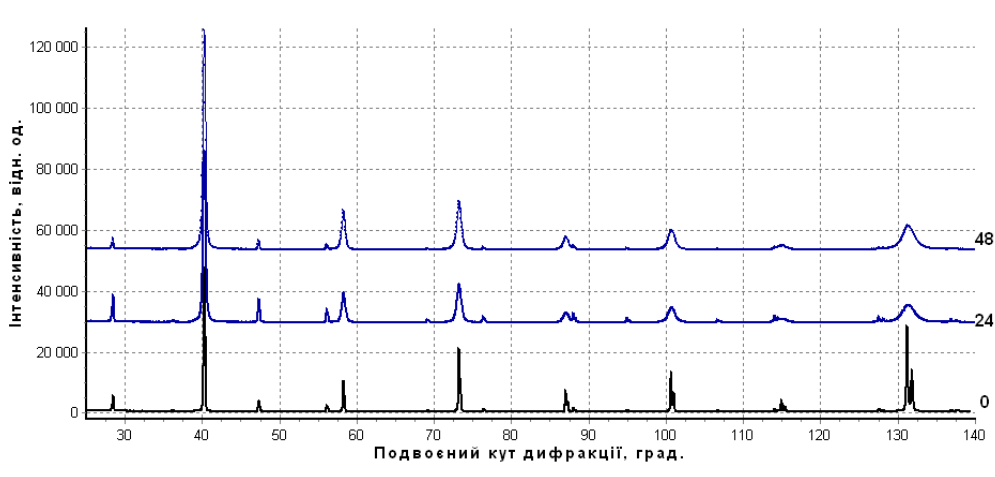


Рис. 1.- Дифрактограми (результат зйомки) зразків порошку W, цифри біля кривих – час розмелу в годинах. Лінії зсунуті вздовж осі ординат

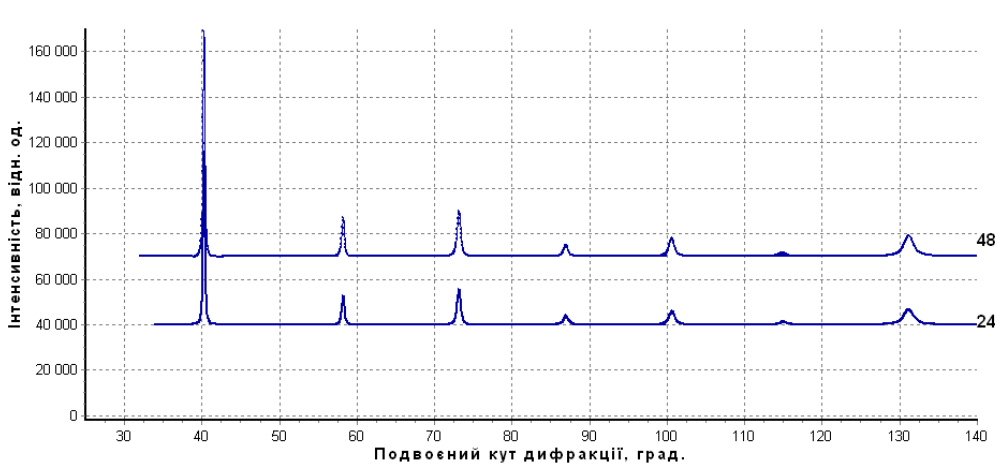


Рис. 2.- Функції фізичних уширень (результат розрахунку) зразків порошку W, цифри біля кривих – час розмелу в годинах. Лінії зсунуті вздовж осі ординат

Для розрахунку фізичних уширень застосована адаптована нами програмна реалізація методу регуляризації Тихонова – РТІКР [19] у режимі автоматичного обчислення параметра регуляризації за наперед заданою відносною нев'язкою [14], рівною 0,3–1%. На рис. 2 представлено результати розрахунку – криві фізичних профілів усіх видимих рефлексів дифрактограм від обох досліджуваних зразків. Ці розрахункові криві, на відміну від

експериментальних ліній з рис. 1, очищені від інструментального розсіювання, і їхнє уширення спричинене виключно впливом дефектів субструктури.

Однією з основних числових характеристик функції уширення є її інтегральна ширина $\beta_f = \int_R f(\tau) d\tau / \max_R f(\tau)$. Сукупний аналіз кутової залежності інтегральної ширини фізичних профілів проводять, порівнюючи її з кривими, пропорційними до функцій $\tan(\theta)$ та $\cos^{-1}(\theta)$ [20]. Завдяки пружній ізотропії вольфраму, аналіз дифракційних максимумів можна проводити за всіма наявними рефlekсами. Аналіз кутової залежності інтегральної ширини розрахованих фізичних профілів для обох зразків показав, що вона близька до тангенціальної [15]. Отже, уширення ліній обумовлене не дисперсністю областей когерентного розсіювання, а виключно мікродеформаціями [20]. На рис. 3 представлено кутову залежність інтегральної ширини (символи) розрахованих функцій фізичного уширення дифракційних максимумів порошку вольфраму після 48 год розмелу в порівнянні з характерними кривими, які слугують ознаками впливу на розсіювання виключно мікродеформацій (суцільна лінія) або дисперсності (штрихова лінія).

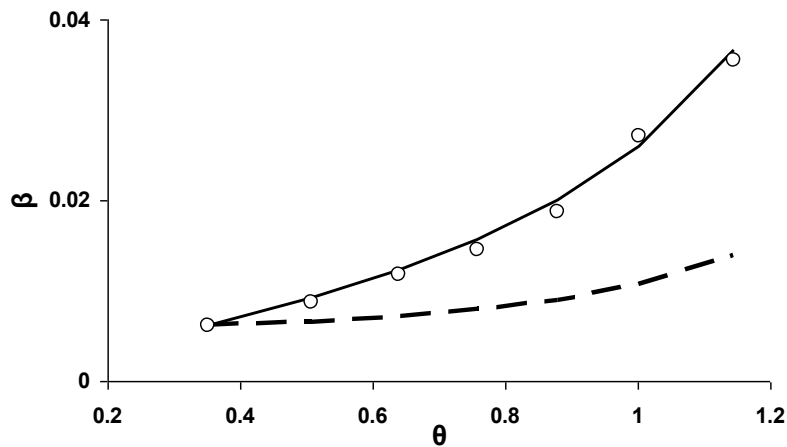


Рис. 3. - Кутова залежність інтегральної ширини β (\circ) розрахованих фізичних профілів дифракційних максимумів порошку вольфраму після 48 год та її порівняння з кривими, пропорційними до функцій $\tan(\theta)$ (—) та $\cos^{-1}(\theta)$ (---)

Іншими словами, у представленні фізичного профілю згорткою $f = N \oplus M$, де N та M — функції, які характеризують розмиття рефлексу через дисперсність та наявність мікродеформацій, відповідно [2, 20], вплив функції N нехтовно малий. Отже, $f \approx M$, і переходом від кутової змінної 2θ , що має місце при зйомці, до шкали:

$$\varepsilon = \varepsilon(\theta) = \frac{(\sin \theta^* - \sin \theta)}{\sin \theta^*}, \quad (2)$$

де $2\theta^*$ — положення дифракційного максимуму, ε — мікродеформація, можемо визначити профіль функції щільності розподілу мікродеформацій (рис. 4, сіра лінія) як $\varphi(\varepsilon) = \varphi(\varepsilon(\theta)) \approx f_{2\theta^*}(2\theta)$ за усіма попередньо розрахованими фізичними профілями (рис. 4, символи). З рис. 4 видно, що так визначена щільність розподілу є значно кращим наближенням у порівнянні з визначеною за методом апроксимації без застосування методу регуляризації (чорна лінія).

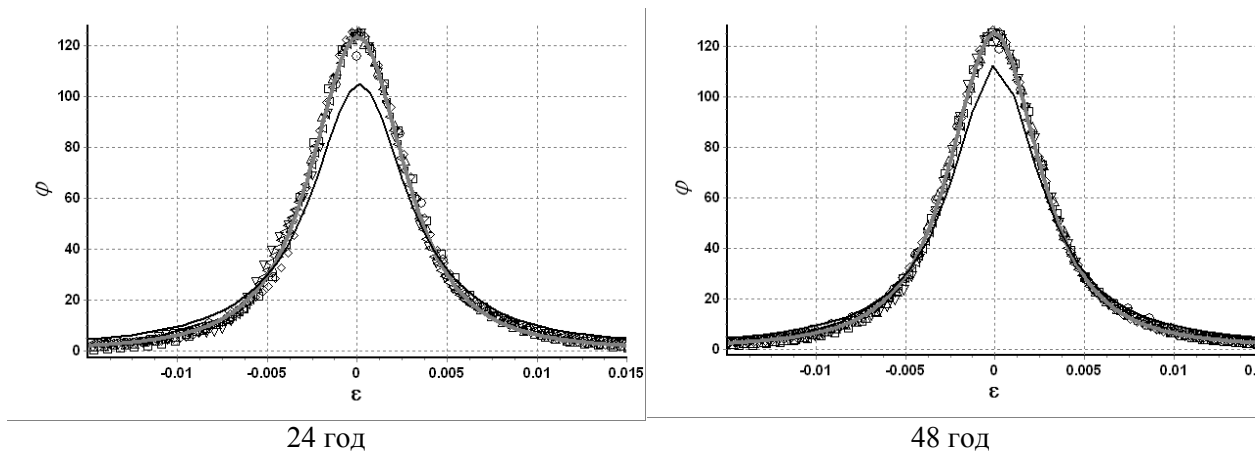


Рис. 4.- Побудова функцій щільності розподілу мікродеформацій $\varphi(\varepsilon)$ (сіра лінія) за сукупністю фізичних профілів. Символи (\circ ; \square ; Δ ; ∇ ; \diamond ; $\langle |$) – фізичні профілі, розраховані методом регуляризації за рефlekсами дифрактограм порошків вольфраму після розмелу різної тривалості з положення максимумів $2\theta^* \approx 40,3; 58,3; 73,2; 86,9; 100,7; 131,2$, відповідно. Чорна лінія – щільність розподілу, знайдена за методом апроксимації

Таким чином, дефектний стан розглядуваних порошків характеризується нехтовно малою дисперсністю ($D_{OKP} \gg 100$ нм) та розподілом мікродеформацій з характеристиками, наведеними у табл. 1. Середнє значення мікродеформацій визначено за формулою $\bar{\varepsilon}_{II} = \beta_{\varphi(\varepsilon)} / \sqrt{2\pi}$ [20] як середнє значення розподілу Гаусса з огляду на те, що ряд традиційних методів, у тому числі гармонічний, користуються Гауссовим наближенням розподілу в околі його максимуму.

Таблиця 1.

Параметри функцій щільності розподілу мікродеформацій у механоактивованих порошках вольфраму

Тривалість розмелу, год	Напівширина $2\varepsilon_{1/2}$, %	Інтегральна ширина $\beta_{\varphi(\varepsilon)}$, %	Середня мікродеформація $\bar{\varepsilon}_{II}$, %	Ступінь Пірсона
24	0,61	0,80	0,32	1,51
48	0,60	0,78	0,31	1,44

Характеристики розподілів, представлені у таблиці, підтверджують і поглиблюють висновок роботи [15] про накопичення й наступну стабілізацію мікронапружень при тривалості розмелу порошку ванадію від 24 до 48 год.

Для перевірки розрахованих функцій розподілу та висновків про характер дефектів субструктури досліджуваних порошків, у визначених функціях щільності $\varphi(\varepsilon)$ повернемося від кутової змінної 2θ згідно формули (2) для усіх $2\theta^*$ – положень наявних дифракційних максимумів. З урахуванням нехтовного впливу дисперсності, так знайдені профілі є не що інше, як фізичні уширення $f_{2\theta^*}(2\theta)$. Згортаючи кожен з них з відповідним положенню максимуму інструментальним уширенням згідно формули (1), одержимо розрахункові (модельні) криві дифракційних максимумів. Близькість модельних профілів $g \oplus f$ до рефlekсів дифрактограми h є підтвердженням вірогідності зроблених висновків про характер і розподіл дефектів субструктури. На рис. 5 представлено порівняння відповідних розрахованих й експериментальних кривих для зразка після 48-годинного розмелу у трьох положеннях дифракційних максимумів.

Порівняння, аналогічні до представлених на рис. 5, було проведено для усіх дифракційних максимумів обох зразків. Аналіз порівнянь повністю підтверджує висновки про дефектний стан порошків, зроблені із застосуванням методу регуляризації Тихонова до розв'язання рівняння згортки (1). Це означає, що розшифровка рентгенограм пропонованим методом зберігає достатньо інформації для визначення функції розподілу мікродеформацій.

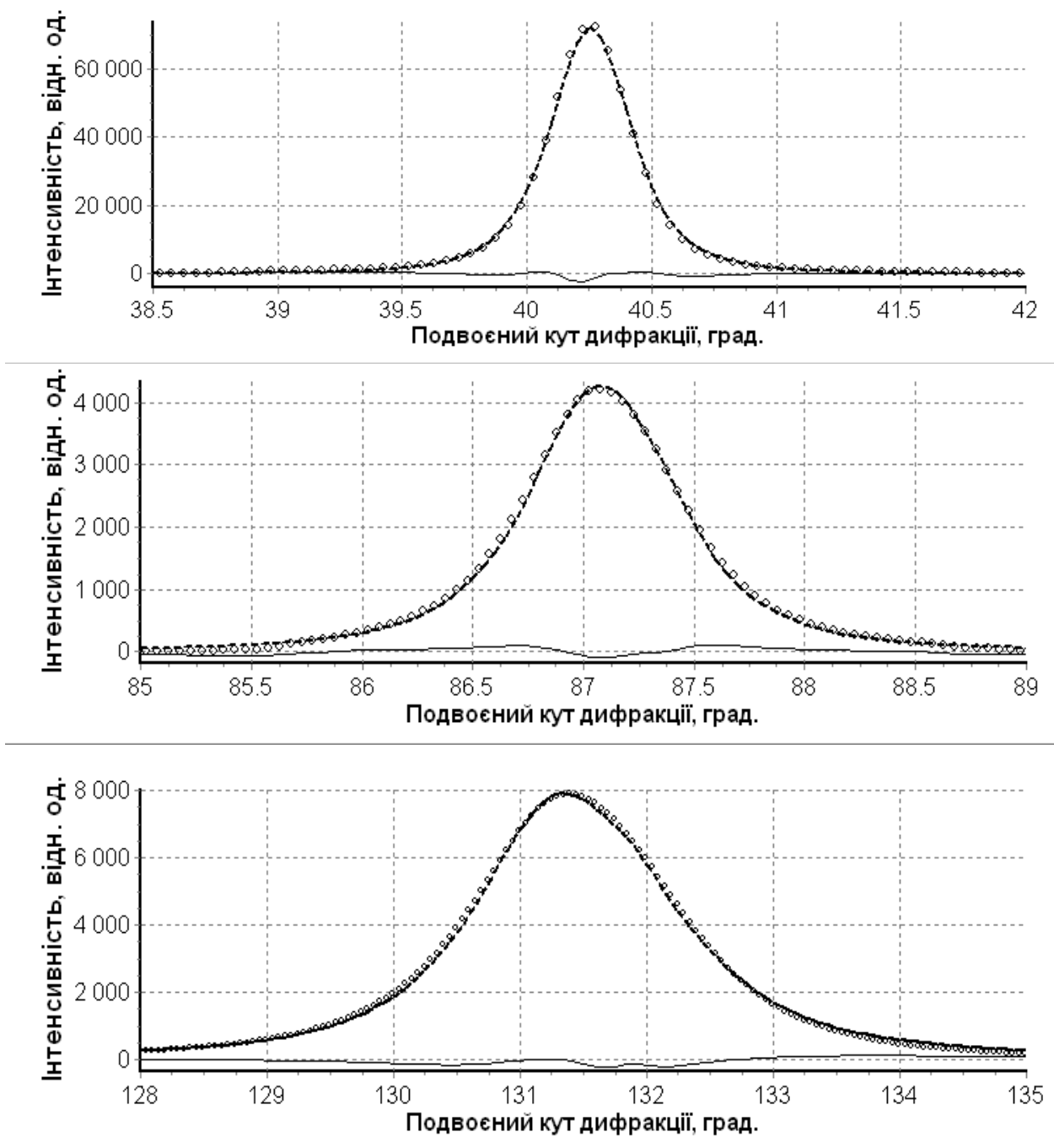


Рис. 5.- Порівняння розрахованих (○) та експериментальних (- -) дифракційних максимумів рентгенограми від зразка порошку W після 48-годинного розмелу. Суцільна лінія – функція нев'язки

Висновки. Із застосуванням методу регуляризації Тихонова до розв'язання рівняння згортки (1) були розраховані фізичні профілі механоактивованих порошоків вольфраму. За допомогою сукупного аналізу знайдених фізичних профілів встановлено, що дефектний стан розглядуваних порошоків характеризується нехтовно малою дисперсністю ($D_{OKP} \gg 100$ нм) та розподілом мікрореформацій із середніми значеннями $\bar{\varepsilon}_{II} \approx \varepsilon_{1/2} \approx 0,3\%$ й значеннями ступеню Пірсона $\approx 1,5$ та $\approx 1,4$ для зразків після розмелу 24 та 48 год, відповідно. Вірогідність результатів підтверджено близькістю модельних дифракційних максимумів до результатів зйомки. Тим самим показано, що розшифровка рентгенограм пропонованим методом зберігає достатньо інформації для визначення функції розподілу мікрореформацій.

Список використаних джерел:

1. v. Laue M., Friedrich W., Knipping P. Interferenzen-Erscheinungen bei Röntgenstrahlen // Sitzungsberichte der Mathematisch-Physikalischen Klasse der Koniglich Bayerischen Akademie der Wissenschaften zu München. – 1912. – P.303-322.
2. Warren B.E., Averbach B.L. The separation cold-work distortion and particle size broadening in x-ray patterns // J.Appl.Phys.-1952.-V.23.-P.497-512.
3. Тихонов А.Н., Арсенин В.Я. Методы решения некорректных задач. – М., Наука, 1986 – 288 с.
4. Сизиков В.С. Устойчивые методы обработки результатов измерений. – Эл. учебник. – СПб: ГИТМО(ТУ), 240 с. (<http://dsp-book.narod.ru/SIZIKOV.pdf>).
5. Гуров И.П., Сизиков В.С., Щекотин Д.С. Методы восстановления изображений в рентгеновской томографии // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. – 2003. – №11. – С.97-104.
6. Sizikov, V. S., Ekzemplyarov, R. A. Operating sequence when noise is being filtered on distorted images / V. S. Sizikov, // Journal of optical technology. – 2013. – V. 80, № 1. – P. 28-34.
7. Короткий М.А. Восстановление управлений и параметров методом Тихонова с негладкими стабилизаторами // Известия вузов. Математика. – 2009. – № 2. – С. 76-82.
8. Вишняков Я.Д. Современные методы исследования структуры деформированных кристаллов. – М., Металлургия, 1975. – 480 с.
9. Čerňanský M.: "Restoration and preprocessing of physical profiles from measured data" in "Microstructure analysis from diffraction", eds. Snyder R.L., Bunge H.J. and Fiala J. – Oxford University Press.– Oxford, 1999. – P.613-651.
10. Сизиков В.С., Кривых А.В. Восстановление непрерывных спектров адаптивным способом вычислительных экспериментов с регуляризацией // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. – 2013.– №3 (85). – С.22-28.
11. Немцова О.М., Канунникова О.М. Применение метода регуляризации для обработки рентгеноэлектронных спектров в структурном анализе кварца // ЖСХ, Приложение. – 2011. – т.52. – С.165 – S170.
12. Немцова О.М. Развитие и применение методов регуляризации для обработки экспериментальных данных мессбауэровской спектроскопии // Дисс. кандидата физ.-мат. наук. Ижевск. -2002. – 131 с.
13. Додонов В.Г. Применение методов рентгеновской дифракции для исследования структуры микрокластеров в конденсированных средах // Дис. на соиск. учен. степ. к.ф.-м.н. Кемерово. – 2000. – 135 с.
14. Роженко Н.М., Картузов В.В., Григорьев О.М. Автоматичне визначення варіанта наближеного розв'язку рівняння згортки, шуканого за методом регуляризації, за наперед заданою відносною нев'язкою // Математические модели и вычислительный эксперимент в материаловедении. – К.: Ин-т пробл. материаловедения НАН Украины. – 2015. – Вып. 17.– С.27-36.
15. Григорьев О.Н., Крячко Л.А., Бега Н.Д., Лаптев А.В., Головкова М.Е., Роженко Н.Н., Берсудский Е.И. Влияние шарового размола на структурные характеристики порошка вольфрама // Электронная микроскопия и прочность материалов. – Труды ИПМ НАН Украины. – 2013. – Вып. 19. – С. 114–122.
16. Баглюк Г.А., Власова О.В., Картузов В.В., Мамонова А.А., Могила Н.В., Роженко Н.М. Особливості застосування методу регуляризації Тихонова до визначення параметрів дефектного стану механоактивованого порошку заліза // Математические модели и вычислительный эксперимент в материаловедении. – К.: Ин-т пробл. материаловедения НАН Украины. – 2016. – Вып. 18.– С.72-79.
17. Бега М.Д., Винокуров В.Б., Галанов Б.О., Григор'ев О.М., Картузов В.В., Мазур П.В., Роженко Н.М., Степаненко А.В. Дослідження методами рентгенографії субструктури порошку карбиду вольфраму після розмелу // Электронная микроскопия и прочность материалов. – Труды ИПМ НАН Украины. – 2016. – Вып. 22. – С.58-72.
18. <http://www.remaxsoft.ru>
19. Тихонов А.Н., Гончарский А.В., Степанов В.В., Ягола А.Г. Численные методы решения некорректных задач.– М.: Наука, 1990. – 232 с.
20. Васильев Д.М. Дифракционные методы исследования структур. – М.: Металлургия. 1977. – 248 с.

Стаття надійшла до редакції 13.03.2017

С.А. Сметанкин

ВЛИЯНИЕ МОДИФИКАТОРА 4,4 -СУЛЬФОНИЛБИС(4,1-ФЕНИЛЕН)БИС(N, N – ДИЭТИЛДИТИОКАРБАМАТА) НА СТРУКТУРУ И МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЭПОКСИДНОЙ МАТРИЦЫ

Исследован механизм влияния наполнителя C₂₂H₂₈N₂O₂S₅ на физико-механические свойства эпоксидных композитов. Показано, что для формирования матрицы с улучшенными физико-механическими свойствами оптимальное содержание модификатора СФЭК составляет – q = 1,50 масс.ч. Такой материал характеризуется следующими свойствами: разрушающие напряжения при изгибе $\sigma_{изг} = 65$ МПа, модуль упругости при изгибе – E = 3,4 ГПа, ударная вязкость W = 11,4 кДж/м². Методом оптической микроскопии исследована поверхность излома исходной и модифицированной (различным количеством вводимого модификатора) эпоксидной матрицы. Замечена тенденция образования линий скалывания глобулярного, хаотического характера, а также образование сетки трещин с неравномерным их распределением в объёме матрицы и на поверхности их скола, что говорит о хрупком характере разрушения материала и увеличении напряженного состояния пропорционально вводимому в него количеству модификатора.

Ключевые слова: физико-механические свойства, модуль упругости, ударная вязкость, эпоксидный композит, поверхность излома, остаточные напряжения.

С.О. Сметанкін

ВПЛИВ МОДИФІКАТОРІВ 4,4 -СУЛЬФОНІЛБІС (4,1-ФЕНІЛ) БІС (N, N - ДІЕТИЛДИТИОКАРБАМАТУ) НА СТРУКТУРУ І МЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ЕПОКСИДНОЇ МАТРИЦІ

Досліджено механізм впливу наповнювача C₂₂H₂₈N₂O₂S₅ на фізико-механічні властивості епоксидних композитів. Показано, що для формування матриці з поліпшеними фізико-механічними властивостями оптимальний вміст модифікатора СФЕК становить - q = 1,50 мас.ч. Такий матеріал характеризується наступними властивостями: руйнівні напруження при згинанні $\sigma_z = 65$ МПа, модуль пружності при згинанні - E = 3,4 ГПа, ударна в'язкість W = 11,4 кДж/м². Методом оптичної мікроскопії досліджено поверхню зламу вихідної і модифікованої (різною кількістю введеного модифікатора) епоксидної матриці. Відмічено тенденцію утворення ліній сколювання глобулярного, хаотичного характеру, а також утворення сітки тріщин з нерівномірним їх розподілом в об'ємі матриці і на поверхні їх сколювання, що дозволяє стверджувати про крихкий характер руйнування матеріалу і збільшення напруженого стану пропорційно введеному в неї кількості модифікатора.

Ключові слова: фізико-механічні властивості, модуль пружності, ударна в'язкість, епоксидний композит, поверхня зламу, залишкові напруження.

S.A. Smetankin

IMPACT MODIFIER 4.4 -SULFONILBIS (4,1-PHENYLENE) BIS (N, N - DIETHYL) ON STRUCTURE AND MECHANICAL PROPERTIES OF THE EPOXY MATRIX

The mechanism C₂₂H₂₈N₂O₂S₅ filler influence on the physical and mechanical properties of epoxy composites. It is shown that the formation of the matrix with improved physical and mechanical properties of the optimal content of modifier SFEK - q = 1,50 % Such material is characterized by the following properties: bending stresses damaging $\sigma_{izg} = 65$ MPa, a flexural modulus - E = 3,4 GPa, the toughness of W = 11,4 kJ/m². It investigated by optical microscopy and the initial fracture surface modified (different amounts administered modifier) an epoxy matrix. Noticed trend lines chipping globular formation, chaotic nature and the formation of a grid of cracks increasingly uneven distribution in the amount of the matrix and on the surface of chipping, which means the destruction of the fragile nature of the material and an increase in the stress state is proportional to the input thereto the amount of modifier.

Keywords: physical and mechanical properties, modulus, toughness, epoxy composite fracture surface residual stresses.

Постановка проблеми. Объективные потребности развития различных отраслей техники обусловили создание новых конструкционных материалов с высокой прочностью и большими значениями модуля упругости на металлической, керамической и полимерной основах. Возникла необходимость резкого увеличения прочностных характеристик изделий и покрытий при минимизации их массы. Это становится возможным при изготовлении композиционных материалов (КМ) на полимерной основе [1].

В настоящее время полимерные композиты широко и интенсивно применяются в промышленности. Ведется как синтез новых систем, так и усовершенствование уже имеющихся путем оптимизации их параметров с целью адаптации к потребностям определенной отрасли промышленности. Особый интерес вызывает создание новых материалов путем смешения разных компонентов, введение модификаторов и прочих добавок в связующее.

В этом плане перспективным является формирование и применение композитов на основе эпоксидного связующего, которое сшивают отвердителем полиэтиленполиамином (ПЭПА) [2-5]. Структурообразование в полимерах и в их растворах при введении модификаторов, пластификаторов, наполнителей является весьма важным фактором, определяющим усиливающее действие вышеперечисленных компонентов в полимерах. Во-первых, в полимере формируется определенная структура в результате взаимодействия частиц наполнителя со связующим, и, во-вторых, происходит структурообразование надмолекулярных образований в самом полимере в присутствии наполнителя. Последнее особенно важно в тех случаях, когда содержание наполнителя в системе относительно невелико и он сам не может образовать сплошную структуру (каркас). При этом, дисперсные частицы оказывают влияние как на процесс формирования структуры в граничных слоях и в объеме полимера, так и на протекание реакций отверждения, что в свою очередь формирует комплекс физико-механических и релаксационных свойств [6-8].

Полимерные композиты, свойства которых улучшены за счет введения в полимер или олигомер модификатора и сформированные при оптимальных технологических и температурно-временных режимах полимеризации широко используют в виде защитных покрытий. Известно [9, 10], что такие материалы, по сравнению с традиционными металлами и сплавами, отличаются повышенными показателями адгезионной и когезионной прочности. Это, в свою очередь, обеспечивает не только повышение антикоррозионных свойств и износостойкости технологического оборудования, но и увеличивает его межремонтный ресурс эксплуатации и экономичность.

Цель работы – исследовать влияние модификатора 4,4 – сульфонилбис(4,1 – фенилен)бис(N, N – диэтилдитиокарбамата) на физико-механические свойства и структуру эпоксидной матрицы для формирования покрытий с повышенными прочностными характеристиками.

Материалы и методика исследования. Исходя из приведенного выше, в качестве основного компонента для связующего при формировании КМ выбран эпоксидный диановый олигомер марки ЭД-20 (ГОСТ 10587-84), который характеризуется высокой адгезионной и когезионной прочностью, незначительной усадкой и технологичностью при нанесении на поверхности сложного профиля.

В качестве модификатора использован 4,4 – сульфонилбис (4,1 – фенилен) бис(N, N – диэтилдитиокарбамат) (СФЭК), характеризующийся реакционной способностью к взаимодействию с молекулами эпоксидного олигомера благодаря значительному количеству активных групп. Модификатор вводили в количестве от 0,10 до 2,00 масс.ч. на 100 масс.ч. эпоксидного олигомера ЭД-20 (здесь и далее по тексту масс.ч. приводят на 100 масс.ч. эпоксидного олигомера ЭД-20). Общая химическая формула эпоксидного дианового олигомера марки ЭД-20 показана на (рис.1). Формула модификатора 4,4 – сульфонилбис(4,1 – фенилен)бис(N, N – диэтилдитиокарбамата) имеет вид: C₂₂H₂₈N₂O₂S₅ (рис. 2).

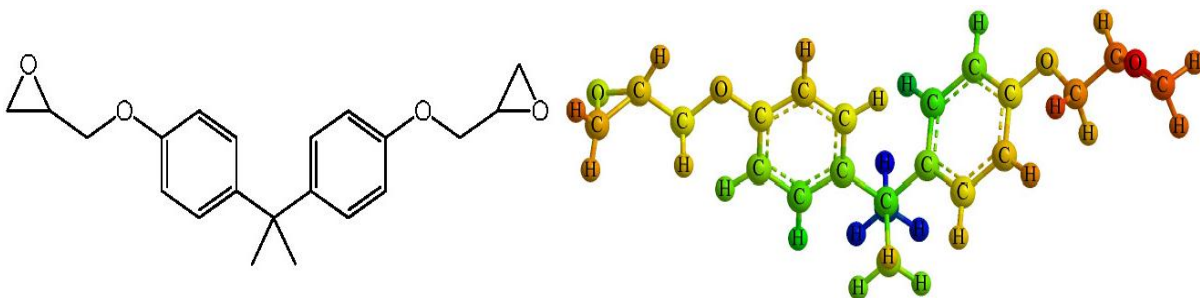


Рис. 1 – Структурная формула эпоксидного дианового олигомера ЭД-20 [11].

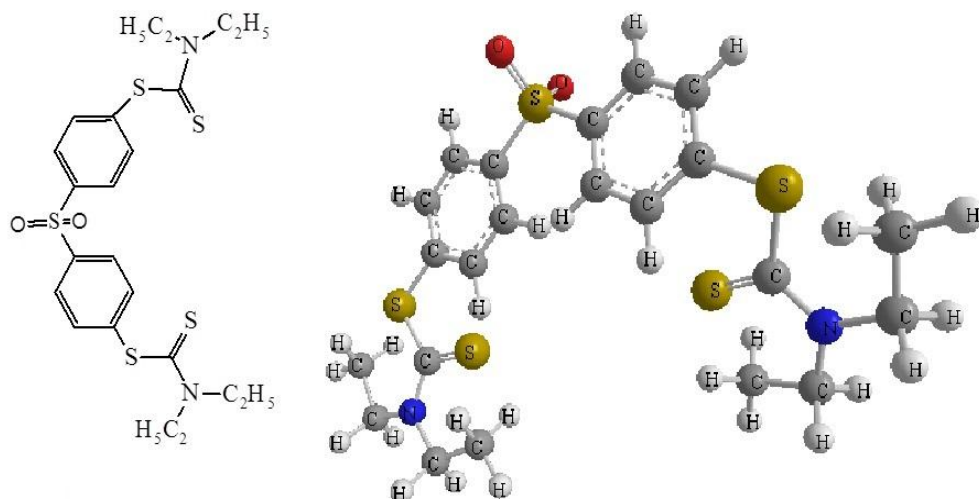


Рис. 2 – Структурная формула модификатора 4,4 – сульфонилбис(4,1 – фенилен)бис(N, N – диэтилдитиокарбамата)

Для сшивания эпоксидных композиций использован отвердитель полиэтиленполиамин ПЭПА (ТУ 6-05-241-202-78) (рис. 3), что позволяет формировать материалы при комнатных температурах. Известно, что ПЭПА является низкомолекулярным веществом, которое состоит из следующих мономерных единиц: $[-CH_2-CH_2-NH-]_n$ [2, 10]. Отвердитель вводили в композицию в количестве 10 масс.ч. на 100 масс.ч. эпоксидного олигомера ЭД-20. Характеристики эпоксидного дианового олигомера, наполнителя и отвердителя приведены в табл. 1.

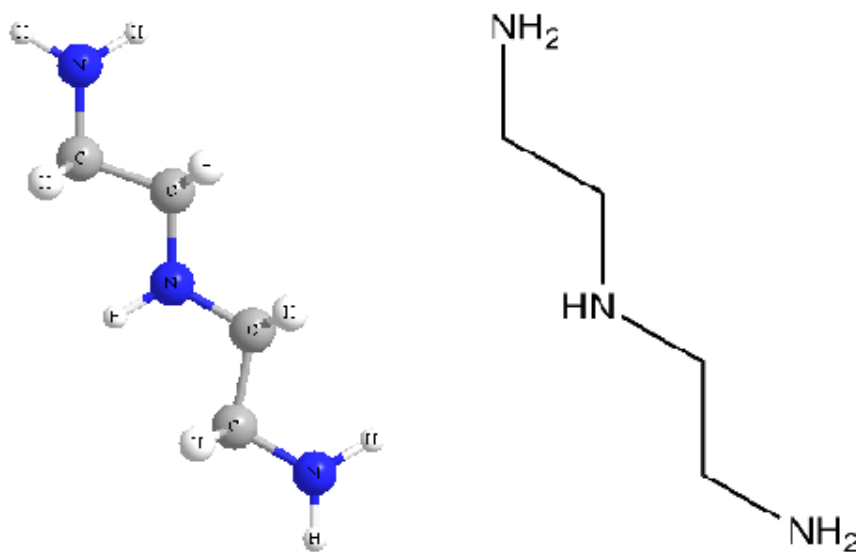


Рис. 3 – Структурная формула отвердителя ПЭПА [11].

Таблица 1

Характеристики компонентов эпоксидного связующего

Характеристики	Эпоксидный олигомер ЭД - 20	Модификатор СФЭК	Отвердитель ПЭПА
Молекулярная масса	340	512,8	215...258
Содержание эпоксидных групп, %	20,0...22,5	–	–
Содержание гидроксильных групп, %	1,25	–	–

Содержание водорода, % (H)	–	5,50	–
Содержание азота, % (N)	–	5,46	19,5...22,0
Содержание углерода, % (C)	–	51,53	–
Содержание кислорода, % (O)	–	6,24	–
Содержание серы, % (S)	–	31,26	–
Вязкость, η , Па·с	13...20	–	0,9
Плотность, ρ , г/см ³	1,160	6,077	1,050

Эпоксидный КМ формировали по следующей технологии: предварительное дозирование эпоксидной диановой смолы ЭД-20, подогрев смолы до температуры $T = 353 \pm 2$ К и ее выдержка при данной температуре в течение времени $\tau = 20 \pm 0,1$ мин; дозирование модификатора и дальнейшее введение его в эпоксидный олигомер; гидродинамическое совмещение олигомера ЭД-20 и модификатора в течение времени $\tau = 1 \pm 0,1$ мин; ультразвуковая обработка (УЗО) композиции в течение времени $\tau = 1,5 \pm 0,1$ мин; охлаждение композиции до комнатной температуры в течение времени $\tau = 60 \pm 5$ мин; введение отвердителя ПЕПА и перемешивание композиции в течение времени $\tau = 5 \pm 0,1$ мин. В дальнейшем формировали КМ по экспериментально установленным режимам: формирование образцов и их выдерживание в течение времени $\tau = 12,0 \pm 0,1$ ч при температуре $T = 29 \pm 2$ К, нагрев со скоростью $v = 3$ К/мин до температуры $T = 393 \pm 2$ К, выдерживание КМ в течение времени $\tau = 2,0 \pm 0,05$ ч, медленное охлаждение до температуры $T = 293 \pm 2$ К. С целью стабилизации структурных процессов в КМ образцы выдерживали в течение времени $\tau = 24$ ч на воздухе при температуре $T = 293 \pm 2$ К с последующим проведением экспериментальных испытаний.

Разрушающие напряжения и модуль упругости КМ при изгибе определяли согласно ГОСТ 4648-71 и ГОСТ 9550-81 соответственно. Параметры образцов: длина $l = 120 \pm 2$ мм, ширина $b = 15 \pm 0,5$ мм, высота $h = 10 \pm 0,5$ мм.

Ударную вязкость определяли по методу Шарпи согласно ГОСТ 4647-80 на маятниковом копре МК-30 при температуре $T = 298 \pm 2$ К и относительной влажности $d = 50 \pm 5$ %. Использовали образцы размером $(63,5 \times 12,7 \times 12,7) \pm 0,5$ мм.

Отклонения значений при исследованиях показателей физико-механических свойств КМ составило 4...6 % от номинального.

Исследования структуры материалов проводили на металлографическом микроскопе модели XJL-17AT, который оборудован камерой Levenhuk C310 NG (3,2 Mega Pixels). Диапазон увеличения изображения изменяли в пределах от $\times 100$ до $\times 1600$ раз. Непосредственно в работе образцы исследовали при увеличении в $\times 200$ и $\times 400$ раз. Для обработки цифровых изображений использовали программное обеспечение «Levenhuk Tour View».

Результаты исследований и их обсуждение. Для определения оптимального содержания модификатора СФЭЖ в эпоксидной матрице с улучшенными свойствами на начальном этапе проводили исследования модуля упругости при изгибе (E, ГПа), разрушающих напряжений (сизг, МПа) при изгибе и ударной вязкости КМ (W, кДж/м²).

Предыдущими исследованиями [12-14] установлены показатели физико-механических свойств исходной (немодифицированной) эпоксидной матрицы при приведенных выше режимах сшивания: разрушающие напряжения при изгибе – сизг = 48 МПа, модуль упругости при изгибе – E = 2,8 ГПа, ударная вязкость – W = 7,4 кДж/м².

В процессе исследований экспериментально установлено (рис. 1, кривая 1), что введение в эпоксидный олигомер модификатора (C₂₂H₂₈N₂O₂S₅) при незначительном содержании $q = 0,10$ масс.ч. и дальнейшем увеличении его концентрации до $q = 0,75$ масс.ч. с учетом погрешности эксперимента не приводит к увеличению модуля упругости, сохраняя показатель немодифицированной матрицы E = 2,9 ГПа.

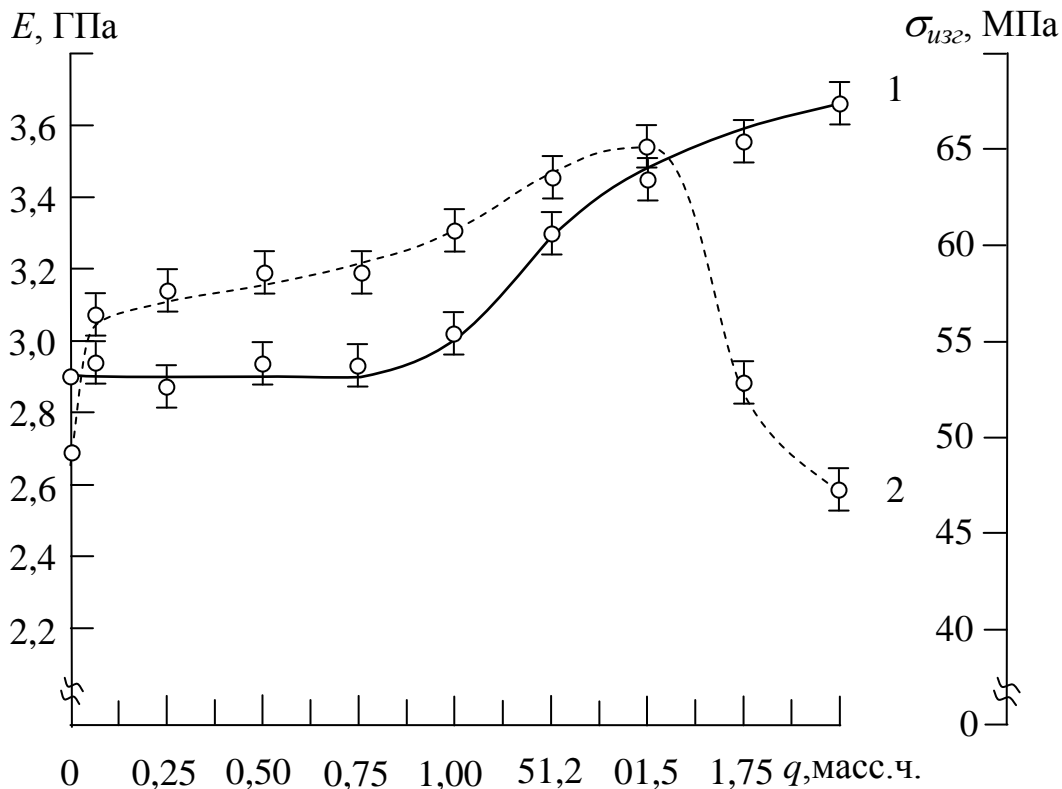


Рис. 4 – Зависимость физико-механических свойств матрицы от содержания модификатора СФЭК ($C_{22}H_{28}N_2O_2S_5$): 1 – модуль упругости при изгибе (E); 2 – разрушающие напряжения при изгибе ($\sigma_{изг}$)

Следует отметить, что в дальнейшем при введении модификатора в количестве $q = 1,00 \dots 2,00$ масс. ч. наблюдали монотонное увеличение модуля упругости от $E = 3,0$ ГПа до $E = 3,6$ ГПа. Максимальное увеличение модуля упругости при изгибе КМ ($E = 3,7$ ГПа) установлено при введении в связующее – модификатора СФЭК в количестве $q = 2,00$ масс. ч.

Параллельно исследовали разрушающие напряжения при изгибе от содержания модификатора СФЭК. Установлено, что разрушающие напряжения при изгибе для эпоксидной матрицы составляют $\sigma_{изг} = 48$ МПа (рис. 1, кривая 2). В процессе экспериментальных исследований установили, что введение в эпоксидный олигомер модификатора при незначительной концентрации $q = 0,10$ масс. ч. приводит к существенному увеличению показателя разрушающих напряжений при изгибе до $\sigma_{изг} = 56$ МПа. Введение модификатора в количестве $q = 0,25 \dots 1,00$ масс. ч. приводит к монотонному увеличению показателей до $\sigma_{изг} = 57 \dots 61$ МПа. При дальнейшем введении модификатора в количестве $q = 1,25 \dots 1,50$ масс. ч. на кривой зависимости разрушающих напряжений при изгибе от количества модификатора (рис. 1 кривая 2) наблюдали максимум, значение которого в пределах погрешности эксперимента составляет $\sigma_{изг} = 63 \dots 65$ МПа. Последующее введение модификатора в количестве $q = 1,75 \dots 2,00$ масс. ч. приводит к существенному снижению показателей до $\sigma_{изг} = 52 \dots 46$ МПа. Следует подчеркнуть, что анализ кривой зависимости $\sigma_{изг} - q$ в диапазоне концентраций модификатора $\Delta q = 0,10 \dots 1,50$ масс. ч. позволил выявить корреляцию результатов относительно кривой $E - q$. Это подтверждает результаты экспериментальных исследований, приведенных выше (рис. 1, кривая 1), и позволяет утверждать о достоверности полученных экспериментальных данных.

В дальнейшем исследовали ударную вязкость эпоксикомпозитов, наполненных модификатором $C_{22}H_{28}N_2O_2S_5$ (рис. 2). Экспериментально установлено, что при введении модификатора СФЭК в количестве $q = 0,10 \dots 0,25$ масс. ч. ударная вязкость КМ значительно увеличивается относительно исходной матрицы ($W = 7,3$ кДж/м²) и составляет $W = 9,5 \dots 9,6$ кДж/м². Первое максимальное значение ($W = 10,5$ кДж/м²) установлено при введении модификатора в количестве $q = 0,50$ масс. ч. Введение модификатора в количестве $q = 0,75$ масс. ч. приводит к снижению ударной вязкости до $W = 8,8$ кДж/м². Дальнейшее введение модификатора

СФЭК в связующее в количестве $q = 1,00 \dots 1,25$ масс. ч. приводит к незначительному монотонному повышению показателей до $W = 9,5 \dots 9,7$ кДж/м². Второй максимум на диаграмме $W - q$ обнаружен при содержании модификатора в количестве $q = 1,50$ масс. ч., показатель которого составляет $W = 11,4$ кДж/м². При дальнейшем введении модификатора СФЭК в количестве $q = 1,75 \dots 2,00$ масс. ч. наблюдали резкое ухудшение показателей до $W = 7,2 \dots 9,7$ кДж/м². Стоит заметить и подчеркнуть, что максимумы на кривых $\sigma_{изг} - q$ и $E - q$ коррелируют со вторым максимальным значением гистограммы $W - q$, подтверждая вышеописанные выводы о достоверности полученных результатов экспериментальных исследований.

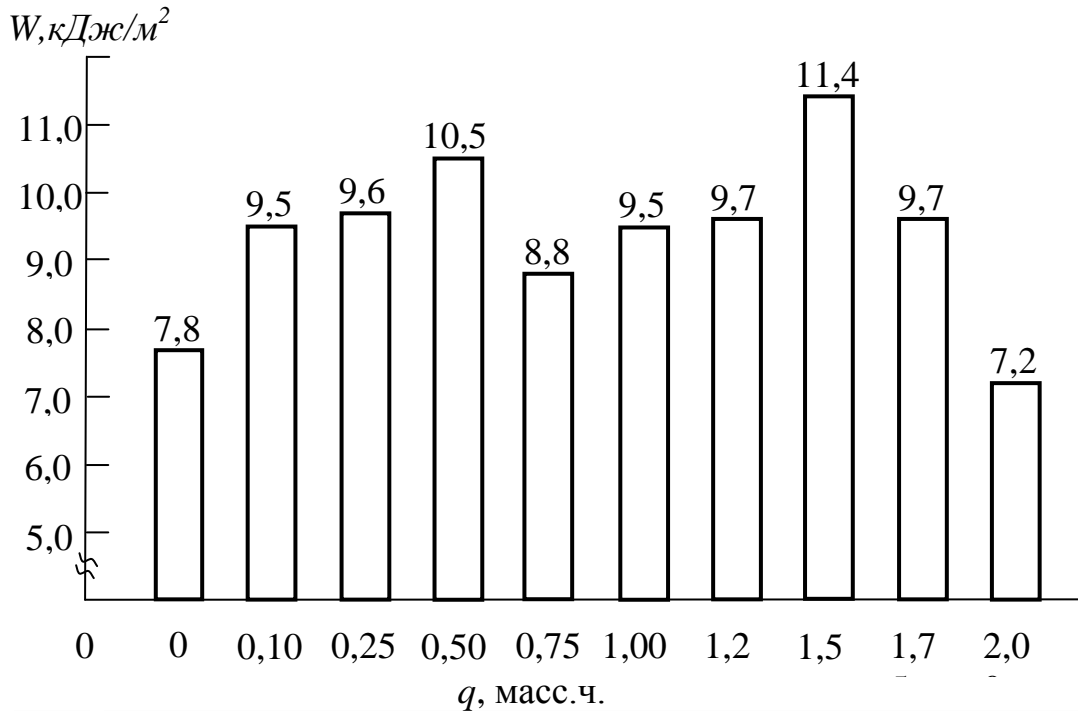


Рис. 5– Зависимость ударной вязкости КМ от содержания модификатора СФЭК

Исходя из вышеописанных результатов экспериментов, видно, что уже при незначительном введении модификатора ($q = 0,10 \dots 0,25$ масс. ч.) происходит увеличение показателей разрушающих напряжений при изгибе ($\sigma_{изг}$) и ударной вязкости (W). Такие результаты можно объяснить начальным взаимодействием незначительного количества реакционно способных макромолекул модификатора с активными группами олигомера ЭД-20 и отвердителем ПЕПА. Дальнейшее увеличение количества модификатора в связующее приводит к значительному увеличению физико-механических показателей, достигая пиковых значений при $q = 1,50$ масс. ч. разрушающих напряжений при изгибе ($\sigma_{изг}$), модуля упругости при изгибе (E) (рис. 4, кривая 1,2) и ударной вязкости (W) (рис. 5). Это свидетельствует о критическом содержании модификатора, молекулы которого наиболее интенсивно взаимодействуют с активными группами олигомера ЭД-20 и отвердителя ПЕПА. По нашему мнению, такая активность связана с широким спектром химических элементов модификатора и преобладающих в них (в процентном соотношении) углерода (С) – 51,53 % и серы (S) – 31,26 % (табл. 1). Считали, что в следствие высокой способности атомов углерода (С) и серы (S) соединяться с формированием устойчивых ковалентных связей как между собой, так и со связующим в композите создается трехмерная структурная сетка. Введение СФЭК в количестве $q = 1,50$ масс. ч. приводит на наш взгляд к увеличению скорости протекания физико-химических процессов полимеризации при структурообразовании модифицированной матрицы за счет повышенной подвижности боковых групп олигомерных цепей эпоксидного олигомера и N, N-диэтилдитиокарбаматных групп модификатора. Это в свою очередь усиливает взаимодействия между молекулами олигомера и модификатора, что приводит к уплотнению композита, значительно упрочняя КМ. При этом активация эпоксидных и карбоксильных групп приводит к улучшению взаимодействия как олигомера ЭД-20, так и модификатора с отвердителем при полимеризации. Максимум модуля

упругости образцов с данным содержанием модификатора позволяет утверждать о достаточной однородности материала.

На завершающем этапе эксперимента с помощью метода оптической микроскопии исследовали поверхность излома эпоксидной матрицы и композитов, наполненных модификатором СФЭК (рис. 6). Сравнивая фрактограммы поверхности излома исходной и модифицированной матриц при увеличении $\times 400$ можно предположить, что 4,4 – сульфонилбис (4,1 – фенилен) бис (N, N – диэтилдитиокарбамат) влияет на формирование структуры материала пропорционально повышению его количества.

Анализ фрактограмм эпоксидной матрицы (рис. 6, а) позволяет утверждать о формировании поверхности излома с разветвленными и в некоторых случаях прямыми линиями скола, которые характеризуются ярко выраженными углублениями, что свидетельствует о напряженном состоянии материала и его хрупкости. Это подтверждают и полученные результаты исследования физико-механических свойств исходной эпоксидной матрицы, которые отличаются незначительными разрушающими напряжениями при изгибе.

Как видно из рис. 6, б композит, наполненный C22H28N2O2S5 в незначительном количестве $q = 0,10$ масс. ч. имеет практически подобную структуру с исходной матрицей, однако, отличается менее разветвленным и более прямолинейным характером образований линий скола. При этом переход между углублениями наблюдается с большей частотой и отличается выраженными контурами. Это говорит о более равномерном распределении концентраторов напряжения, что в свою очередь ведет к упрочнению материала.

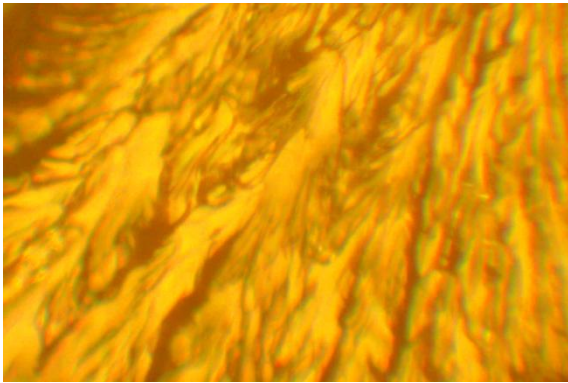
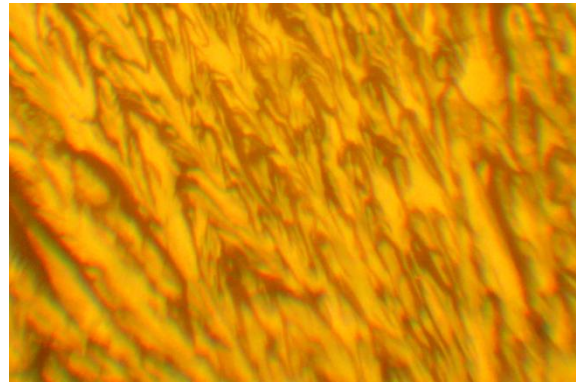
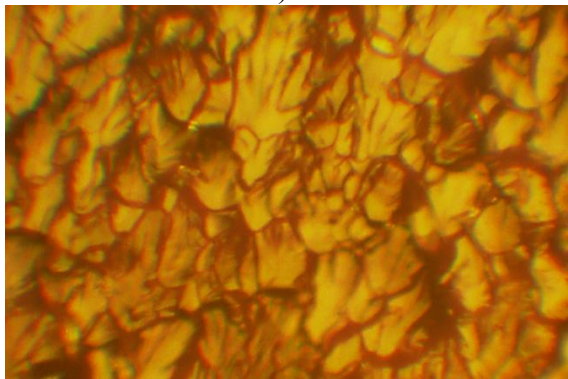
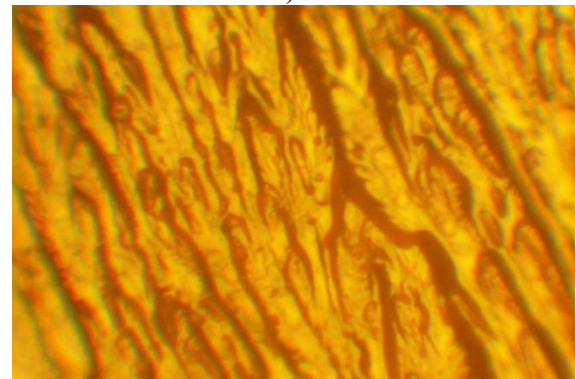
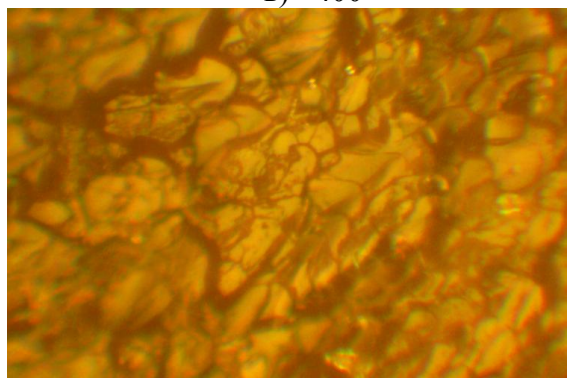
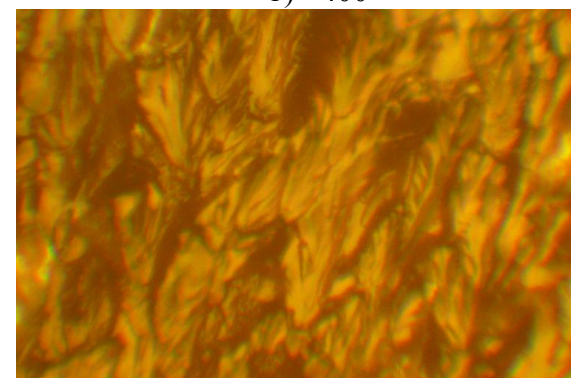
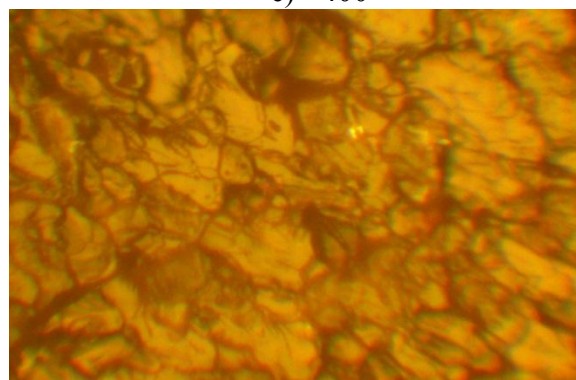
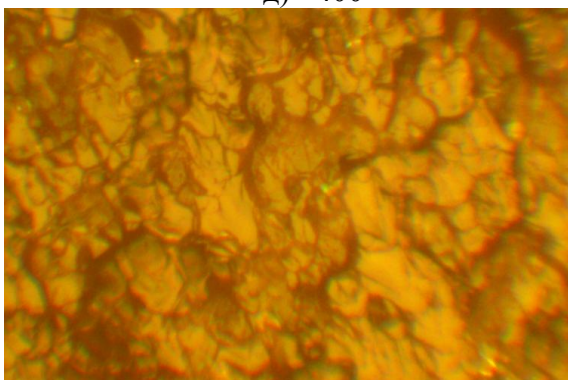
Дальнейший анализ фрактограмм поверхности излома модифицированной матрицы показывает, что структура при различном содержании модификатора имеет разный характер. Установлено (рис. 6), что в целом материалы характеризуются сложным напряженным состоянием. Композит, наполненный модификатором СФЭК в количестве $q = 0,25$ масс. ч., характеризуется линиями скола сетчатого характера, линии перехода между углублениями которого, отличаются ярко выраженными контурами (рис. 6, в). Напротив, при введении модификатора в количестве $q = 0,50$ масс. ч. (рис. 6, г) поверхность излома образцов становится более полой и вязкой с множеством хаотично расположенных раковин, что свидетельствует о неравномерном распределении концентраторов напряжений. Кроме этого, линии скола имеют более линейный, углубленный, прямой и волокнистый характер. Анализ фотографий с содержанием модификатора в количестве $q = 0,75$ масс. ч. (рис. 6, д) позволяет утверждать, о линиях скола сетчатого характера с плавными и закругленными контурами и переходами. Поэтому можно заключить о равномерности напряженного состояния в материале и увеличении вязких свойств, приводящих к повышенной его устойчивости к разрушению по сравнению с предыдущими образцами. С увеличением концентрации модификатора до $q = 1,00$ масс. ч. на поверхности излома наблюдали продолговатые, клинообразные структуры с плавными линиями перехода и ярко выраженными углублениями (рис. 6, е).

При увеличении содержания модификатора в связующем до $q = 1,25...1,50$ масс.ч. (рис. 6, ж, з) формируются материалы, на фрактограммах излома которых, заметно образование выраженных трещин сетчатого, блочного характера хаотического вида. Их линии скола образуют глубоких кратеров и впадин, однако сформированы из разветвленных траекторий, что говорит о хрупком характере разрушения материала. Это в свою очередь указывает на возрастание остаточных напряжений в эпоксикомпозите. Следует отметить, что вышеописанный характер фрактограмм излома подтверждает результаты предыдущих исследований физико-механических свойств матрицы с данным содержанием модификатора ($q = 1,50$ мас.ч.), где установлены максимальные показатели разрушающих напряжений, модуля упругости при изгибе КМ и ударной вязкости (рис. 4, рис. 5).

С увеличением количества модификатора до $q = 1,75...2,00$ масс.ч. (рис. 6, и, к) наблюдали похожую структуру фрактограмм излома с предыдущей, однако с большей частотой выраженных, хаотичных трещин и измельченных сколов. Анализ данных фрактограмм излома позволяет косвенно констатировать о возрастающем напряженном состоянии материала с неравномерно распределенными очагами концентраторов напряжений по всему объёму. Это, соответственно, приводит к ухудшению когезионных свойств материала.

Таким образом, на основе полученных данных можно сделать вывод, что увеличение количества вводимого модификатора в матрицу приводит к пропорциональному увеличению остаточных напряжений в материале. Считаем, что на начальном этапе введения модификатора СФЭК происходят физико-химические реакции, приводящие к совмещению трехмерной

структурной сетки образованной модификатором с пространственной сеткой связующего, что приводит к увеличению частоты пространственной сетки последнего, в то же время относительно равномерно распределяя концентраторы напряжений по объему материала, тем самым изначально его упрочняя. Однако, из все большим увеличением концентрации модификатора одновременно происходит постепенное перенасыщение реакционно способных групп последнего, что в свою очередь помимо увеличения частоты пространственной сетки приводит к неполному сшиванию макромолекул компонентов системы, в то же время хаотично создавая концентраторы напряжений по всему объёму.

а) $\times 400$ б) $\times 400$ в) $\times 400$ г) $\times 400$ д) $\times 400$ е) $\times 400$ 

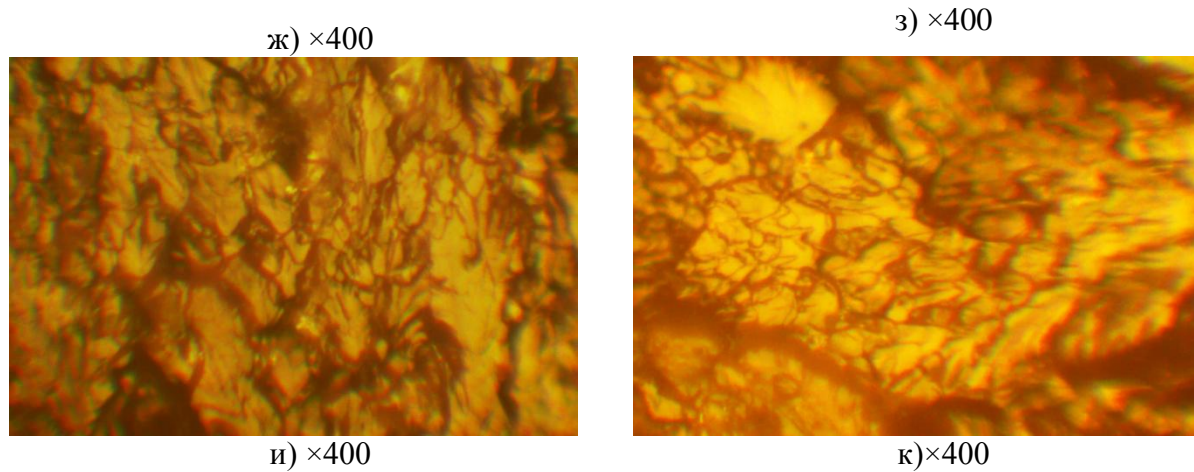


Рис.6 – Фрактограммы излома исходной и модифицированных СФЭК эпоксидных матриц: а) исходная эпоксидная матрица (контрольный образец); б) $q = 0,10$ масс.ч. модификатора; в) $q = 0,25$ масс.ч. модификатора; г) $q = 0,50$ масс.ч. модификатора; д) $q = 0,75$ масс.ч. модификатора; е) $q = 1,00$ масс.ч. модификатора; ж) $q = 1,25$ масс.ч. модификатора; з) $q = 1,50$ масс.ч. модификатора; и) $q = 1,75$ масс.ч. модификатора; к) $q = 2,00$ масс.ч. модификатора.

Косвенным подтверждением нашему предположению служат фрактограммы поверхности излома, на которых прослеживается тенденция образования линий скола хаотического характера, а также образование сетки трещин из все более неравномерным их распределением в объеме матрицы. Такие трещины, как правило, образуются при разрушении материала с высокими показателями остаточных напряжений.

Можно сделать вывод, что результаты, полученные методом оптической микроскопии, хорошо согласуются с результатами испытаний физико-механических свойств КМ, что позволяет констатировать о достоверности предварительно полученных результатов экспериментов.

Выводы

Установлено, что для формирования матрицы с улучшенными физико-механическими свойствами необходимо в эпоксидный олигомер ЭД-20 (100 масс.ч.) вводить модификатор СФЭК в количестве $q = 1,50$ масс.ч. В таком случае формируется материал со следующими свойствами: разрушающие напряжения при изгибе $\sigma_{изг} = 65$ МПа, модуль упругости при изгибе – $E = 3,4$ ГПа.

Дополнительно установлено, что полученные показатели ударной вязкости композитов при введении в связующее СФЭК увеличиваются, по сравнению с эпоксидной матрицей. При этом максимальной способностью противодействовать ударным нагрузкам и его трещиностойкости отличается КМ с содержанием наполнителя $q = 1,50$ масс.ч. Ударная вязкость такого композита составляет – $W = 11,4$ кДж/м².

С помощью метода оптической микроскопии исследована поверхность излома модифицированных матриц. Замечена тенденция образования линий скола глобулярного, хаотического характера, а также образование сетки трещин из все более неравномерным их распределением в объеме матрицы, что позволяет утверждать о хрупком характере разрушения материалов. Такие трещины, как правило, образуются при разрушении материалов с высокими показателями остаточных напряжений. На основе полученных данных сделан вывод, что увеличение количества модификатора свыше критической концентрации приводит к повышению хрупкости композитов и как следствие приводит к ухудшению их когезионных свойств.

Литература

1. Справочник по композиционным материалам. - В 2-х кн. Кн. 1/Под ред. Дж. Любина, Б.Э Геллера. Пер. с англ. А.Б. Геллера, М.М. Гельмонта. – М.: Машиностроение, 1988. – 448с.
2. Полимерные композиционные материалы: структура, свойства, технология [Кербер М.Л., Виноградов В.М., Головкин Г.С. и др.]; под ред. Берлина А.А. – [3-е изд.]. – СПб.: Профессия, 2008. – 560 с.

3. Технология полимерных материалов [А.Ф. Николаев, В.К. Крыжановский, В.В. Бурлов и др.]; под общ. ред. В.К. Крыжановского. – СПб: Профессия, 2008. – 544 с.
4. Buketov A.V. Epoxynanocomposites: monograph /A.V. Buketov, O.O. Sapronov, V.L. Aleksenko. – Kherson : KSMA, 2015. – 184 p.
5. Buketov A.V. Investigation of the physico-mechanical and thermophysical properties of epoxy composites with a two-component bidisperse filler / A.V. Buketov, O.O. Sapronov, M.V. Brailo // Strength of Materials. – Vol. 46, No 5. - 2014. – P. 717-721.
6. Русанова, С.Н. Влияние кремнийорганических модификаторов на структурные характеристики и эксплуатационные свойства полимеров. / С.Н. Русанова, С.Ю. Софьина, О.В. Стоянов // Вестник Казанского технологического университета. – 2008. – № 5. – С. 85–89.
7. Miltner, H.E. The effect of nano-sized filler particles on the crystalline-amorphous interphase and thermal properties in polyesternano composites / H.E. Miltner, N. Watzeels, N.-A. Gotzen, G. VanAssche, H. Rahier, B. VanMele, A.-L. Goffin, E. Duquesne, S. Benali, P. Dubois, B. Ruelle, S. Peeterbroeck, B. Goderis // Polymer. – 2012. – V. 53. – № 7. – Pp. 1494–1506.
8. Mortezaei, M. The role of interfacial interactions on the glass-transition and viscoelastic properties of silica/polystyrene nano composite / M. Mortezaei, M.H.N. Famili, M. Kokabi // Composites Science and Technology. – 2011. – V. 71. – № 8. – Pp. 1039–1045.
9. Букетов А.В. Фізико-хімічні процеси при формуванні епоксикомпозитних матеріалів / А.В. Букетов, П.Д. Стухляк, Є.М. Кальба. – Тернопіль, Збруч, 2005. – 184 с.
10. Стухляк П.Д., Букетов А.В., Добротвор І.Г. Епоксикомпозитні матеріали, модифіковані енергетичними полями. – Тернопіль: Збруч, 2008. – 208 с.
11. Букетов А.В. Исследование физико-механических свойств композитных материалов на основе эпоксидиановой смолы, отвержденной полиэтиленполиамином, с добавлением пластификатора-антипиренатрихлорэтилфосфата / А.В. Букетов, А.В. Акимов, Д.А. Зинченко // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. - 2015.- № 5. - С. 126-134.
12. Браїло М.В. Дослідження впливу вмісту твердника і температури зшивання на властивості епоксидних зв'язувачів / М.В. Браїло // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія: Технічні науки. – 2013. - №2 (65) – С. 3-12
13. Сапронов О.О. Дослідження природи хімічних і фізичних зв'язків епоксидних нанокompозитів методом ІЧ-, ЕПР-спектрального аналізу та оптичної мікроскопії / О.О. Сапронов // Наукові нотатки. – Луцьк: ЛНТУ.–Випуск 43.–2013. – С. 62-73.
14. Букетов А.В. Дослідження властивостей епоксикомпозитів, наповнених нанодисперсним алмазом, методом ІЧ-спектрального аналізу та оптичної мікроскопії / А.В. Букетов, О.О. Сапронов // Вісник ТНТУ, 2013. – № 4. – С. 190-198.

Стаття надійшла до редакції 28.02.2017

УДК: 621.3.049.77:620.3

О.І. Филипенко, О.О. Чала, М.І. Відешин*Харківський національний університет радіоелектроніки***ТЕХНОЛОГІЧНІ ФАКТОРИ ВИРОБНИЦТВА, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ЯКІСТЬ
ПОКРИТТІВ ДЗЕРКАЛЬНИХ ПОВЕРХОНЬ МОЕМС-ПЕРЕМИКАЧІВ**

Проаналізовано технологічні фактори, що впливають на якість покриттів функціональних відбиваючих поверхонь МОЕМС-перемикачів.

Ключові слова: мікрооптоелектромеханічні компоненти, оптичні перемикачі, оптичні дзеркала, технології, технології виробництва, кремній, втрати, кривизна оптичних поверхонь, технологічні дефекти, спотворення сигналу, технологічний контроль.

А.И. Филипенко, Е.А. Чалая, М.И. Видешин**ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ФАКТОРЫ ПРОИЗВОДСТВА, ЧТО ВЛИЯЮТ НА КАЧЕСТВО
ПОКРЫТИЙ ЗЕРКАЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ МОЭМС-ПЕРЕКОЮЧАТЕЛЕЙ**

Проанализированы технологические факторы, что влияют на качество функциональных отражающих поверхностей МОЭМС-переключателей.

Ключевые слова: микрооптоэлектромеханические компоненты, оптические переключатели, оптические зеркала, технология производства, кремний, технологические покрытия, потери, кривизна оптических поверхностей, технологические дефекты, искажение сигнала, технологический контроль.

О. Filipenko, O. Chala, M. Videshyn**TECHNOLOGICAL FACTORS OF PRODUCTION, WHICH INFLUENCE THE QUALITY OF
MIRROR SURFACE COATINGS OF MOEMS TRANSFERRINGERS**

Technological factors that affect the quality of the functional reflecting surfaces of MOEMS switches are analyzed.

Keywords: mikrooptoelektromehanichni components, optical switches, optical mirrors, technology, manufacturing technology, silicon, loss, curvature of the optical surfaces, technological defects, signal distortion, technological control.

Постановка проблеми. МЕМС-технологія виготовлення оптичних дзеркал передбачає нанесення, частіше за все на кремнієву основу (в яку можуть бути додані метали в малих кількостях для додання певних властивостей), як правило, – металічних покриттів.

В якості функціональних відбиваючих поверхонь використовуються різні метали, багат шарові структури металів, силіциди металів, склоемалі, полікристалічний кремній, вуглецеві нанотрубки, полімерні й інші матеріали. Використання декількох технологічних режимів призводить до різного роду неминучих дефектів, що вносяться самою технологією виготовлення функціональних відбиваючих поверхонь МОЕМС-перемикачів.

Постановка завдань. В роботі поставлено мету: узагальнити та систематизувати відомі технологічні фактори виробництва, які можуть призвести до значних помилок в роботі системи, що характеризуються не тільки уповільненням передачі даних чи сканування, зменшенням величин потужності, що передається, та збільшенням втрат, але й спотворенням оптичного сигналу, повною або частковою втратою інформації.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Наскільки відомо авторам формування якісної багат шарової металізації відбиваючих дзеркальних поверхонь МОЕМС-перемикачів ґрунтується на правильному підборі матеріалів і технологічних процесів для їх виготовлення. На рис. 1 представлено структуру багат шарової металізації, яка проводиться на основі закривних електродів 7, контактів 11 до областей джерела 2 та стоку 10, сполучних провідників 5, 9 та ізолюючих шарів 4, 6.

Також полісайдні структури виготовляють осадженням плівки силіциду металу на поверхню полікремнієвої плівки. Поверхню полісайдної структури пасивують шаром двоокису кремнію (SiO₂), вирощеним шляхом сухого або вологого окислювання багатого кремнієм силіциду [1]

Плівки силіцидів тугоплавких металів можна одержати також хімічним осадженням з парової фази при взаємодії силана або дихлорсилана із хлоридом або фторидом металу. Дзеркала виготовляють на основі різних матеріалів і покривають оптичними покриттями, з високим коефіцієнтом відбиття.

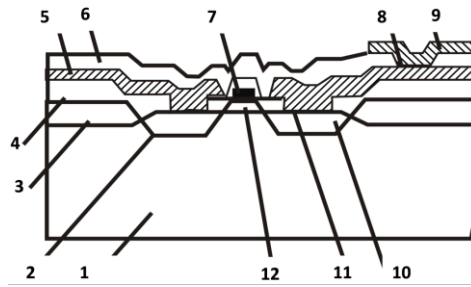


Рис. 1. - Багатшарова металізація

1 – кремнієва пластина; 2, 10 – області джерела та стоку; 3 – діоксид кремнію;
4, 6 – ізолюючий шар; 5 – сполучні провідники першого шару металізації;
7 – закривний електрод; 8 – контакт між шарами металізації; 9 – сполучні провідники другого шару металізації; 11 – контакт до області стоку; 12 – підзакривний діелектрик

Викладення основного матеріалу. Металеві покриття є найбільш поширеними покриттями функціональних відбиваючих поверхонь для оптичних компонентів, як правило найчастіше використовують: алюміній, золото, срібло, нікель та мідь [2].

Дзеркала, з нанесеними випаровуванням у вакуумі алюмінієвими покриттями на лицьовій поверхні функціональних відбиваючих покриттів, широко застосовуються в оптичних приладах внаслідок того, що вони не тьмяніють і мають високий коефіцієнт відбиття.

Ці властивості притаманні не тільки випаровуваним алюмінієвим плівкам. Міцні дзеркала з високим коефіцієнтом відображення можуть бути отримані також шляхом електролітичного полірування масивного металу. Однак для отримання високого відбивання цим способом необхідно, щоб метал мав високий ступінь очищення [3]. Протравлюється алюміній ортофосфорною кислотою або сумішшю ортофосфорних, оцтових, азотної кислот і води [4]. Покриття з алюмінію мають порівняно добру адгезію до слоїв з кремнію та його оксидів [5].

Технологія одержання плівок з алюмінію і його сплавів також накладає обмеження на їхнє використання в оптиці. Плівки, отримані випаруванням або розпиленням, погано покривають вертикальні бічні стінки контактних вікон, що викликає появу тріщин на краю сходинки оксиду. Деяке поліпшення якості досягається осадженням плівки на нагріту до $200^{\circ} - 300^{\circ} \text{C}$ пластину. Використання способу хімічного осадження з парової фази дозволяє одержувати менш дефектні плівки, однак такі плівки мають більш грубу поверхню та низький коефіцієнт відбиття в порівнянні із плівками, отриманими випаруванням і розпиленням, що створює певні труднощі при фотолітографічній обробці.

У якості недоліків плівок чистого алюмінію (також вольфраму), треба відмітити схильність до виникнення дефектів у формі крапок чи горбинок (hillocks) на поверхні плівок при термічній дії в контакті з шарами двоокису кремнію SiO_2 .

Наявність взаємної дифузії та взаємного розчинення алюмінію та кремнію при температурах осадження алюмінію, сприяє виникненню в кремнії пустот, що заповнюються алюмінієм (рис. 2) [1, 6].

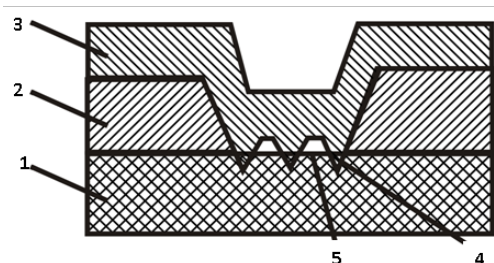


Рис. 2. - Утворення каналів взаємодії алюмінію із кремнієм

1 – кремній джерела або стоку, 2 – діоксид кремнію, 3 – алюмінієва металізація, 4 – канал взаємодії, 5 – оксид на поверхні кремнію

Додавання міді знижує дифузію атомів алюмінію по границях зерен і тим самим перешкоджає утворенню горбинок, бульбашок і порожнеч. Вміст міді в сплаві змінюється в межах 0,5 – 4 %.

Плівки сплаву алюмінію з міддю одержують випаром електронним променем, індукційним нагріванням або магнетронним розпиленням. Кращу стійкість до електроміграції мають металеві плівки, отримані електронно-променевим випаром з осадженням на окислену кремнієву пластину, нагріту до температури $310^0 - 330^0$ °С.

Алюміній, випаровується на лицьову поверхню дзеркал, також повинен володіти високим ступенем чистоти. Зазвичай використовується алюміній який має дві градації чистоти: технічно чистий (99%) і надчистий (99,99%).

Для визначення впливу чистоти алюмінію на якість дзеркал проводилося випаровування двох зразків (чистого і з домішками): одночасно в одній вакуумній установці з двох вольфрамових випарників, що забезпечували потрапляння алюмінію на кожну з підкладок тільки з одного випарника [7]. Значення коефіцієнтів відбиття функціональних відбиваючих покриттів, наведені в табл. 1, виміряні безпосередньо після видалення дзеркал з вакуумної камери (I) і після 8-денного впливу атмосфери (II). Дані являють собою середні значення коефіцієнта відбивання трьох дзеркал, покритих окремо [8, 9].

Таблиця 1.

Значення коефіцієнтів відбиття функціональних відбиваючих покриттів

Коефіцієнт відбивання λ , нм	Al (99,9%)		Al (99,9%)	
	R, % (I)	R, % (II)	R, % (I)	R, % (II)
460	92	89,5	89	86
530	92	89,5	89	86
570	93	88,5	91	85
600	93	88,0	90	86

Збільшення швидкості випаровування алюмінію зменшує забруднення покриття оксидами і забезпечує отримання дрібнозернистої плівки. На практиці алюмінієві дзеркала високої якості отримують шляхом швидкого випаровування після попереднього розплавлення алюмінію в тиглі.

Той факт, що висока швидкість осадження є основним фактором для виготовлення алюмінієвих плівок з високим коефіцієнтом відбивання, ілюструє рис. 3.

Дані представлені для трьох груп плівок, осаджених при різних тисках. Перша група була осаджена при тиску $(1,3 \div 2,6) \cdot 10^{-3}$ Па, друга – при $(1,3 \div 2,6) \cdot 10^{-2}$ Па, а третя – при $1,3 \cdot 10^{-1}$ Па. Всі плівки були майже непрозорі і мали товщину 60 – 70 нм.

Коефіцієнти відбиття цих плівок були виміряні в межах однієї години після виготовлення покриттів. Криві на рис. 3 показують, що швидкість осадження має великий вплив на відбиваючу здатність алюмінію у довгохвильовому діапазоні.

Збільшення часу осадження для непрозорих покриттів від 7 секунд (що ще не є оптимальною швидкістю осадження) до 180 секунд при тиску $P=(1,3 \div 2,6) \cdot 10^{-3}$ Па, призводить до зменшення коефіцієнта відбиття при $\lambda = 220$ нм від 91% до 62%, але при $\lambda = 550$ нм відбиваюча здатність зменшується тільки на 1% [8, 9].

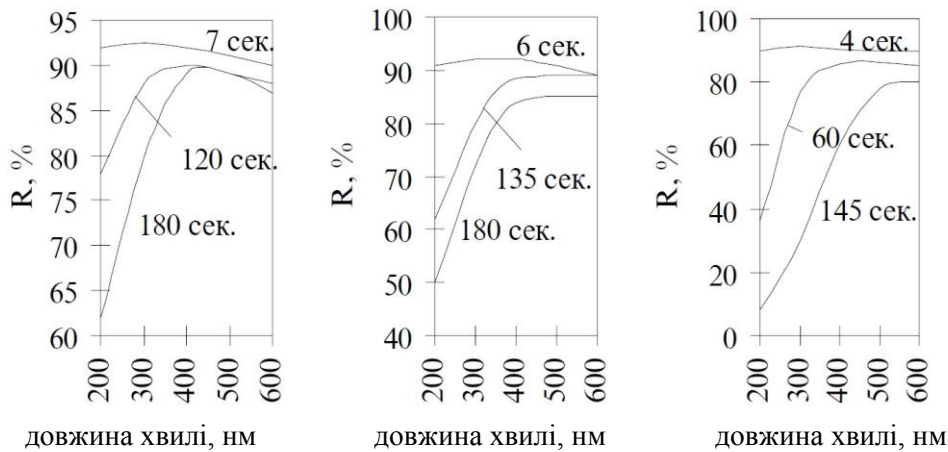
Однак плівки з дуже високим коефіцієнтом відбиття можуть бути також виготовлені при тиску $P=1,3 \cdot 10^{-2}$ Па і навіть при $P=1,3 \cdot 10^{-1}$ Па.

При високому тиску відбивання зменшується швидше зі збільшенням часу осадження, ніж це відбувається при більш низькому тиску. Непрозоре покриття, осаджене за 180 секунд при тиску $P=1,3 \cdot 10^{-2}$ Па, відображає 40% на 220 нм, а покриття, виготовлене за $P=1,3 \cdot 10^{-1}$ Па, має тільки 12% відображення на тій же довжині хвилі [10].

Із силіцидів найбільш широко застосовуються силіциди платини. Однак силіцид платини має низьку стабільність за високих температур (вище 850°C). Крім того, при нагріванні вище 350°C він взаємодіє з алюмінієм [11].

Одна з основних технічних проблем – отримання якісної оптичної поверхні на берилії.

Берилій – елемент з малою міжатомною відстанню і, введенням більшості домішок у вигляді легуючих добавок, створює значні спотворення кристалічних ґрадок.



$$a) P = (1,3 \div 2,6) * 10^{-3} \text{ Па} \quad б) P = (1,3 \div 2,6) * 10^{-2} \text{ Па} \quad в) P = 1,3 * 10^{-1} \text{ Па}$$

Рис. 3. - Вплив швидкості осадження алюмінію на відбиваючу здатність функціональних дзеркальних поверхонь

Існує технологія [12, 13] отримання конструкційних скляних покриттів на виробках діаметром до 1000 мм, що не містять дефектів у вигляді тріщин і газових бульбашок, здатних піддаватися обробці шліфуванням і поліруванням та зберігають свою цілісність при заданих впливах динамічних навантажень і перепадів температур [14].

Молібден – якісний матеріал для дзеркал. Він найбільш довговічний у порівнянні з алюмінієм та міддю, і може бути рекомендований для промислового застосування, абразивні і пилові впливи можуть викликати гострі проблеми з іншими типами дзеркал.

Молібден характеризується високою відбивною здатністю, низьким тепловим розширенням і високою твердістю. Відбивна здатність дзеркал з молібдену без покриття на довжині хвилі $10,6 \text{ мкм} > 98\%$, так що ці дзеркала застосовують як з відбиваючим покриттям, так і без нього.

Молібденові дзеркала без покриття представляють інтерес в оптичних системах, де відбивна здатність не є першорядним, але де важлива довговічність.

Функціональна поверхня молібденового дзеркала досить довговічна і витримує менш кваліфіковану і більш грубу очистку, ніж, наприклад, срібне покриття, яке вимагає захисту [15].

На відбиваючих функціональних поверхнях у якості дзеркальної поверхні на кремнієвій підкладці можна використовувати не тільки металеві, а й напівпровідникові матеріали.

Дуже цікавим та перспективним є використання германію – типового напівпровідника сіро-білого кольору з металевим блиском.

На рис. 4 показано СТМ-зображення (тунельюючій скануючий мікроскоп) піраміди, що утворена атомами германія на поверхні кремнію. Довжина піраміди 10 нм, висота 1,5 нм (рисунок витягнуто по вертикалі для більш чіткого зображення деталей поверхні піраміди). Піраміда складена з закруглених елементів, кожен із яких представляє собою атом германію.

Така піраміда утворюється самовільно, без зовнішніх технологічних стимулювань за декілька секунд, в результаті процесу названого «самозбирання атомів».

Як тільки на кристалічній поверхні кремнію осаджують достатню кількість атомів германія, вони починають взаємодіяти один з одним, в результаті чого спонтанно формуються структури типу піраміди.

Така схильність деяких матеріалів до утворення наноструктур самозбиранням атомів є одним з головних напрямів досліджень у сучасній наноауці.

Вона має на меті – вивчення механізмів керування збирання для того, щоб отримувати з атомів на поверхнях матеріалів більш складні «керовані» за формою структури [16].

У розглянутих технологічних процесах виготовлення багаточислової металізації функціональних відбиваючих поверхонь використовується діоксид кремнію.

На практиці застосовують також і інші матеріали: нітрид кремнію (Si_3N_4), а також полімерний матеріал (полімід) [1, 16, 17].

Багаточислова металізація – складна структура, тому необхідно обмежувати термічні й силові впливи при виконанні складальних операцій для запобігання ушкодженням.

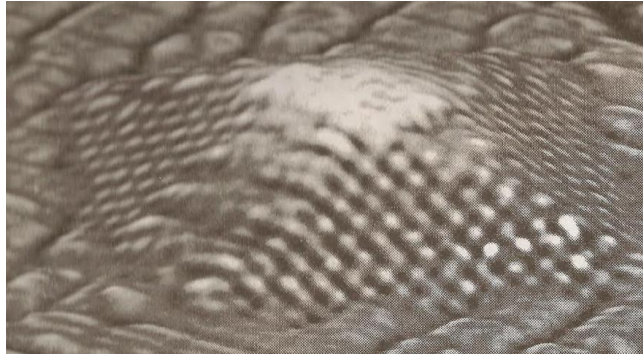


Рис. 4. - Зображення з СТМ квантової крапки, що утворена самозбиранням атомів – германієва піраміда

Розрізняють допустимі та недопустимі дефекти технологічних покриттів відбиваючих дзеркальних поверхонь МЕМС-компонентів (рис. 5), але для оптичних компонентів наявність навіть допустимих дефектів поверхонь таких, як «крапка» чи «подряпина» грає визначальну прямо пропорційну роль у величині втрат.

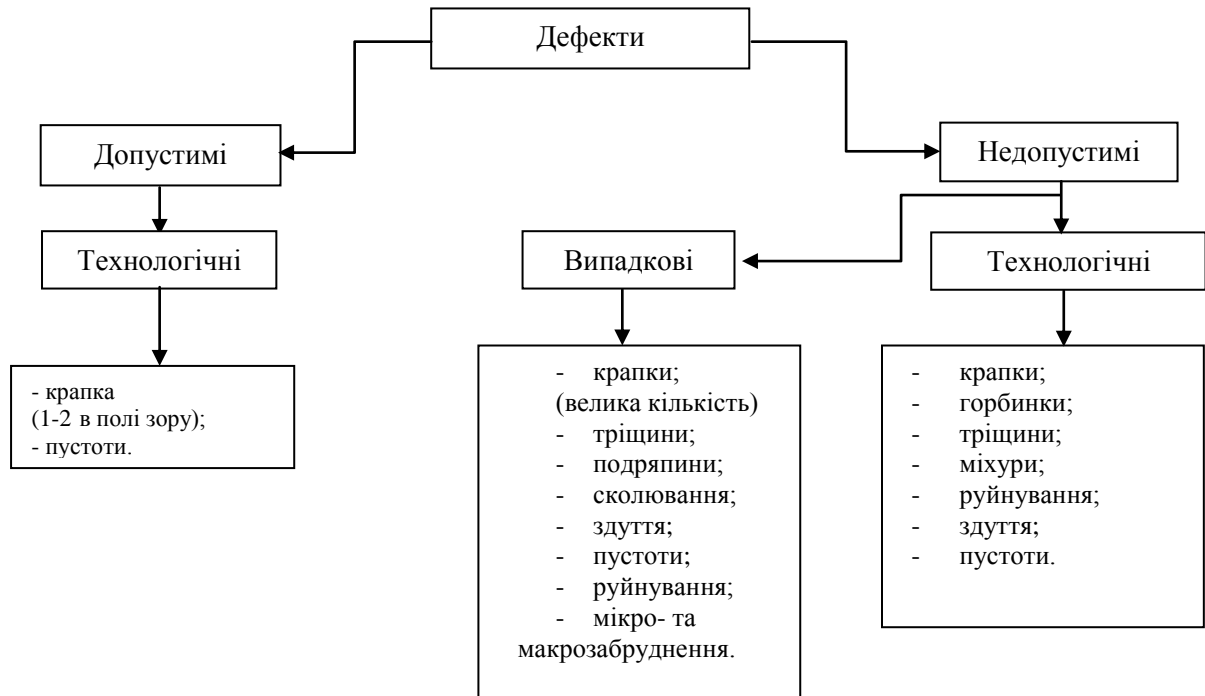


Рис. 5. - Схема технологічних дефектів функціональних відбиваючих дзеркальних поверхонь МОЕМС-перемикачів

Висновки.

Перераховані морфологічні типи дефектів функціональних відбиваючих дзеркальних покриттів оптичних дзеркал не вичерпують усього різноманіття природи. Тільки провівши повний цикл технологічних, кліматичних і ресурсних випробувань можна розширювати перелік технологічних типів дефектів.

Використання MEMS-оптичних перемикачів є альтернативним підходом до мініатюризації і поліпшення характеристик апаратури зв'язку, що обумовлює актуальність дослідження можливостей їх застосування і поліпшення існуючих характеристик [18, 19].

Для отримання виробів з високоточними заданими електрофізичними та оптичними параметрами, безвідмовною, довгостроковою, стабільною, коректною роботою в часі, а також високою надійністю окремих компонентів і вузлів необхідні: високоточний контроль якості функціональних відбиваючих покриттів для МЕМС-оптичних перемикачів, мінімізація часу

перебування їх в безвакуумному середовищі зі створенням спеціального технологічного мікроклімату, використання герметичного обладнання для транспортування та складальних операцій, ретельне очищення виробів від забруднень та високоточне полірування на всіх технологічних етапах виробництва і технологічного, операційного, приймального, суцільного, вимірювального контролю та комплексу організаційно-технічних заходів, спрямованих на забезпечення виробництва продукції із заданим рівнем якості у заданих обсягах.

Список використаних джерел:

1. Мікросистемна техніка та нанотехнології [Текст]: монографія/ І. Ш. Невлюдов, В. А. Палагін./ Київ НАУ, 2017.- 528 с.
2. Чалає Е.А., Влияние поляризационных эффектов на характеристики оптических переключателей [Текст]: Матеріали Всеукраїнської науково-практичної Internet-конференції «Автоматизація та компютерно-інтегровані технології у виробництві та світі: стан, досягнення, перспективи розвитку», м. Черкаси., 2015.- с. 49 – 51.
3. Wernick S. Electrolytic polishing and bright plating of metals, Alvin Redman, London, 1948, p. 67.
4. Черняев, В. Н. Технология производства интегральных микросхем [Текст] / В. Н. Черняев. - М.: Энергия, 1977. - 375 с.
5. В.Ю. Киреев Технология микроэлектроники. Химическое осаждение из газовой фазы [Текст]: В.Ю. Киреев, А.А. Столяров, Москва: Техносфера, 2006. – 192 с.
6. Handbook multilevel metallization for integrated circuits: materials, Technology and applications/ ed. by S.R. Wilson? C.J. Tracy, J.L. Freeman. Noyes Publications Ridge N.J., USA, 1993.
7. Holland L., Williams B.J. J. // Sci. Instrum., v. 32, 1955, p. 287.
8. Андреев С.В., Губанова Л.А., Исследование оптических постоянных металлов, Оптические и лазерные технологии, сборник статей, Санкт-Петербург, 2001, с. 74-83.
9. Андреев С.В., Губанова Л.А., Определение оптических постоянных металлических слоев, Оптические и лазерные технологии, сборник статей, Санкт-Петербург, 2001, с. 198-205.
10. McCrackin F.L., Passaglia E., Stromberg R.R., Steinberg H.L. // J. Res. Nall. Bur. Std., 76A, 1993, p. 363.
11. Handbook of Semiconductor Interconnection Technology/ ed. by G.C. Schwartz, K.V. Srikrishnam and A. Bross. Marceii Dekker Inc., N.Y. USA, 1998.
12. Любарский С.В. Зеркала из нетрадиционных для оптики материалов [Текст] / С.В. Любарский // Оптический журнал. 1996. № 4. С. 33-39.
13. Сизенев В.С. Оптические свойства полированного бериллия в условиях воздействия факторов космического пространства [Текст] / В.С. Сизенев, И.Л. Струля, А.В. Григорьевский, В.М. Просвириков, В.Я. Менделеев, С.Н. Сковородко // Вопросы атомной науки и техники. Сер. Физика радиационных повреждений и радиационное материаловедение. 2010. № 1. С. 21-27.
14. Андреев С.В., Карасев Н.Н., Определение оптических постоянных тонких металлических покрытий по спектрофотометрическим измерениям [Текст]: НТКППС, СПБИТМО (ТУ), тезисы докладов, часть 1, Санкт-Петербург, 2000, с. 41-42.
15. Производственная компания ООО «Электростекло». [Электронный ресурс] // Режим доступа: <http://www.elektrosteklo.ru>.
16. M.C. Rocco, W.S Bainbridge, B. Tonn, and G. Whitesides, eds. 20013. Converging knowledge, technology, and society: Beyond convergence of nano-bio-cognitive technologies. Dordrecht, Heidelberg, New York, London, Springer.
17. Ефимов, Н. Е. Микроэлектроника: физические и технологические основы, надежность [Текст]: учеб. пособие для приборостроит. спец. вузов. / Н. Е. Ефимов, Н. Я. Козырев, Ю. Н. Горбунов. - 2-е изд., перераб. и доп. - М. : Высш. шк., 1996. - 404 с.
18. Филипенко О.І., Чала О.О. Конструктивно-технологічні фактори втрат в оптичних перемикачах на основі MOEMS-компонентів, [Текст]: Міжнародна науково-практична конференція «Радіотехнічні поля, сигнали, апарати та системи», 10-16 березня 2014 року, Київ, Україна.
19. Чалає Е.А. Потери в оптических микрзеркалах [Текст]: Матеріали 19-го Міжнародного молодіжного форуму «Радіоелектроніка та молодь в ХХІ сторіччі», Міжнародна конференція «Автоматизовані системи та комп'ютеризовані технології радіоелектронного приладобудування», Том 2, 20-22 квітня, 2015 року, Харків, Україна.

Рецензенти

1. **Сіногін А.М.** професор кафедри комп'ютерно-інтегрованих технологій автоматизації та мехатроніки, д.т.н., доцент, Харківський національний університет радіоелектроніки.
2. **Куліш С. М.**, доцент кафедри виробництва радіоелектронних систем літальних апаратів, к.т.н., доц. Харківський авіаційний інститут ім. М.С.Жуковського.

Стаття надійшла до редакції 15.03.2017

УДК: 539.375; 620.169.1

Н.С. Штаюра*Львівський національний університет імені Івана Франка***ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЛИШКОВОЇ МІЦНОСТІ ТОНКОСТІННИХ ЕЛЕМЕНТІВ
КОНСТРУКЦІЙ З КОРОТКИМИ ТРІЩИНАМИ**

Розвинуто енергетичний підхід для знаходження залишкової міцності пружно-пластичних тонкостінних елементів конструкцій з короткими тріщинами. При цьому для визначення величини розкриття у вершині короткої тріщини запропоновано наближену формулу, коректність і точність якої підтверджено порівнянням з відомими в літературі більш точними числовими результатами. Апробація підходу здійснена при розв'язанні узагальненої задачі Гріффітса та задачі для випадку розтягу смуги з двома зовнішніми тріщинами.

Ключові слова: короткі тріщини, залишкова міцність, розкриття вершини тріщини, енергетичний підхід.

Н.С. Штаюра**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСТАТОЧНОЙ ПРОЧНОСТИ ТОНКОСТЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ
КОНСТРУКЦИЙ С КОРОТКИМИ ТРЕЩИНАМИ**

Развито энергетический подход для нахождения остаточной прочности упруго-пластических тонкостенных элементов конструкций с короткими трещинами. При этом для определения величины раскрытия в вершине короткой трещины предложена приближённая формула, корректность и точность которой подтверждена сравнением её с известными в литературе более точными числовыми результатами. Апробация подхода осуществлена при решении обобщённой задачи Гриффитса и задачи для случая растяжения полосы с двумя внешними трещинами.

Ключевые слова: короткие трещины, остаточная прочность, раскрытие вершины трещины, энергетический подход.

N. Shtayura**RESIDUAL STRANGE DETERMINATION OF THIN-WALLED STRUCTURAL ELEMENTS
WITH THE SHORT CRACKS**

There has been developed the energy approach for residual strength determination of elastic-plastic thin structural elements with short cracks. The basis of the approach is formed by a model for the determination of the period of subcritical growth of short cracks in elastic-plastic thin-walled plates. The model has been formulated using the first law of thermodynamics and strain approach.

Thus, to determine the short crack tip opening displacement there has been proposed an approximate formula. The formula effectively models the solution of the tension problem for double edge cracked plate depending on linear dimensions of the plate and crack.

Its correctness and accuracy have been confirmed by comparing with the more accurate numerical results described in the literature. This approach has been approved on the generalized Griffiths problem and on the tension problem for double edge cracked plate.

Keywords: short cracks, residual strength, crack tip opening displacement, energy approach.

Постановка проблеми. У сучасній техніці, транспорті, теплоенергетиці, будівництві широко використовують конструкційні пружно-пластичні матеріали, які можуть бути послаблені малими дефектами типу тріщин. Визначення залишкової міцності елементів конструкцій із таких матеріалів пов'язане із значними математичними труднощами, оскільки в цьому випадку некоректним є застосування методів лінійної механіки руйнування, а їх реалізація вимагає розв'язання складних пружно-пластичних задач для визначення величини деформації або розкриття тріщини біля її вершини. Тому для розв'язання таких задач необхідно створити більш прості й надійні підходи, які можна застосовувати в інженерній практиці. Один із таких підходів і запропонований в даній роботі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На сьогодні для розв'язання згаданих вище пружно-пластичних задач запропоновано моделювати пластичну зону біля вершини тріщини смугами ковзання. Це певною мірою спрощує розв'язок пружно-пластичної задачі. Достатньо широкий огляд результатів розв'язання задач такого типу наведено в роботі [1]. Такі дослідження необхідні при розробленні й використанні критеріїв руйнування для достатньо пластичних тіл з тріщинами. Модель тріщини із смугами пластичності в її вершині для тіла з розгалуженим розрізом дозволяє звести пружно-пластичну задачу до пружної та застосовувати розвинуті методи розв'язання таких задач у лінійній теорії пружності. Найбільш повно досліджено тріщини відриву в тонких пластинах при плоскому напруженому стані та в циліндричних тілах при плоскій деформації. Проте навіть у таких випадках наближений розв'язок відповідних пружно-пластичних задач на рівні інженерної практики не є ефективним.

У цій роботі запропоновано більш простий, але достатньо точний підхід для розв'язання задач такого типу.

Постановка завдань. У роботі запропоновано новий критерій міцності з урахуванням дефектності матеріалу, який можна ефективно застосовувати в інженерній практиці.

Метою роботи є встановлення критерію руйнування, розроблення моделі та аналітичних залежностей для розрахунку залишкової міцності й довговічності елементів конструкцій з короткими тріщинами.

Викладення основного матеріалу. Розглянемо пластину з прямолінійною тріщиною початкової довжини l_0 , піддану дії статичного навантаження p . При цьому вважається, що тріщина макроскопічна, а зовнішні навантаження, що характеризуються силовим параметром p , викликають у тілі симетричний відносно лінії розміщення тріщини напружено-деформований стан, що описується в її вершині тільки коефіцієнтом інтенсивності напружень K_1 (рис.1). Задача полягає у визначенні величини силового параметру $p = p_*$ після досягнення якого пластина зруйнується.

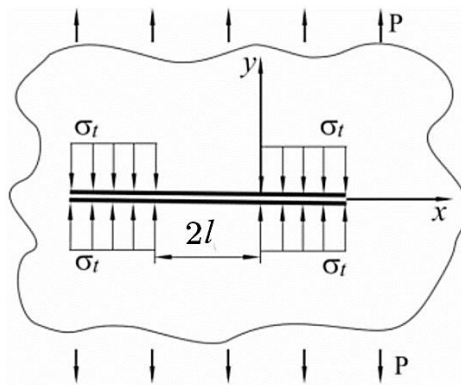


Рис. 1.- Схема навантаження пластины з тріщиною

Для розв'язання задачі насамперед побудуємо математичну модель, тобто рівняння, які описують даний процес. Вважаємо, що при навантаженні до критичної величини $p = p_*$ настає гранично-рівноважний стан в околі вершини тріщин.

Енергетичний баланс цього стану можна записати [2] у вигляді:

$$A = W + \Gamma + T + K, \quad (1)$$

де A – робота зовнішніх сил; W – енергія деформування тіла, яку представимо у вигляді:

$$W = W_s + W_p^{(1)}(l), \quad (2)$$

де W_s – пружна складова W ; $W_p^{(1)}(l)$ – робота пластичних деформацій; Γ – енергія руйнування тіла, яка залежить тільки від площі тріщини; T – величина виділеної теплової енергії при руйнуванні тіла (вважаємо її відносно малою величиною і нехтуємо нею при обчисленнях); K – кінетична енергія, яка в цьому випадку також буде малою величиною.

Оскільки виконується умова балансу енергії, то виконуватиметься умова балансу швидкостей зміни складових енергій:

$$\frac{\partial A}{\partial t} = \frac{\partial W}{\partial t} + \frac{\partial \Gamma}{\partial t}. \quad (3)$$

Підставляючи вираз (2) в (3), цю умову запишемо так:

$$\frac{\partial}{\partial t} [\Gamma - (A - W_s - W_p^{(1)})] \frac{dl}{dt} = 0. \quad (4)$$

Оскільки швидкість початкового поширення тріщини не дорівнює нулю, тобто $dl/dt \neq 0$, то рівняння (4) еквівалентне наступному:

$$\frac{\partial}{\partial l} [\Gamma - (A - W_s - W_p^{(1)})] = 0 \quad (5)$$

Використовуючи результати робіт [3], похідну від виразу в квадратних дужках у лівій частині рівняння (5) запишемо так:

$$\frac{\partial}{\partial l} [\Gamma - (A - W_s - W_p^{(1)})] = 2\gamma_f - \delta_t \sigma_t, \quad (6)$$

де γ_f – питома енергія руйнування при поширенні тріщини, вважається характеристикою матеріалу і визначається із експерименту; δ_t – біжуче розкриття тріщини у її вершині при усередненому напруженні σ_t у зоні передруйнування (рис. 2).

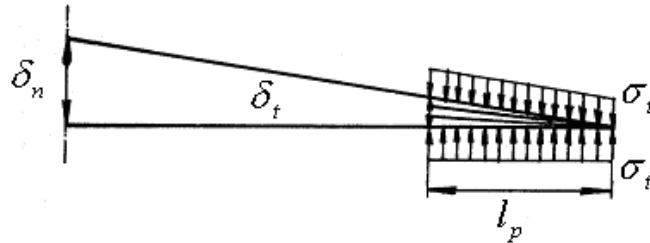


Рис. 2. - Схема розкриття поверхні тріщини у зоні передруйнування

На основі (5), (6) енергетичний критерій початку руйнування тіла (старту тріщини) можна записати у такому вигляді:

$$2\gamma_f - \delta_t \sigma_t = 0. \quad (7)$$

Величину $\delta_t = \delta_{II}$ для задачі Гріффітса визначаємо на основі [4]:

$$\delta_{II} = \pi l p^2 (E \sigma_t)^{-1} f(\xi), \quad f(\xi) = -8(\pi \xi)^{-2} \ln[\cos(0,5\pi \xi)], \quad \xi = p \sigma_t^{-1} \quad (8)$$

Функція $f(\xi)$ є досить складною для користування, проте наближено можна записати:

$$f(\xi) \approx (1 - \xi^2)^{-1} \quad (9)$$

Тоді формула (8) з урахуванням (9) запишеться наступним чином:

$$\delta_{II} \approx \frac{\pi p^2}{E \sigma_t (1 - \xi^2)} = \frac{K_{II}^2}{E \sigma_t (1 - \xi^2)} \quad (10)$$

де K_{II} – коефіцієнт інтенсивності напружень біля вершин тріщини для задачі Гріффітса [4].

На основі методу еквівалентних напружених станів [5] величину розкриття δ_t вершин коротких прямолінійних тріщин в інших досліджуваних пластинах за симетричного напруженого стану можна наближено представити співвідношенням:

$$\delta_t \approx \frac{K_I^2}{K_{II}^2} \delta_{II}, \quad (11)$$

де K_I – коефіцієнт інтенсивності напружень для досліджуваних пластин з короткими прямолінійними тріщинами.

На основі (10) величину δ_t для будь-яких пластин з короткими прямолінійними тріщинами за симетричного навантаження наближено визначаємо за формулою:

$$\delta_t = \frac{K_I^2}{E \sigma_t (1 - \xi^2)}. \quad (12)$$

Цю формулу можна ефективно застосовувати для визначення граничного значення зовнішнього навантаження $p = p_*$. Для задачі Гріффітса із співвідношень (7) і (12) отримаємо наступну формулу для визначення критичного значення зовнішнього навантаження $p = p_*$:

$$p_* = \sigma_t \sqrt{\frac{2\gamma_f E}{2\gamma_f E + \pi l \sigma_t^2}} \quad (13)$$

Запишемо цей вираз, використовуючи параметр ψ :

$$\frac{P_*}{\sigma_t} = \sqrt{\frac{8}{8 + \psi\pi^2}}, \quad (14)$$

де $\psi = \frac{8\sigma_t l}{\delta_{lc}\pi E}$.

Для макротріщин ($\pi^2 l^2 \sigma_t^4 \gg 8E^2 \gamma_f^2$), із формули (13) за допомогою критерію Ірвіна отримаємо [2] розв'язок задачі Гріффітса:

$$P_* = \sqrt{\frac{2E\gamma}{\pi l}}, \quad (15)$$

або

$$\frac{P_*}{\sigma_t} = \frac{2}{\pi} \sqrt{\frac{2}{\psi}}. \quad (16)$$

Розв'язок цієї задачі здійснено раніше за допомогою δ_c - моделі [4]:

$$P_* = 2 \frac{\sigma_t}{\pi} \arccos e^{-\frac{\delta_{lc}}{8\sigma_t c l}}, \quad \frac{P_*}{\sigma_t} = \frac{2}{\pi} \arccos e^{-\frac{1}{\psi}}. \quad (17)$$

де $c = \frac{1}{\pi E}$.

На *рис.3* наведено графічне порівняння розв'язків (14), (16), (17). Звідси випливає, що вираз (14) є коректним й ефективним за своєю простотою при розв'язанні більш складних задач механіки руйнування. На відміну від розв'язку задачі Гріффітса за критерієм Ірвіна вираз (14) є коректним навіть для малих тріщин, тобто при $l \rightarrow 0$. При цьому слід зазначити, що певна неточність (14) в порівнянні із точним розв'язком (17) іде в запас міцності.

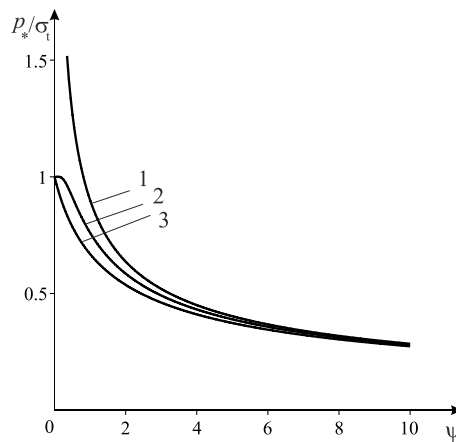


Рис. 3. - Порівняння розв'язків задачі Гріффітса: 1 – розв'язок за критерієм Ірвіна (16); 2 – розв'язок за допомогою δ_c – моделі (17); 3 – розв'язок (14)

Перевіримо точність наближеної формули (12), порівнюючи її з відомими в літературі більш точними результатами.

Розглянемо задачу про розтяг смуги з двома боковими тріщинами довжини $2l$ (*рис.4*). Смуга довжиною $2L$ та шириною $2h$ розтягується зусиллями P . Задача полягає у визначенні розкриття вершини тріщини δ_t .

Для знаходження розкриття вершини тріщини використаємо формулу (12). Коефіцієнт інтенсивності напруження K_I для пластини з двома боковими тріщинами визначається за формулою [6]:

$$K_I = \frac{P\sqrt{\pi l}(1,122 - 0,561\lambda - 0,205\lambda^2 + 0,471\lambda^3 - 0,190\lambda^4)}{\sqrt{1-\lambda}}, \quad (18)$$

де $\lambda = l/L$.

Тоді з формул (12) та (18) отримаємо:

$$\delta_t = \frac{\pi \sigma_t L \xi^2 \lambda (1,122 - 0,561\lambda - 0,205\lambda^2 + 0,471\lambda^3 - 0,190\lambda^4)^2}{E(1-\xi^2)(1-\lambda)}. \quad (19)$$

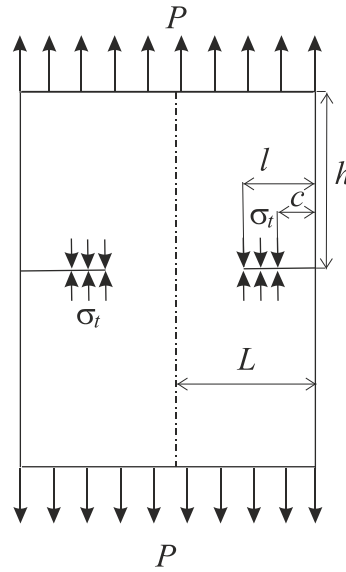


Рис. 4.- Розтяг пластини з двома боковими тріщинами ($h/L = 3$)

Відносне розкриття тріщини визначається за формулою [7]:

$$\delta^* = \frac{2\pi\mu\delta}{(\kappa+1)\sigma_t L}. \quad (20)$$

Оскільки між модулями пружності існують такі залежності:

$$\kappa = \frac{3-\nu}{1+\nu}, \quad \mu = G, \quad E = 2G(1+\nu), \quad (21)$$

то формула (20) еквівалентна наступній:

$$\delta^* = \frac{\pi E \delta}{4\sigma_t L}. \quad (22)$$

З (22) та (19) отримаємо формулу для визначення відносного розкриття вершини тріщини:

$$\delta^* = \frac{\pi^2 \xi^2 \lambda (1,122 - 0,561\lambda - 0,205\lambda^2 + 0,471\lambda^3 - 0,190\lambda^4)^2}{4(1-\xi^2)(1-\lambda)}. \quad (23)$$

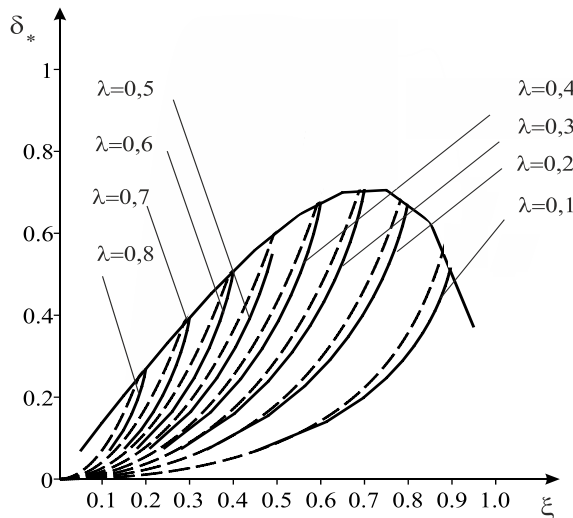


Рис. 5.- Залежність відносного розкриття вершини тріщини δ^* від відношення $\xi = p / \sigma_t$ для пластини з двома боковими тріщинами: суцільна лінія – числові дані Хааса та Вільямса [7], пунктирна лінія – залежність за формулою (23)

Порівняємо розкриття вершини тріщини, отримане аналітично за формулою (23), із числовими даними [7] для пластини з двома боковими тріщинами. Для цього побудуємо графік залежності розкриття вершини тріщини δ_* від відношення прикладеного навантаження p до напруження σ_t (рис. 5).

З даного графіка можна зробити висновок, що відхилення аналітичного розв'язку (23) від числових даних [7] є незначними. Для задач інженерної практики така точність є допустимою, оскільки вона іде в запас міцності.

Отже, виведена формула (23) ефективно моделює розв'язок задачі про розтяг пластини з двома боковими тріщинами залежно від лінійних розмірів пластини та тріщини. Певною мірою це підтверджує коректність формули (12) та її достатню точність для інженерних розрахунків

Висновки. У статті запропоновано енергетичний підхід для наближеного визначення залишкової міцності елементів конструкцій з короткими тріщинами у пружно-пластичних матеріалах. Даний підхід апробовано на задачі Гріффітса та порівняно з відповідними розв'язками, знайденими за критерієм Ірвіна та δ_c -моделлю. Порівняння підтверджує добру збіжність результатів.

Розв'язано задачу для смуги з системою двох бокових тріщин, а отримані залежності порівняно з числовими результатами. Порівняння свідчать, що розроблений критерій та аналітичні залежності можна ефективно застосувати для опису поширення коротких тріщин у елементах конструкцій в інженерній практиці (визначення залишкової міцності).

Список використаних джерел:

1. Панасюк В.В. Модель смуг пластичності в пружно-пластичних задачах механіки руйнування / В.В. Панасюк, М.П. Саврук // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 1992. – №1. – С. 49–68.
2. Панасюк В.В. Основы механики разрушения / В.В. Панасюк, О.Е. Андрейкив, В.З. Партон – К: Наукова думка, 1988. – 488 с.
3. Шата М. Енергетичний підхід у механіці втомного поширення макротріщини / М. Шата, З.О. Терлецька // Механіка руйнування і міцність конструкцій. – Львів, Каменяр. – 1999. – №2. – С. 141–148.
4. Панасюк В.В. Механика квазихрупкого разрушения материалов / В.В. Панасюк– К.: Наукова думка, 1991. – 416 с.
5. Андрейкив А.Е. Усталостное разрушение и долговечность конструкций. / А.Е. Андрейкив, А.И. Дарчук – Киев: Наук. думка, 1992. – 134 с.
6. Саврук М.П. Коэффициенты интенсивности напряжений в телах с трещинами / М.П. Саврук. – К: Наукова думка, 1988. – 648 с.
7. Hayes D.S. A Practical Method for Determining Dugdale Model Solutions for Cracked Bodies Arbitrary Shape / Hayes D.S, Williams J.G. // Int. J. of Frac. Mech. – Vol. 8. – № 3, September 1972. – P. 239-256.

Рецензенти статті:

1. **Іваницький Я.Л.**, зав. відділу міцності та довговічності конструкцій за складного навантаження ФМІ ім. Г.В. Карпенка НАН України, д-р. техн. наук., проф.
2. **Опанасович В.К.**, проф. кафедри механіки ЛНУ імені Івана Франка, д-р. фіз.-мат. наук, проф.

Стаття надійшла до редакції 15.03.2017

УДК: 620.178:620.181:620.194

І.П. Штойко*Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАНУ***КОРОЗИЙНО-ЦИКЛІЧНА ТРИЩИНІСТОЇСТЬ СТАЛІ НАФТОПРОВОДУ ЗА МЕХАНІЧНИХ УМОВ, ЯКІ МОДЕЛЮЮТЬ ТУРБУЛЕНТНИЙ ПОТІК НАФТИ**

Встановлено, що за турбулентного потоку нафти в нафтопроводах проходить майже циклічне навантаження їх труб з високою ($R \geq 0,9$) асиметрією циклу і низькою ($f \approx 0,5$ Гц) частотою. З врахуванням цих даних і застосуванням відомої експериментальної методики побудована кінетична діаграма поширення корозійно-втомної тріщини в трубній сталі X60, що може бути ефективно застосована до визначення залишкового ресурсу нафтопроводу за турбулентного потоку нафти.

Ключові слова: труба нафтопроводу, турбулентний потік нафти, кінетична діаграма корозійно-втомного руйнування, асиметрія циклу, частота навантаження.

И.П. Штойко**КОРРОЗИОННО-ЦИКЛИЧЕСКАЯ ТРЕЩИНОСТОЙКОСТЬ СТАЛИ НЕФТЕПРОВОДА ПРИ МЕХАНИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ, МОДЕЛИРУЮЩИХ ТУРБУЛЕНТНЫЙ ПОТОК НЕФТИ**

Установлено, что при турбулентном потоке нефти в нефтепроводах происходит почти циклическое нагружение их труб с высокой ($R \geq 0,9$) асимметрией цикла и низкой ($f \approx 0,5$ Гц) частотой. С учетом этих данных и применением известной экспериментальной методики построена кинетическая диаграмма распространения коррозионно-усталостной трещины в трубной стали X60, которая может быть эффективно применена к определению остаточного ресурса нефтепровода при турбулентном потоке нефти.

Ключевые слова: труба нефтепровода, турбулентный поток нефти, кинетическая диаграмма коррозионно-усталостного разрушения, асимметрия цикла, частота нагрузки.

I.P. Shtoyko**CORROSION-CYCLIC FATIGUE CRACK GROWTH IN THE STEEL OF OIL PIPELINE AT THE MECHANICAL CONDITIONS, WHICH MODEL OIL TURBULENT FLOW**

It was established that at oil turbulent flow in pipeline is almost cyclic loading of pipes with a high ($R \geq 0,9$) asymmetry cycle and low ($f \approx 0,5$ Hz) frequency. Given these data and the use of known experimental technique based kinetic diagram of corrosion-fatigue crack growth in steel pipe X60, which can be effectively used to determine the residual life of the pipeline at the oil turbulent flow.

Keywords: pipe oil pipeline, oil flow turbulent, kinetic diagram of corrosion-fatigue crack growth, asymmetry cycle, frequency load.

Аналіз причин аварій магістральних нафтопроводів дозволив в багатьох випадках встановити, що відмови їх роботи пов'язані з розривами по металу в цілому, або по кільцевим стиковим швам [1–4]. Більше 50% конструкцій руйнуються внаслідок корозійних пошкоджень, 37% аварій викликані незадовільною якістю металу, пов'язаною з недостатньою пластичністю, ударною в'язкістю, неякісними лініями сплавлення заводських швів і ін. [5, 6].

Слід зазначити, що більшість трубопроводів, які піддаються інтенсивному використанню, експлуатуються із зовнішньою ізоляцією та системами електрохімічного захисту. Тому в багатьох випадках руйнування нафтопроводу починається з внутрішньої поверхні труби за рахунок її навантаження і дії підтоварної води. В такому випадку для уникнення непередбачених руйнувань необхідно прогнозувати залишковий ресурс труби з урахуванням певних експлуатаційних чинників. Зокрема, у випадку труби нафтопроводу в першу чергу треба встановити характер її механічного навантаження, дію корозивного середовища і побудувати діаграму втомного руйнування матеріалу, що необхідно для розрахунків [7–9]. Цим питанням і присвячена дана робота

Навантаження труби за турбулентного потоку нафти. При русі по трубопроводі потік нафти втрачає свою енергію на переборювання опору при терті біля стінок трубопроводу. Ці втрати переходять в тепло, яке розігріває стінки трубопроводу. Температура трубопроводу також зростає біля помпових станцій (ПС) за рахунок тертя нафти до колії помп.

Загальний тиск в трубопроводі при його значній довжині може виявитися досить великим, щоб забезпечити задану пропускну здатність нафти. Щоб витримати такий тиск трубопроводу

треба виготовляти зі значною товщиною стінки. Для досягнення цього ставлять декілька проміжних ПС.

Опір трубопроводу характеризується нахилом лінії гідравлічного ухилу. Гідравлічний ухил показує втрату тиску нафти на ділянці трубопроводу, віднесено до одиниці його довжини і визначається формулою

$$G = \frac{10 \frac{P_H - P_K}{\rho g} + (Z_H - Z_K)}{L}, \quad (1)$$

де P_H і P_K – тиск відповідно в початковому і кінцевому січенні трубопроводу; ρ – питома густина нафти; g – земне прискорення; L – довжина ділянки трубопроводу; Z_H, Z_K – різниця висот початкового і кінцевого січення.

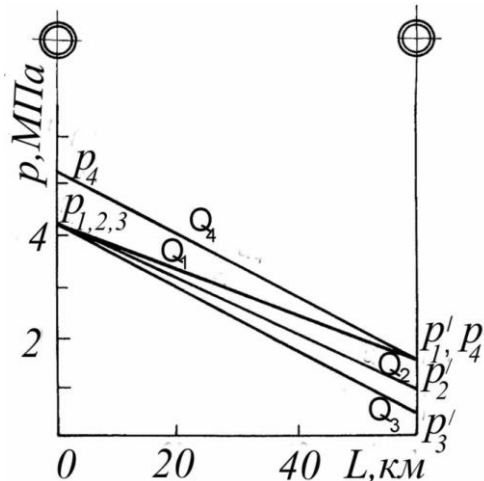


Рис. 1. - Схема гідравлічних ухилів при різних режимах роботи нафтопроводу.

Лінія гідравлічного ухилу отримується при виконанні гідравлічних розрахунків і використовується для розкладу процесів, що проходять в нафтопроводі. При цьому лінію гідравлічного ухилу будують зазвичай разом з профілем траси трубопроводу. Гідравлічний ухил і пропускна здатність трубопроводу пов'язані формулою [1]

$$Q^n = \frac{Gd^m}{av^k} \quad (2)$$

де d – внутрішній діаметр труби; v – в'язкість нафти; n, m, k – константи, дані процесу. Як видно з формули (2) пропускна здатність трубопроводу при $d = const$ і $v = const$ суттєво залежить від гідравлічного ухилу G . На рис. 1 зображені гідравлічні ухили при різних режимах роботи трубопроводу. Звідси можна зробити наступні висновки:

- при одному і тому ж тиску на початку ділянки трубопроводу збільшення подачі ($Q_3 > Q_1$) приводить до зниження тиску в кінці ділянки;
- підвищення тиску на початку ділянки при збереженні тиску в кінці проводить до підвищення подачі по трубопроводі (лінії $Q_3 = Q_1$);
- при підвищенні тиску на початку і збереженні тої ж подачі ($Q_3 = Q_1$) тиск в кінці ділянки підвищиться на ту ж величину.

Для того, щоб забезпечити цілісність трубопроводу, тиск нагнітання не може бути більше визначеного робочого тиску. Оскільки коливання тиску залежить від числа ПС на ділянці, характеру зміни режиму і низки інших причин, приріст тиску на кожній ПС може приймати різні значення. При запусках і зупинках ПС відхилення тиску може доходити до 2...3 МПа [1]; при послідовних перепомповуваннях різних типів нафти – до 1 МПа; при запуску і зупинках окремих агрегатів – 0,5...1,0 МПа, а в результаті засмічення трубопроводу і утворення повітряних корків звичайно в межах 0,5 МПа. Якщо це відхилення приводить до підвищення робочого тиску, то необхідно приймати міри для обмеження тиску на виході ПС. Оскільки цей приріст має довільне значення, воно може приводити до перевищення робочого тиску на виході в межах 0,2...0,5 МПа.

В цьому випадку не варто виключати помпу, так як із за цього може бути зниження подачі нафти по трубопроводу.

Внаслідок турбулентності потоку нафти, наявності деякого дисбалансу pomp і коливань частоти енергозабезпечення тиск в трубопроводі неперервно пульсує. Крива коливання тиску в трубопроводі (діаметр 1000 мм) зображена на рис. 2 [1]. Значення викидів тиску може складати 0,1...0,2 МПа від середнього значення.

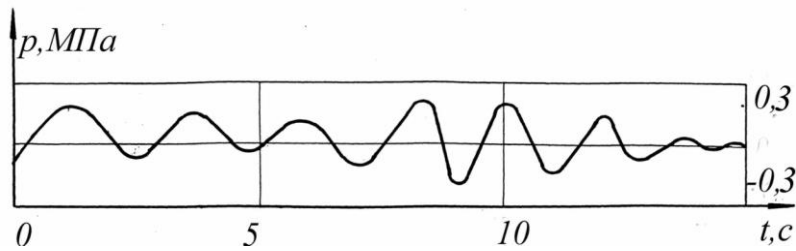


Рис. 2. - Крива коливання тиску в трубопроводі за турбулентного потоку нафти.

Робочий тиск для трубопроводу і арматури на прийманні проміжкових ПС для нефорсованих режимів приймається звичайно рівним 4 МПа. Якщо помпові агрегати запускаються на закриті засувки, то небезпечний тиск може виникати при запуску агрегату. Справа в тому, що створюваний помпою при нульовому розході напір завжди більше диференціального напору цієї же помпи, при номінальній подачі. Оскільки агрегат запускається на закриті засувку, напір, який він розвиває тут при нульовій подачі та доданий з тиском попередніх агрегатів, може перевершити розрахунковий тиск у трубопроводі.

Особливого значення набуває проблема управління роботою нафтопроводів при перехідних режимах, виникнення яких пов'язано з відключенням помпових агрегатів, переміщенням робочих частин клапанів і засувів. Хвилі підвищеного і пониженого тиску, які виникають при цьому, розповсюджуються з потоком нафти. В наслідок чого порушується нормальна робота ПС, виникають динамічні перенавантаження лінійної частини нафтопроводу, які в окремих випадках можуть перевищувати границю міцності матеріалу труб.

При відключенні ПС відбувається різке зростання тиску на вході і одночасно його зниження на виході станції [1, 4]. Процес поширення ударної хвилі по трубопроводу при відключенні помпової станції показаний на рис. 3 [1]. Лінія 1 відповідає гідравлічному нахилу в вихідному стаціонарному стані. Криві 2–6 показують розподіл тиску в різні моменти часу: 35, 56, 81, 106, 140 і 185 с. Різниця відміток між лінією 1 і кривими 2-6 на рисунку характеризує величину хвилі, яка поширюється в певні моменти часу.

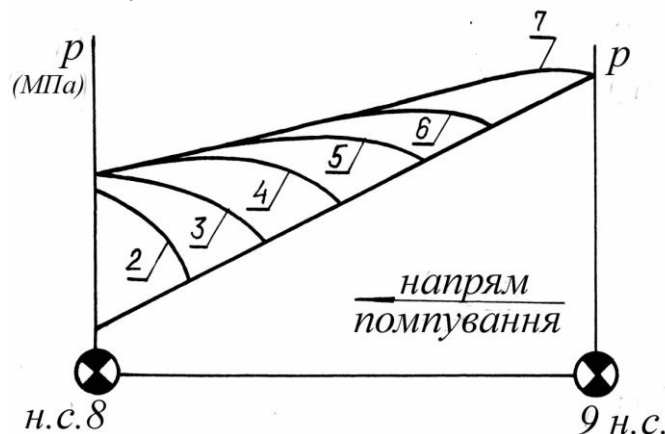


Рис.3. - Схема поширення ударної хвилі по нафтопроводу при відключенні помпової станції.

Обмеження тиску на вході станції до величини 2,1 МПа зв'язане зі впливом взаємодії регулювального клапана системи захисту нафтопроводу. Темп наростання тиску (криві 1, 2) залежить від інерційних властивостей ротора помпи. Підвищення інерційності ротора помпи дозволяє зменшити крутизну ударної хвилі. При закритті засуву відбувається різке наростання тиску, яке визначається швидкістю перекриття потоку. Виникаюча при цьому хвиля тиску

поширюється із швидкістю звуку в бік попередньої ПС, а після підходу до останньої формується хвиля пониженого тиску оберненого напрямку. Наростання тиску при закритті засуви на трубопроводі, який перепомповує котельне паливо з продуктивністю 7250 м³/год., показано на рис. 3. Час закриття засуви діаметром 900 мм в даному експерименті становить 10,5 с. З рис. 3 випливає, що суттєва зміна тиску починається після закриття засуви на 70%. Утворена хвиля при закритті підвищеного тиску досягла 4,44 МПа.

Нерівномірний розподіл властивостей ґрунту по трасі трубопроводу створює різні умови його зневолення. Тому між закріпленими точками можуть виникнути значні повздовжні напруження Q , викликані зміною температури і тиску нафтопродуктів, які визначаються наступною формулою.

$$Q = +\alpha(\Delta T)E - 0,3 \frac{pd}{D-d} \quad (3)$$

Тут α_1 – коефіцієнт лінійного розширення металу труб, який приймається $12 \cdot 10^{-6} 1/\text{град.}$; d – внутрішній діаметр труби; D – зовнішній діаметр труби; p – тиск нафтопродуктів; E – модуль пружності металу труби; $\Delta T = T_M - T_e$; T_M – температура трубопроводу при монтажі; T_e – температура трубопроводу при експлуатації. Напруження Q можуть значно зростати при осіданні ґрунту. При натурних дослідженнях реальних нафтопроводів встановлено, що σ_0 може перевищувати 200 МПа.

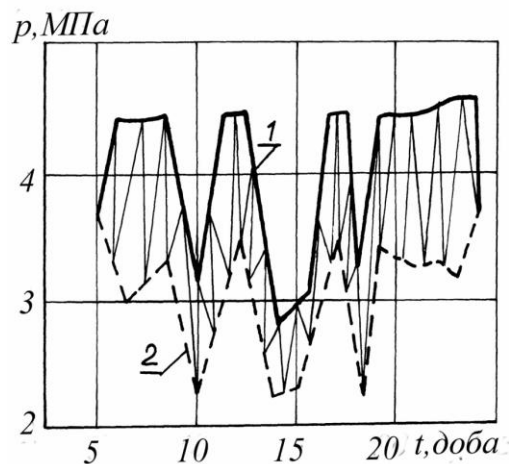


Рис.4.- Наростання тиску при закритті засуви на трубопроводі : 1 – огибаюча крива максимальних амплітудних значень; 2 – огибаюча крива мінімальних амплітудних значень.

Таким чином, на основі аналізу результатів досліджень представлених в роботах [1–4] можна накреслити наступну силову схему навантаження стінки нафтопроводу в часі. Повздовжні напруження Q визначаються за формулою (3) і залежать від зміни в часі ΔT і P . Кільцеві напруження σ_k будуть змінюватися циклічно внаслідок турбулентності нафти, дисбалансу pomp, переключенням або зупинкою окремих pomp або станцій.

Результати виміру робочого тиску в типових нафтопроводах діаметром $D = 1220$ мм ($d = 1192$ мм), за поширеної схемі перепомповування “із помпи в помпу” показують (рис. 4), що коливання фактичного робочого тиску знаходяться в межах 0,5...1 від нормативного.

На основі аналізу результатів взаємодії металу труби з нафтою на протязі довгого періоду експлуатації проходять поверхневі корозійні процеси, а також об’ємні деструктивні зміни викликані в першу чергу дифузією водню і окрихненням матеріалу труби (див. [5–8]). Разом з тим матеріал труби підданий дії комплексу термосилових, статичних і циклічних напружень, внаслідок яких в матеріалі можуть проходити структурні зміни і зароджуватись поверхневі та внутрішні мікродфекти, які під впливом змінних в часі навантажень можуть розвиватися. Розвиток макродефектів описується кінетичною діаграмою втомного руйнування [6–8].

Як випливає із вище приведеного аналізу, навантаження матеріалу в трубі нафтопроводу в середньому можна вважати (див. рис. 2) циклічним за високої асиметрії циклу ($R \geq 0,9$) і низької частоти ($f \approx 0,5$ Гц). На основі цього нижче побудована кінетична діаграма корозійно-втомного руйнування трубної сталі Х60.

Досліджуваний матеріал та його механічні властивості. Досліджували конструкційну сталь Х60, яка широко використовується при будівництві магістральних нафто- і газопроводів. Розміри труби: $D = 1420$ мм, товщина стінки труби – 18,7 мм. Механічні властивості сталі, визначені розтягом циліндричних зразків: границя плинності $\sigma_{0,2} = 455$ МПа, границя міцності $\sigma_B = 585$ МПа; відносне видовження $\delta = 26\%$.

Характеристики корозійного-механічного руйнування трубних сталей визначали у залишковій (т.зв. підтоварній) воді, яка збирається у нижній частині труби.

Побудова кінетичної діаграми поширення корозійно-втомної тріщини в сталі Х60. Дослідження сталі на циклічну тріщиностійкість вивчали на випробувальній машині з жорстким типом навантаження з регульованими частотою, амплітудою та асиметрією циклів.

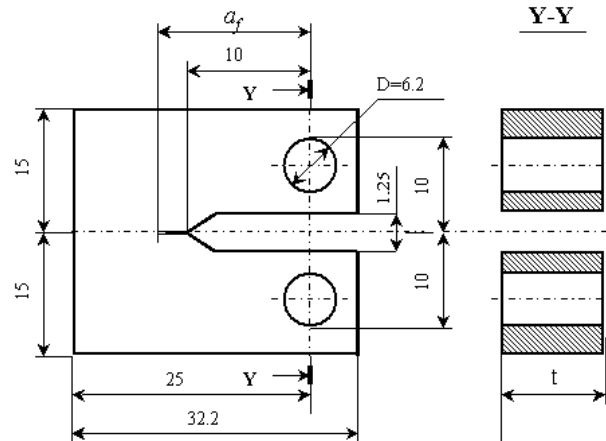


Рис. 5. - Компактний зразок для дослідження циклічної тріщиностійкості.

Використовували компактні (0,5СТ) зразки товщиною $t = 8$ мм (рис. 5), вирізані паралельно твірній труби. Посередині зразків нарізали концентратор із радіусом заокруглення 0,1 мм завглибшки 10 мм, який зменшував переріз по висоті.

Вплив корозійного впливу досліджували в спеціально розробленій комірці із оргскла, яка охоплювала робочу частину зразка з тріщиною. Поліровані стінки комірки дозволяли візуально слідкувати за ростом втомної тріщини.

Опір ростові втомних тріщин у зразках оцінювали за навантаження розтягом із частотою у діапазоні 10 або 0,5 Hz і асиметрією циклу 0,9. Довжину тріщини заміряли на обох бічних поверхнях зразка за допомогою пересувного мікроскопа МБС-11, закріпленого на мікрометричному механізмі слідкування за вершиною тріщини, що дозволяло вимірювати її довжину з похибкою 0,01 мм.

Починали випробування зразка з надрізом за певного розмаху циклічного навантаження ΔP , який забезпечував зародження тріщини із початковою швидкістю не більшою 10^{-6} м/цикл. Далі методом ступеневого зниження навантаження досягали зменшення швидкості росту тріщини аж до порогового її рівня 10^{-10} м/цикл. В діапазоні швидкостей росту тріщини $10^{-9} \dots 10^{-10}$ м/цикл навантаження зменшували не більше ніж на 10%, що запобігало затримці росту тріщини через попередньо сформовану циклічну пластичну зону перед її вершиною. Ті рівні, при яких мав місце стабільний ріст тріщини зі швидкостями $1 \dots 3 \cdot 10^{-10}$ м/цикл, приймали за порогові значення ΔK .

Діаграми втомного руйнування $V - \Delta K$ будували, керуючись методичними рекомендаціями [10, 11]. Заміряли приріст довжини тріщини за певного розмаху циклічного навантаження ΔP , і фіксували відповідне число циклів навантаження. Швидкість росту тріщини V визначали як відношення приросту довжини тріщини Δa між двома замірами до відповідного числа циклів ΔN . Приріст тріщини між двома послідовними замірами складав не менше 0,2 мм. Величину коефіцієнта інтенсивності напружень визначали за формулами:

$$K_I = 4,12t\sqrt{W^{-3}(\alpha^{-3} - \alpha^3)}, \quad \alpha = 1 - aW^{-1} \quad (4)$$

M - згинальний момент, a - довжина тріщини, t – товщина зразка, W - висота зразка (див. рис. 5). Визначивши K_{\min} та K_{\max} , обчислювали розмах коефіцієнта інтенсивності напружень ΔK .

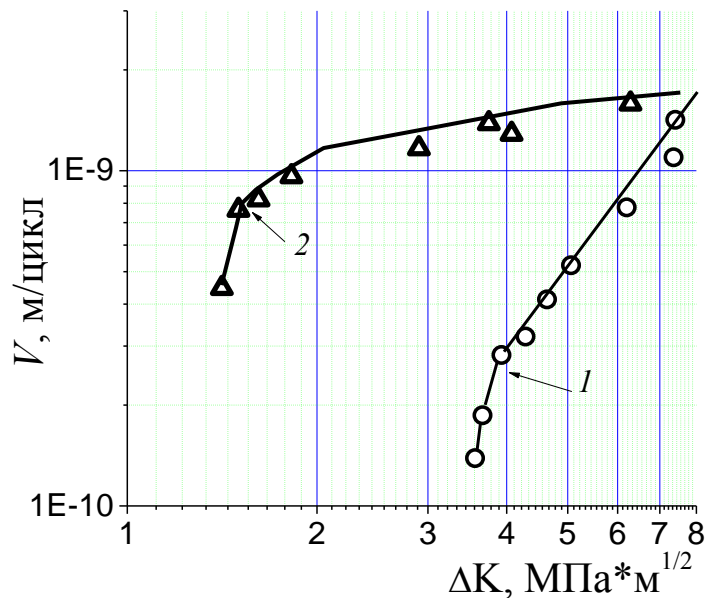


Рис. 6. - Кінетичні діаграми втомного руйнування експлуатованої сталі X60 на повітрі (1) та у середовищі донної води (2): 1 - $f = 10$ Гц, $R = 0,9$, 2 - $f = 0,5$ Гц, $R = 0,9$.

Побудована таким чином діаграма представлена на рис. 6. Ефект корозивного середовища проявляється максимально за низьких, припорогових значеннях ΔK . Дана діаграма може бути використана для визначення залишкового ресурсу труби нафтопроводу на стадії росту втомної тріщини з урахуванням турбулентності потоку нафти.

Висновки. На основі аналізу результатів досліджень параметрів експлуатації нафтопроводів в реальних умовах підраховано, що за турбулентного потоку нафти проходить майже циклічне навантаження їх труб з високою ($R \geq 0,9$) асиметрією циклу і низькою ($f \approx 0,5$ Гц) частотою навантаження. З врахуванням цих даних і застосуванням відомої експериментальної методики побудована кінетична діаграма поширення корозійно-втомної тріщини в трубній сталі X60, що може бути ефективно застосована до визначення залишкового ресурсу нафтопроводу за турбулентного потоку нафти.

Список використаних джерел:

1. Зайцев Л. Ф. Регулирование режимов работы магистральных нефтепроводов. М., Недра, 1982. - 240с.
2. Анучкин М. П., Горницкий В. Н., Мирошниченко Б. Л. Трубы для магистральных трубопроводов. - М.: Недра, 1986, с.231.
3. Агапкин В. М. Кривошеин Б. Л.: Методы защиты трубопроводов от разрывов при неустановившихся режимах. Москва ВНИИОЭНГ, 1976. - 40с.
4. Иванцов О. М., Харитонов В. И. Надежность магистральных трубопроводов. М., Недра. 1978.
5. Про причини корозійних руйнувань промислових трубопроводів / В.Ю. Чернов, В.Д. Макаренко, Є.І. Крижанівський та ін. // Фіз.-хім. Механіка матеріалів. – 2002, №6. – С. 93-95.
6. Механіка руйнування та міцність матеріалів: Довідн. посібник / Під заг. ред. В.В. Панасюка. Том 11: Міцність і довговічність нафтогазових трубопроводів і резервуарів / Г.М. Никифорчин, С.Г. Поляков, І.В. Ориняк, З.В. Слободян, Р.М. Джала. Під ред. Г.М. Никифорчина. – Львів: «Сполом», 2009. – 504.
7. Elboujdaini M. Initiation of environmentally assisted cracking in line pipe steel. // 16th European on Fracture (ECF16th) "Fracture of Nano and Engineering materials and structures", Alexandroupolis, Greece, July 3-7, 2006.- Dordrecht: Springer.- 2006. – P. 1007-1008.
8. Слободян З.В., Никифорчин Г.М., Петрушак О.І. Корозійна тривкість трубної сталі у нафтоводних середовищах // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2002. - № 3. – С. 93-96.
9. Похмурский В. И. Коррозионная усталость металлов. – М.: Металлургия, 1985.– 207 с.
10. Проект национального стандарта РФ «Трубы для магистральных нефтепроводов. Методика расчета труб на долговечность», 2006. – 23 с.
11. Механіка руйнування і прочність матеріалів: Справ. посібник. – Т.4. (Под общей ред. Панасюка В. В.) – Киев: Наук. думка, 1990. – 680с.

Стаття надійшла до редакції 10.03.2017