

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

MINISTRY OF EDUCATION
AND SCIENCE OF UKRAINE

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

LUTSK NATIONAL
TECHNICAL UNIVERSITY

СУЧАСНІ
ТЕХНОЛОГІЇ
В
МАШИНОБУДУВАННІ
ТА ТРАНСПОРТІ

ADVANCES
IN
MECHANICAL
ENGINEERING
AND TRANSPORT

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

SCIENTIFIC JOURNAL

№2 (4)

2015

<http://avtomash.lntu.edu.ua>

ЛУЦЬК

LUTSK

Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк: Луцький НТУ, 2015.– №2(4).– 176 с.

В матеріалах наукового журналу висвітлюються результати наукових досліджень та науково-дослідних розробок в галузі машинобудування, автомобільного транспорту, транспортних систем і транспортних технологій на автомобільному транспорті, а також, математичного та комп'ютерного моделювання технічних процесів та систем.

Свідоцтво про державну реєстрацію
друкованого засобу масової інформації – КВ №20504-10304Р від 30.12.2013р.

**Науковий журнал включений до Переліку наукових фахових видань України
згідно наказу Міністерства освіти і науки України № 528 від 12.05.2015р.**

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

Пустюльга С.І., д.т.н., професор, Луцький НТУ (головний редактор); **Дідух В.Ф.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ (заступник головного редактора), **Плоский В.О.**, д.т.н., професор, Київський національний університет будівництва і архітектури (заступник головного редактора); **Сахно В.П.**, д.т.н., професор, Національний транспортний університет (заступник головного редактора); **Ярошевич М.П.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ (заступник головного редактора); **Козачук І.С.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ (відповідальний секретар); **Владут Валентин**, PhD. Eng., Національний інститут проектування машин та обладнання для сільського господарства і харчової промисловості (INMA, Румунія); **Вржещ М.В.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Головачук І.П.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Голячук С.Є.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Заболотний О.В.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Ковальов М.М.**, д.т.н., професор, Всеросійський науково-дослідний інститут механізації льонарства Російської академії сільськогосподарських наук; **Кравченко О.П.**, д.т.н., професор, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля; **Ланець О.С.**, д.т.н., доцент, НУ «Львівська Політехніка»; **Максимович О.В.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ; **Марчук В.І.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ; **Матейчик В.П.**, д.т.н., професор, Національний транспортний університет; **Мурований І.С.**, к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет; **Олександренко В.П.**, д.т.н., професор, Хмельницький національний університет; **Рихтер Марцін**, PhD. Eng., Інститут автомобільного транспорту (Польща); **Рудь В.Д.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ; **Савчук П.П.**, д.т.н., професор, ректор Луцького НТУ; **Селезньов Е.Л.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Цизь І.Є.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Хамед Ашраф**, Dr.-Ing., ВАТ «Dornier Consulting» (Німеччина); **Шваб'юк В.І.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ.

Друкується за рішенням Вченої ради
Луцького національного технічного університету
(Протокол №3 від 29.10.2015р.)

Ціна договірна

Колектив авторів

СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ В МАШИНОБУДУВАННІ ТА ТРАНСПОРТІ
ADVANCES IN MECHANICAL ENGINEERING AND TRANSPORT

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

SCIENTIFIC JOURNAL

ISSN 2313-5425

Випуск 2 (4), 2015

Volume 2 (4), 2015

Видається двічі на рік

Publication Frequency: 2 issues per year

Комп'ютерний набір та верстка: І. Козачук
Дизайн обгортки: В. Чернецький

Матеріали друкуються в авторській редакції. За стилістику і орфографію статей відповідальність несуть автори.

Адреса редакції:
вул. Львівська, 75, ауд. 339, Луцьк,
Волинська обл., Україна, 43018.
тел. (0332) 74-61-31.
e-mail: tehavtomash@gmail.com
<http://avtomash.lntu.edu.ua>

Підписано до друку 29.10.2015 р.
Формат 60x84/8. Гарнітура Times. Папір офсетний.
Ум. друк. арк. 19,99. Обл. вид. арк. 19,71. Тираж 100 прим.

Редакційно-видавничий відділ
Луцького національного технічного університету
43018, м. Луцьк, вул. Львівська, 75.
Свідоцтво Держкомтелерадіо України ДК № 4123 від 28.07.2011 р.

Друк – Вежа-Друк. Зам. № 144.
(м. Луцьк, вул. Бойка, 1, тел. (0332)29-90-65).
Свідоцтво Держ. комітету телебачення та радіомовлення України
ДК № 4607 від 30.08.2013 р.

ЗМІСТ

<i>Герасимчук О.П., Мисковець С.В., Шимчук С.П.</i> Метод математичного планування експерименту для дослідження трибологічних властивостей сталі 45	5
<i>Гутаревич Ю.Ф., Говорун А.Г., Корпач А.О., Філоненко О.Д.</i> Вплив добавки водневмісного газу до повітряного заряду на показники двигуна з іскровим запалюванням	13
<i>Гутаревич Ю.Ф., Шуба Є.В.</i> Уточнення методики розрахунку робочого процесу бензинового двигуна за роботи в режимі малих навантажень з добавкою водневмісного газу	20
<i>Дацюк Л.М., Юхимчук С.Ф., Дацюк Т.Л.</i> Параметри брання стебел льону бральним апаратом з довгим та коротким пасом	28
<i>Дударев І.М.</i> Визначення енергетичних параметрів спірального сепаратора	35
<i>Захарчук В.І., Ткачук В.В., Захарчук О.В., Цикун Ю.О.</i> Адаптування біодизельного палива до використання в автотракторній техніці ...	43
<i>Клец Д.М.</i> Моделирование процесса заноса колесных машин в тормозном режиме движения	49
<i>Кравченко О.П.</i> Фактори що впливають на формування номенклатури та кількість запасних частин на підприємствах автомобільного транспорту	60
<i>Кузнєцов Р.М., Стельмашук В.В., Козачук Л.С.</i> Результати експериментальних досліджень автопоїзда категорії М1	67
<i>Маяк М.М., Мельничук С.В., Рафальський О.І.</i> Оптимізація вибору рухомого складу для пасажирських автомобільних перевезень по магістральних вулицях м. Житомира	77
<i>Мельничук С.В., Вітюк І.В., Бовсунівський І.А.</i> Дослідження стійкості автомобіля з підвіскою на основі чотириланкового важільного механізму в середовищі SolidWorks	84
<i>Новицкий А.В., Литвин В.В.</i> Оценка эффективности магниторельсовых систем шахтных локомотивов при использовании различных типов магнитных блоков	92

CONTENT

<i>O. Herasymchuk, S. Myskovets, S. Shymchuk</i> The method of mathematical planning of the experiment to study the tribological properties of steel 45	5
<i>Yu. Gutarevych, A. Govorun, A. Korpach, A. Filonenko</i> Influence of additives hydrogen-containing gas to the air charge in the figures spark ignition engine	13
<i>Yu. Gutarevich, Ye. Shuba</i> Refinement of methodology for calculating the working process of the petrol engine when operating at low loads with the addition of a hydrogen-containing gas	20
<i>L. Datsiuk, S. Yuhymchuk, T. Datsiuk</i> Parameters of the nosing of the stems of a flax top-lifting apparatus with long and short strap	28
<i>I. Dudarev</i> Determination of energy parameters of the spiral separator	35
<i>V. Zakharchuk, V. Tkachuk, O. Zakharchuk, Yu. Tsykun</i> Adaptation of biodiesel fuel for use in motor machinery	43
<i>D. Klets</i> Simulation of vehicle skidding at braking movement mode	49
<i>O. Kravchenko</i> Factors affecting the formation of nomenclature and the quantity of spare parts at the motor transport enterprises	60
<i>R. Kuznietsov, V. Stelmashchuk, L. Kozachuk</i> Results of experimental research of road train of M1 category	67
<i>M. Maiak, S. Melnychuk, O. Rafalskyi</i> Optimization of selection of fleet for passenger transportation on streets in Zhytomyr city	77
<i>S. Melnychuk, I. Vityuk, A. Bovsunivskiy</i> Investigation of the stability of vehicle suspension based on four-bar linkage in SolidWorks	84
<i>A. Novytski, V. Litvin</i> Evaluating the effectiveness of magnetic rail systems for mine locomotives using different types of magnetic blocks	92

Новікова О.О., Дерюгін О.В.

Обґрунтування вибору ефективного вантажного автомобіля для перевезень в міжнародному сполученні 99

Павлюк В.І.

Використання клоатоїд для апроксимації траєкторій руху автомобіля під час маневрування 108

Подригало М.А., Артёмов Н.П., Клец Д.М.

Оценка неопределенности измерения линейных ускорений 113

Ройко О.Ю., Бурчак І.Н., Головачук І.П.

Алгоритм побудови BSP-дерева для невпорядкованої множини трикутників 118

Самостян В.Р.

Сучасні програми геометричного моделювання об'єктів і керування їхньою формою при параметричному представленні 123

Сахно В.П., Поляков В.М., Тімков О.М., Шарай С.М., Лисенко О.С.

До створення гібридних автопоїздів з покращеними енергетичними характеристиками, прохідністю, маневреністю і стійкістю руху 128

Силивонюк А.В.

Дослідження динаміки вібраційної машини з бігармонічними збудниками в пакеті Simulink, середовища Matlab 135

Таран І.А., Новицкий А.В., Литвин В.В.

Разработка универсальной модели определения себестоимости перевозочного процесса пассажиров в городских условиях ... 143

Таран І.А., Трубицин М.Н., Клименко І.Ю.

Оптимизация параметров одноосных планетарных редукторов методами целочисленного программирования 151

Фещук Ю.П.

Розкриття берегів тріщин ізотропної циліндричної оболонки, ослабленої чотирма рівновіддаленими тріщинами 161

Шраменко Н.Ю.

Автоматизація та інформаційні технології як основа ефективного функціонування вантажних термінальних комплексів 170

O. Novikova, O. Deryugin

Justification of the choice of effective trucks for the transporting international traffic 99

V. Pavliuk

The use of clothoid for approximation of the trajectories movement of the vehicle during maneuvering 108

M. Podrigalo, N. Artiomov, D. Klets

Evaluation of linear acceleration measurement uncertainty 113

O. Roiko, I. Burchak, I. Holovachuk

Algorithm for constructing BSP-tree for disordered set of triangles 118

V. Samostyan

Modern software of geometric modeling of objects and management of their form during parametric representation 123

V. Sakhno, V. Poliakov, O. Timkov, S. Sharai, O. Lysenko

Prior to the creation of hybrid road trains with improved power characteristics, passability, maneuverability and motion sustainability 128

A. Sylyvonyuk

Research of dynamics of the machine with harmonic vibration exciters in the package Simulink, Matlab environment 135

I. Taran, A. Novytski, V. Litvin

The development of a universal model for determining the cost of transportation of passengers in urban environments 143

I. Taran, M. Trubitsin, I. Klymenko

Optimizing the parameters of uniaxial planetary reducers by integer programming 151

Yu. Feshchuk

Disclosure of crack of isotropic cylindrical shell weakened by four equidistant cracks 161

N. Shramenko

Automation and information technologies as the basis for the efficient operation of the freight terminal facilities 170

Герасимчук О.П., Мисковець С.В., Шимчук С.П.
Луцький національний технічний університет

МЕТОД МАТЕМАТИЧНОГО ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТУ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ТРИБОЛОГІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ СТАЛІ 45

Для покращання продуктивності наукових досліджень в багатьох випадках, в тому числі і для прогнозування трибологічних властивостей конструкційних матеріалів, доцільно використовувати метод математичного планування експерименту. Отримані результати при визначенні зносостійкості сталі 45 залежно від концентрації С, Si, та Cr повністю співпали з результатами лабораторного експерименту. Тому, метод математичного планування можна використовувати для експрес-прогнозування трибологічних властивостей матеріалів з яких виготовляють відповідальні деталі багатьох високоточних вузлів тертя.

Ключові слова: трибосистема, тертя, легуючі елементи, зносостійкість.

Постановка проблеми. Сучасні машини та механізми являють собою сукупність трибосистем. Сила тертя, інтенсивність зношування трибоповерхонь, шум, вібрація – це ті фактори, які впливають на експлуатаційні показники і, як наслідок, на довговічність роботи трибовузлів. Основні експлуатаційні характеристики будь-якої трибосистеми значною мірою залежать від правильного підбору та якості конструкційних і мастильних матеріалів. Усі підняті вище питання повинні вирішуватись на стадії проектування трибовузлів необхідними конструкторськими розрахунками та методами і засобами лабораторних досліджень, що досить часто є надто складними та затратними. Тому використання методу математичного планування експерименту для експрес-прогнозування трибологічних властивостей матеріалів є надзвичайно продуктивним та економічно виправданим шляхом.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Разом з атомною будовою і фізико-механічними характеристиками поверхневих шарів деталей трибовузлів важливу роль відіграють і їх хімічні властивості. Хімічна природа поверхонь визначається, з одного боку, впливом навколишнього середовища, у тому числі мастильних матеріалів, а з іншого – хімічним складом матеріала. Навіть незначне легування матеріалу, як відмічає у своїх дослідженнях Д. Баклі [1], може призводити до суттєвої зміни його трибологічних властивостей.

Дослідженнями Б.І. Костецького [2] показано, що вибір легуючих елементів для матеріалів деталей вузлів тертя машин, механізмів і приладів чинить вирішальний вплив на закономірності протікання явища структурної приспособленості і є одним з основних шляхів досягнення оптимальних параметрів тертя і поверхневої міцності.

Проте до недавнього часу вибір легуючих елементів з метою підвищення зносостійкості матеріалів і розробка оптимального складу антифрикційних матеріалів для підшипників ковзання робилися емпіричним шляхом з урахуванням уявлень, сформульованих в правилах Шарпі, Боудена і т.д. Вплив тих чи інших компонентів легуючих елементів оцінювався за результатами нестандартизованих і несертифікованих лабораторних і промислових випробувань.

Так в роботах Е.Л. Марковського та О.Ф. Аксьонова [3-5] було досліджено вплив перерозподілу легуючих елементів на зносостійкість зв'язаної пари і показано, що дифузійні перетворення при терті визначають зношування і інші антифрикційні властивості матеріалів, що труться.

Дослідження, проведені під керівництвом Д. Баклі, дозволили встановити, що при фрикційній взаємодії ряд елементів дифундує до поверхні і змінює її властивості. Так, Al скупчується в поверхневому шарі міді, Al і Si – у поверхневому шарі заліза, індій – у поверхневому шарі олова. Уміння правильно використовувати явище поверхневої сегрегації надзвичайно важливе для фахівця з триботехніки, оскільки дозволяє значно змінити фрикційні характеристики матеріалів завдяки регулюванню кількості легуючих елементів.

Проте в роботі [6] було показано, що сталі з майже однаковими механічними властивостями можуть володіти істотно різною зносостійкістю. Тобто, хімічна природа матеріалу чинить суттєвий вплив на його зносостійкість, але цьому немає однозначного пояснення.

Мета і постановка задач дослідження. Метою дослідження є визначення трибологічних властивостей сталі 45 залежно від концентрації основних легуючих елементів використовуючи метод

математичного планування експерименту. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- розробити методіку математичного планування експерименту;
- дослідити зносостійкість сталі 45 залежно від концентрації С, Si, та Cr.

Методика математичного планування експерименту. Враховуючи літературний пошук та результати власних досліджень [7-8], що доводять вплив легуючих елементів на зносостійкість конструкційних матеріалів, але не дозволяють встановити теоретичних основ взаємозв'язку між хімічним складом та трибологічними властивостями матеріалів поверхонь деталей нами було використано методи системного аналізу та математичного планування експерименту для дослідження цього питання.

Вирішення поставленого питання полягає в розробці відповідної математичної моделі для сталі 45, властивості якої досить повно висвітлено в наших дослідженнях [7-8].

У загальному вигляді математична модель, що описує залежність вихідного фактора Y від вхідних факторів має вигляд:

$$K = f(X_1, X_2, X_3) \quad (1)$$

де X_1 – вміст Cr, %;

X_2 – вміст C, %;

X_3 – вміст Si, %

Для деталізації моделі застосуємо метод математичного планування експерименту і запишемо рівняння регресії, нехтуючи степенями факторів вище першого у вигляді:

$$K = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{123}x_1x_2x_3, \quad (2)$$

де x_1, x_2, x_3 – кодовані значення факторів;

$b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{123}$ – коефіцієнти рівняння регресії.

Для здійснення математичного планування експерименту необхідно закодувати фактори. Зв'язок між кодовими і натуральними значеннями факторів встановлюється залежністю:

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (3)$$

де x_i, X_i – відповідно кодоване та натуральне значення i -го фактора;

X_{i0} – натуральне значення i -го фактора на нульовому рівні;

ΔX_i – інтервал варіювання i -го фактора.

Складаємо план-матрицю експерименту для восьми дослідів (табл. 1)

Таблиця 1. План-матриця повнофакторного експерименту 2^3

Номер дослідів	Значення кодованих факторів			Взаємодія кодованих факторів			
	x_1	x_2	x_3	x_1x_2	x_1x_3	x_2x_3	$x_1x_2x_3$
1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1
2	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1
3	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1
4	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1
5	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1
6	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1
7	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1

З метою нівелювання випадкових похибок відгуку для кожного рядка табл. 1 проводимо $m=3$ паралельних дослідів. Перед реалізацією плану експерименту варіанти варіювання факторів розміщуємо у випадковому порядку за допомогою комп'ютерної програми для проведення процесу рандомізації. Середня значення вихідного параметра y_u в кожному досліді:

$$\bar{y}_u = \frac{1}{m} \sum_{k=1}^m y_{uk} \quad (4)$$

Оцінка дисперсії S_u^2 в кожному досліді:

$$s_u^2 = \frac{1}{m-1} \sum_{k=1}^m y_{uk}^2 - \bar{y}_u^2 \quad (5)$$

Перевірку відтворюваності дослідів проводилась за критерієм Кохрена, який базується на законі розподілу максимальної оцінки дисперсії $s_{u \max}^2$ до суми всіх оцінок дисперсії, що порівнюються:

$$G = s_{u \max}^2 / \left(\sum_{u=1}^n s_u^2 \right) \quad (6)$$

Умова відтворюваності дослідів:

$$G \leq G_{q_{\text{від}}; n; \nu_u} \quad (7)$$

де $G_{q_{\text{від}}; n; \nu_u}$ – критичне значення критерію Кохрена, яке вибирається в залежності від рівня значущості $q_{\text{від}}$, числа незалежних оцінок дисперсії n (числа дослідів) та числа ступенів вільності кожної оцінки $\nu_u = m-1$.

Для $n=8$, $m=3$, $q_{\text{від}}=0,05$ значення критерію Кохрена $G_{q_{\text{від}}; n; f_u} = 0,5157$ [9].

Дисперсія відтворюваності дослідів визначалась за формулою:

$$s_{\text{від}}^2 = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n s_u^2 \quad (8)$$

з числом ступенів вільності:

$$\nu_{\text{від}} = n(m-1) = 8(3-1) = 16, \quad (9)$$

Коефіцієнти рівняння регресії визначаються за формулами:

$$\left. \begin{aligned} b_0 &= \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n \bar{y}_u; \\ b_i &= \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n x_{iu} \bar{y}_u, \quad i=1, 2, 3; \\ b_{ij} &= \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u, \quad i, j=1, 2, 3, i \neq j; \\ b_{ijl} &= \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n x_{iu} x_{ju} x_{lu} \bar{y}_u, \quad i=1, j=2, l=3 \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Після визначення коефіцієнтів b рівняння регресії перевіряємо гіпотезу про їх значимість, за допомогою критерію Стюдента:

$$\left. \begin{aligned} t_0 &= \frac{b_0}{s(b)}; \\ t_i &= \frac{|b_i|}{s(b)}, i=1,2,3; \\ t_{ij} &= \frac{|b_{ij}|}{s(b)}, i,j=1,2,3, i \neq j; \\ t_{ijl} &= \frac{|b_{ijl}|}{s(b)}, i=1, j=2, l=3 \end{aligned} \right\}, \quad (11)$$

де

$$s^2(b) = \frac{1}{nm} s_{\text{вiд}}^2. \quad (12)$$

Якщо знайдене значення критерію Стьюдента перевищує значення $t_{kp} = 2,119$ (для числа ступенів вільності $\nu_{\text{вiд}} = 16$ і рівня значущості $q_{\text{вiд}} = 0,05$) [55], то оцінку відповідного коефіцієнта рівняння регресії признають значущою, в іншому разі приймають значення відповідного коефіцієнта регресії рівне нулю.

Адекватність отриманого математичного опису (рівняння регресії) дослідним даним перевіряється за критерієм Фішера F :

$$F = s_{\text{ад}}^2 / s_{\text{вiд}}^2, \text{ якщо } s_{\text{ад}}^2 > s_{\text{вiд}}^2 \quad (13)$$

Або

$$F = s_{\text{вiд}}^2 / s_{\text{ад}}^2, \text{ якщо } s_{\text{ад}}^2 < s_{\text{вiд}}^2. \quad (14)$$

де $s_{\text{ад}}^2$ – дисперсія адекватності

$$s_{\text{ад}}^2 = \frac{m}{n-d} \sum_{u=1}^n \bar{y}_u - \tilde{y}_u^2, \quad (15)$$

d – число значущих коефіцієнтів рівняння регресії;

\tilde{y}_u – величина відгуку, отримана в результаті підстановки відповідних величин факторів x_i в рівняння регресії;

Математичний опис вважається адекватним, якщо

$$F < F_{q_{\text{вiд}}; \nu_{\text{ад}}; \nu_{\text{вiд}}}, \quad (16)$$

де $\nu_{\text{ад}}$ число ступенів вільності дисперсії адекватності:

$$\nu_{\text{ад}} = n - d.$$

Основні результати дослідження. Згідно вище наведеної методики було проведено розрахунки із застосуванням програмного продукту «MathCAD 15».

Натуральні значення вхідних факторів для кожного досліді згідно план-матриці повнофакторного експерименту (див. табл. 1), наведені в табл. 2.

Таблиця 2. Натуральні значення вихідних факторів

Номер досліджу	X_1	X_2	X_3
	Вміст Cr, %	Вміст C, %	Вміст Si, %
1	0,1	0,42	0,19
2	0,25	0,42	0,19
3	0,1	0,5	0,19
4	0,25	0,5	0,19
5	0,1	0,42	0,3
6	0,25	0,42	0,3
7	0,1	0,5	0,3
8	0,25	0,5	0,3

Результати дослідів за умови реалізації трьох паралельних дослідів ($m=3$), середні значення втрат та оцінка дисперсії в кожному досліді, обчислені за формулами (4) та (5) відповідно наведені в табл. 3.

Таблиця 3. Результати дослідів та її дисперсія

Номер досліджу	x_1	x_2	x_3	Вихідний параметр y			Середнє арифметичне значення вихідного параметра \bar{y}_u	Оцінка дисперсії S_u^2 в досліді
				Повторюваність				
				y_{u_1}	y_{u_2}	y_{u_3}		
1	-1	-1	-1	26,5	25,0	26,3	25,933	0,663
2	+1	-1	-1	11,2	11,3	12,5	11,667	0,523
3	-1	+1	-1	32,7	32,4	32,9	32,667	0,063
4	+1	+1	-1	17,1	15,3	16,8	16,400	0,930
5	-1	-1	+1	27,8	28,5	28,6	28,300	0,190
6	+1	-1	+1	13,1	14,9	13,1	13,700	1,080
7	-1	+1	+1	27,8	27,8	26,6	27,400	0,480
8	+1	+1	+1	12,1	13,5	13,9	13,167	0,893

Критерій Кохрена, визначений за формулою (6) $G=0,306 < 0,5157$, отже умова відтворюваності дослідів (7) задовольняється.

Дисперсія відтворюваності визначалась за залежністю (8) і для нашого випадку, при $m=3$ і $n=8$ $s_{від}^2 = 0,477$.

Коефіцієнти рівняння регресії та значення критерію Стюдента, що визначені за формулою (10) і (11) відповідно наведені в табл. 4.

Дисперсія оцінки коефіцієнтів, обчислена за формулою (12) $s^2(b) = 0,141$

Таблиця 4. Коефіцієнти рівняння регресії та значення критерію Стюдента

Коефіцієнт	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{123}
Значення коефіцієнта	21,154	-7,421	1,254	-0,513	-0,204	0,212	-1,613	0,296
Критерій Стюдента	150,097	52,654	8,899	3,636	1,449	1,508	11,441	2,099

Так як критичне значення критерію Стюдента $t_{кр} = 2,119$, то значущими є всі коефіцієнти крім b_{12}, b_{13}, b_{123}

Тоді рівняння регресії у кодованих факторах запишеться:

$$y \text{ } x_1, x_2, x_3 = 21,154 - 7,421x_1 + 1,254x_2 - 0,513x_3 - 1,613x_2x_3.$$

Для перевірки адекватності отриманої математичної моделі, обраховуємо значення Y за рівнянням регресії. Результати заносимо в табл. 5.

Таблиця 5. Величини втрат, отриманні в результаті розрахунку за рівнянням регресії

Номер дослідження u	1	2	3	4	5	6	7	8
Значення \tilde{y}_u	26,221	11,379	31,954	17,112	28,421	13,579	27,704	12,862

Дисперсія адекватності, обрахована за формулою $s_{ad}^2 = 1,395$. Так як $s_{ad}^2 > s_{\text{вдо}}^2$, то критерій Фішера $F = 2,926$.

Математичний опис адекватний, так як $2,926 < F(0,05; 3; 16) = 8,72$.

Враховавши зв'язок між кодovаними і дійсними факторами отримаємо рівняння регресії у натуральних факторах:

$$Y \text{ } X_1, X_2, X_3 = -56,274 - 98,944X_1 + 210,928X_2 + 327,841X_3 - 732,955X_2X_3$$

Поверхні відгуку, побудовані за цими рівняннями наведено на рис. 1, що свідчить про відповідність теоретичних досліджень результатам експерименту (табл. 6).

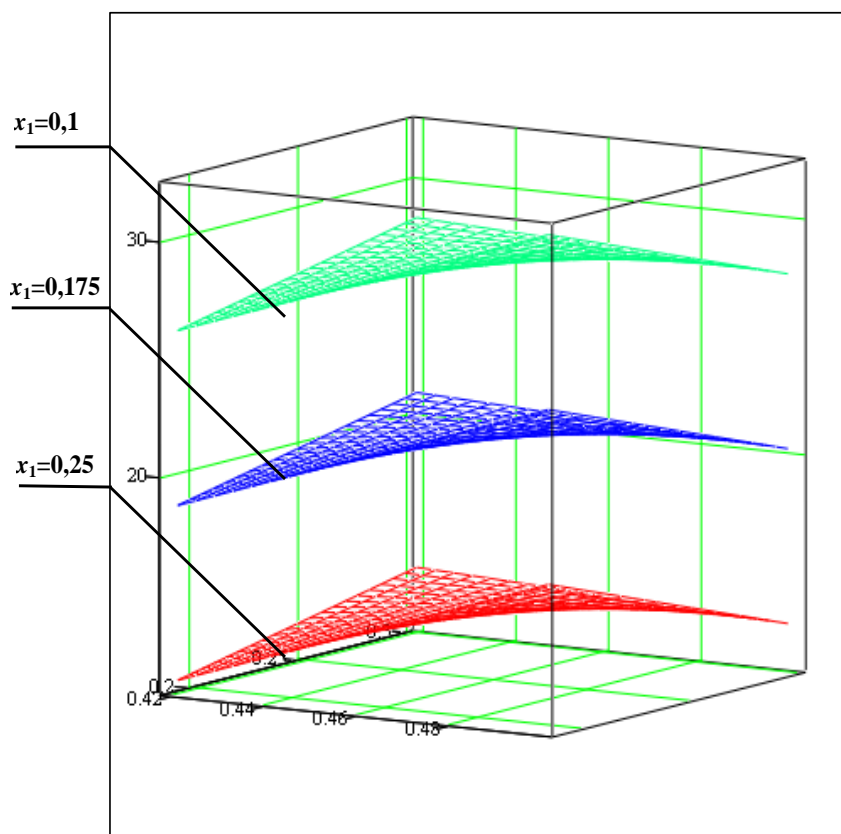


Рис. 1. Поверхні відгуку (в натуральних факторах)

Таблиця 6. Результати досліджень на зносостійкість зразків зі сталі 45

№ партії	Матеріал ГОСТ 1050-74	Хімічний склад, %				HRC	Знос, мкм
		C	Si	Mn	Cr, не більш		
		0,42-0,50	0,17-0,37	0,50-0,80	0,25		
1	Сталь 45 загартована	0,50	0,19	0,75	0,10	50	1,53
2	Сталь 45 загартована	0,46	0,34	0,75	0,25	53	1,20
3	Сталь 45 загартована	0,44	0,23	0,75	0,175	55	1,4

Висновки:

1. В ході проведених випробувань визначено вплив основних легуючих елементів сталі 45 на її трибологічні властивості. Зокрема досліджено, що сталь 45 різних серій поставок маючи різний вміст хрому, концентрація якого знаходиться в межах ДСТУ, по зносостійкості відрізняється в 1,5..3 рази залежно від вмісту цього легуючого елемента та матеріалу контртіла.

2. Використовуючи отримані дані можна прогнозувати трибологічні властивості матеріалів з яких виготовляють високоточні деталі залежно від концентрації основних легуючих елементів.

1. Бакли Д. Поверхностные явления при адгезии и фрикционном взаимодействии.-М.: Машиностроение, 1986,- 360 с.

2. Костецкий Б.И., Носовский И.Г, и др. Поверхностная прочность материалов при трении. - Киев: Техника, 1976.- 296 с.

3. Кириевский Б.А., Марковский Е.А. Определение коэффициентов диффузии различных элементов в слоях трущихся металлов // Тезисы докладов 8-ой Всесоюзной конференции до физике прочности и пластичности металлов и сплавов.- Куйбышев,- 1976.- С.20-21.

4. Марковский Е.А., Кириевский Б.А. Изменение химического состава поверхностных слоев сплавов, деформированных трением // Проблемы трения и изнашивания.- Киев: Техника,- 1974.-№ 6, С. 105.

5. Аксенов А.Ф. Трение и изнашивание металлов в углеводородных жидкостях.- М.: Машиностроение, 1977.- 152 с.

6. Башев В.С. Исследование надежности подвижных соединений в зависимости от легирования сталей и режимов нагружения.- Автореферат канд.дисс.- Киев: КПИ.- 1974.- 24 с.

7. Е.Л. Селезньов, С.П. Шимчук, С.В. Мисковець. Зносостійкість сталі 45 різних серій постачання в середовищі дизельних палив / Селезньов Е.Л., Мисковець С.В., Шимчук С.П. // Наука. Освіта. Право. Управління. – №2(1). – 2013. – С. 208-217.

8. Савчук П.П., Мисковець С.В. Дослідження фізико-механічних та триботехнічних властивостей сталі 45 різних серій постачання / П.П.Савчук, С.В.Мисковець // Матеріали і міжнародної інтернет-конференції "Проблеми довговічності матеріалів, покриттів та конструкцій". – 25 вересня 2013 року. – Вінниця, ВНТУ, 2013 – С.22.

9. Сенкевич А.Ю. Математическое моделирование автоматизированных систем контроля и управления: Метод. Указание/ А.Ю. Сенкевич. – Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2004, – 44 с.

REFERENCES

1. Buckley, D. (1986). *Surface phenomena in the adhesion and friction cooperation*. Moscow, Mashinostroyenie Publ., 360 p.
2. Kostecki, B. & Nosovskii, I. (1976). *The surface strength of the friction material*. Kiev, Tehnika Publ., 296 p.
3. Kirievsky, B. & Markowski, E. (1976). Determination of diffusion coefficients of various elements in the layers of metal rubbing. *Abstracts of the 8th All-Union Conference to the physics of strength and plasticity of metals and spлавov*. Kuibyshev, pp. 20-21.
4. Markovski, E. & Kirievsky, B. (1974). Changes in the chemical composition of the surface layers of the alloys deformed friction. *Problems friction and iznashivaniya*. No. 6. Kiev Tehnika Publ., pp. 105.
5. Aksenov, A. (1977). *Friction and wear metals in hydrocarbon liquids*. Moscow, Mashinostroyenie Publ., 152 p.
6. Bashev, V. (1974). *Research of reliability of mobile connections, depending on the steel alloying and modes loading*. Abstract of Ph.D. Diss. Kiev, KPI Publ., 24 p.
7. Seleznev, E., Shymchuk, S. & Myskovets, S. (2013). Durability steel supply 45 different series of diesel fuels in the medium. *Science. Education. Right. Management*. No. 2 (1). Pp. 208-217.
8. Savchuk, P., Myskovets, S. (2013). Investigation of physical and mechanical properties of steel and tribotechnical 45 different series of supply. *Proceedings and international internet conference "Problems of durability of materials, surfaces and structures"* September 25, 2013. Vinnytsia, VNTU Publ., pp. 22.
9. Senkevich, A. (2004). *Mathematical modeling of the automated control systems*. Tambov, 44 p.

Герасимчук А. П., Мисковец С. В., Шимчук С. П. Метод математического планирования эксперимента для исследования трибологических свойств стали 45.

Для улучшения производительности научных исследований во многих случаях, в том числе и для прогнозирования трибологических свойств конструкционных материалов, целесообразно использовать метод математического планирования эксперимента. Полученные результаты при определении износостойкости стали 45 в зависимости от концентрации С, Si, и Cr полностью совпали с результатами лабораторного эксперимента. Поэтому, метод математического планирования можно использовать для экспресс-прогнозирования трибологических свойств материалов из которых изготавливают ответственные детали многих высокоточных узлов трения.

Ключевые слова: трибосистемы, трение, легирующие элементы, износостойкость

O. Herasymchuk, S. Myskovets, S. Shymchuk. The method of mathematical planning of the experiment to study the tribological properties of steel 45.

Based on deep analysis of studies of worn surfaces of precision parts and theoretical study of the problem identified and justified relationship between geometric parameters and tribocouple their durability and chemical composition between materials and their tribological properties, particularly between the variability of chemical composition of materials trybosurface within ISO and their durability. Experimentally that depending on series supplies parts are made of steel 45 different chemical composition within ISO, structure, mechanical and physical properties, which has a significant and sometimes dominant influence on their durability, which is important for both manufacturers and for the repair industry.

To improve the performance of research in many cases, including forecasting and tribological properties of structural materials, it is advisable to use the method of mathematical planning experiment. The results obtained in determining the durability of steel 45 depending on the concentration of C, Si, Cr and completely coincided with the results of laboratory experiment. Therefore, the method of mathematical planning can be used to express prediction of tribological properties of which many critical parts are made of high friction.

Keywords: trybosystem, friction, alloying elements, wear

АВТОРИ:

ГЕРАСИМЧУК Олександр Павлович, к.т.н., доцент кафедри «Машини легкої промисловості», Луцький національний технічний університет.

МИСКОВЕЦЬ Сергій Васильович, асистент кафедри матеріалознавства та пластичного формування конструкцій машинобудування, Луцький національний технічний університет.

ШИМЧУК Сергій Петрович, к.т.н., доцент кафедри «Машини легкої промисловості», Луцький національний технічний університет, e-mail: kim.c.p@mail.ru.

AUTHORS:

Olexandr GERASYMCHUK, PhD., Assoc. Professor of Light Industrial Machinery Department, Lutsk National Technical University.

Sergiy MYSKOVETS, Assistant of Materials and Constructions Plastic Forming Mechanical Engineering Department, Lutsk national technical university.

Sergiy SHIMCHUK, PhD., Assoc. Professor of Light Industrial Machinery Department, Lutsk National Technical University, e-mail: kim.c.p@mail.ru.

Стаття надійшла в редакцію 29.08.2015р.

Гутаревич Ю. Ф., Говорун А. Г., Корпач А. О., Філоненко О. Д.
Національний транспортний університет

ВПЛИВ ДОБАВКИ ВОДНЕВМІСНОГО ГАЗУ ДО ПОВІТРЯНОГО ЗАРЯДУ НА ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ

Використання водневмісного газу поліпшує паливну економічність двигуна. Для визначення її величини проведені експериментальні дослідження. За результатами цих досліджень отримані поліноміальні моделі. Вони дають змогу математично моделювати роботу двигуна з використанням різних відсоткових добавок водневмісного газу та аналізувати зміну параметрів його роботи. Адекватність математичних моделей перевірена шляхом співставлення отриманих розрахункових значень із значеннями показників роботи двигуна, отриманими в ході експериментальних досліджень. Для оцінки показників роботи двигуна доцільно враховувати енергію затрачену на отримання водневмісного газу та енергію, яка отримується внаслідок горіння водневмісного газу в циліндрі двигуна.

Ключові слова: двигун з іскровим запалюванням, паливна економічність, факторний експеримент, поліноміальні залежності.

Вступ. Обмежена кількість запасів вуглеводневих палив змушує проводити постійний пошук альтернативних палив або високоенергетичних добавок до вже існуючих вуглеводневих палив, аби забезпечити більш повне їх вигорання в циліндрах двигуна. Однією з добавок є водень, але зберігання його на борту автомобіля підвищує вибухо- та пожежонебезпечність. Тому, ведуться роботи по отриманню його прямо на борту автомобіля. На сьогодні це можливо в двох способах, або тепловою конверсією метану з утворенням синтез-газу, або електролізом водного розчину лугу, внаслідок чого отримується так званий «Brawn's Gas» - суміш водню і кисню[1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В Національному транспортному університеті ведуться дослідження із використання водневмісного газу, як добавки до повітряного заряду в двигунах з іскровим запалюванням з карбюраторною системою живлення та з системою розподіленого впорскування палива зі зворотнім зв'язком. В ході цих досліджень було встановлено, що додавання різних відсоткових значень по відношенню до бензину має різний вплив на паливну економічність та екологічні показники двигуна. Так було встановлено, що величина добавки більше 10 % на двигуні з розподіленою системою впорскування та зворотнім зв'язком призводить до погіршення паливної економічності. Одночасно з цим через надмірне зростання температури в циліндрі спостерігається підвищення концентрації оксидів азоту у відпрацьованих газах.

Мета дослідження. Оцінити величину добавки водневмісного газу до повітряного заряду бензинових двигунів на паливну економічність та екологічні показники двигунів з іскровим запалюванням з використанням математичних моделей.

Виклад основного матеріалу.

На кафедрі «Двигуни і теплотехніка» Національного транспортного університету проводяться дослідження, направлені на визначення ефективності додавання водневмісного газу до повітряного заряду двигунів з іскровим запалюванням з карбюраторною системою живлення (MeM3-245) та системою розподіленого впорскування палива (OPEL C30NE). Після проведення серії випробувань встановлено, що при додаванні різних відсоткових значень добавок водневмісного газу до повітряного заряду паливна економічність, в середньому, в двигунах з карбюраторною системою живлення покращилась на 4-7% [2,3], а з системою розподіленого впорскування – біля 3%.

Для подальшої обробки, аналізу та використання результатів експериментальних досліджень були створені поліноміальні моделі зміни показників роботи двигуна. Для зменшення кількості проведених досліджень був проведений факторний експеримент згідно плану (табл.1). Цей план включав в себе три змінні: процентний вміст добавки водневмісного газу (V_s , %), частота обертання колінчастого вала двигуна (n_0) та розрідження у впускному трубопроводі (Δp_k). Багатофакторний експеримент був проведений на двигуні з іскровим запалюванням та розподіленою системою впорскування палива 649,5/6,98 (OPEL C30NE). Цей двигун обраний для проведення експерименту, оскільки має сучасні системи підтримки стехіометричного складу паливоповітряної суміші. При проведенні випробувань застосовувались електролізери різних типів, які відрізняються, як способом живлення (величиною напруги) так і продуктивністю.



Рисунок 1- Електролізери, що використовувались при експериментальних дослідженнях



Рисунок 2 – Двигун 6C9,5/6,98 (OPEL C30NE)

Параметри факторного експерименту: об'єм водневмісного газу, що додавався до повітряного заряду, знаходився в межах від 0 до 7% по масі палива і обраний згідно попередніх випробувань;

межі зміни частоти обертання колінчастого вала та розрідження у впускному трубопроводі були обрані відповідно до режимів руху автомобіля за Європейським іздовим циклом.

Таблиця 1 - План факторного експерименту на двигуні 6С 9,5/6,98 (OPEL C30NE)

№ точки	x_1	x_2	x_3	$V_2, \%$ (л/хв)	$n_d,$ хв ⁻¹	$\Delta p_{к2}$ кПа
1	1	1	1	7 (8)	2800	68
2	1	1	-1	7 (10,5)	2800	44
3	1	-1	1	7 (4)	1200	68
4	1	-1	-1	7 (5,8)	1200	44
5	-1	1	1	0	2800	68
6	-1	1	-1	0	2800	44
7	-1	-1	1	0	1200	68
8	-1	-1	-1	0	1200	44
9	0	0	0	3,5 (4)	2000	56
10	1	0	0	7 (8)	2000	56
11	-1	0	0	0	2000	56
12	0	1	0	3,5 (4,7)	2800	56
13	0	-1	0	3,5 (3,5)	1200	56
14	0	0	1	3,5 (3)	2000	68
15	0	0	-1	3,5 (5,5)	2000	44
16	½	0	0	5,25 (6,2)	2000	56
17	-½	0	0	1,75 (2)	2000	56
18	0	½	0	3,5 (5,2)	2400	56
19	0	-½	0	3,5 (3,2)	1600	56
20	0	0	½	3,5 (3,5)	2000	62
21	0	0	-½	3,5 (5)	2000	50

Як видно із табл. 1 в залежності від режиму роботи двигуна кількість водневмісного газу для забезпечення сталої відсоткової добавки різна.

За результатами проведеного факторного експерименту отримані поліноміальні залежності та перевірена їх адекватність порівнянням з даними експерименту.

Як видно з табл. 2 відхилення значень годинної витрати палива та годинної витрати повітря становлять в середньому менше 2%, що говорить про адекватність отриманих поліноміальних залежностей.

Таблиця 2 – Результати проведення факторного експерименту

№	X ₁	X ₂	X ₃	V _{газу} , %	n _д , хв ⁻¹	Δp _к , кПа	M _к , Н·м	G _п , кг/год	G _{пов} , кг/год	G _п , кг/год (розрах.)	G _{пов} , кг/год (розрах.)	ΔG _п , %	ΔG _{пов} , %
1	1	1	1	7	2800	68	8,66	3,61	54,11	3,58	53,54	0,83	1,05
2	1	1	-1	7	2800	44	76,5	7,3	111,48	7,4	112,89	-1,37	-1,26
3	1	-1	1	7	1200	68	2,89	1,34	18,83	1,42	20	-5,97	-6,21
4	1	-1	-1	7	1200	44	65	3,11	44,66	3,05	43,31	1,93	3,02
5	-1	1	1	0	2800	68	7,22	3,87	56,6	3,92	57,98	-1,29	-2,44
6	-1	1	-1	0	2800	44	76,5	7,59	114,53	7,5	113,39	1,19	1,00
7	-1	-1	1	0	1200	68	2,89	1,78	23,96	1,67	22,59	6,18	5,72
8	-1	-1	-1	0	1200	44	56,3	3,04	41,34	3,06	41,95	-0,66	-1,48
9	0	0	0	3,5	2000	56	37,7	3,85	56,75	3,89	57,12	-1,04	-0,65
10	1	0	0	7	2000	56	41,9	3,93	57,17	3,86	56,77	1,78	0,70
11	-1	0	0	0	2000	56	36,8	3,93	57,85	4,03	58,3	-2,54	-0,78
12	0	1	0	3,5	2800	56	44,8	5,63	85,17	5,61	84,57	0,36	0,70
13	0	-1	0	3,5	1200	56	30,3	2,23	31,55	2,31	32,08	-3,59	-1,68
14	0	0	1	3,5	2000	68	8,66	2,52	37,43	2,52	36,91	0,00	1,39
15	0	0	-1	3,5	2000	44	73,7	5,11	76,16	5,13	76,27	-0,39	-0,14
16	½	0	0	5,25	2000	56	39	3,92	57,58	3,86	56,84	1,53	1,29
17	-½	0	0	1,75	2000	56	37,5	3,91	57,70	3,95	57,61	-1,02	0,16
18	0	½	0	3,5	2400	56	39	4,81	71,59	4,74	70,55	1,46	1,45
19	0	-½	0	3,5	1600	56	40,4	3,17	43,58	3,09	44,3	2,52	-1,65
20	0	0	½	3,5	2000	62	20,2	3,23	47,08	3,23	47,15	0,00	-0,15
21	0	0	-½	3,5	2000	50	54,9	4,48	65,86	4,53	66,83	-1,12	-1,47

Згідно значень, отриманих під час експериментального дослідження, були визначені поліноміальні моделі третього степеня від трьох незалежних змінних: годинної витрати палива(G_п), годинної витрати повітря(G_{пов}), крутного моменту(M_к), оксиду вуглецю(CO), діоксиду вуглецю(CO₂), вуглеводнів(C_mH_n), оксидів азоту(NO_x).

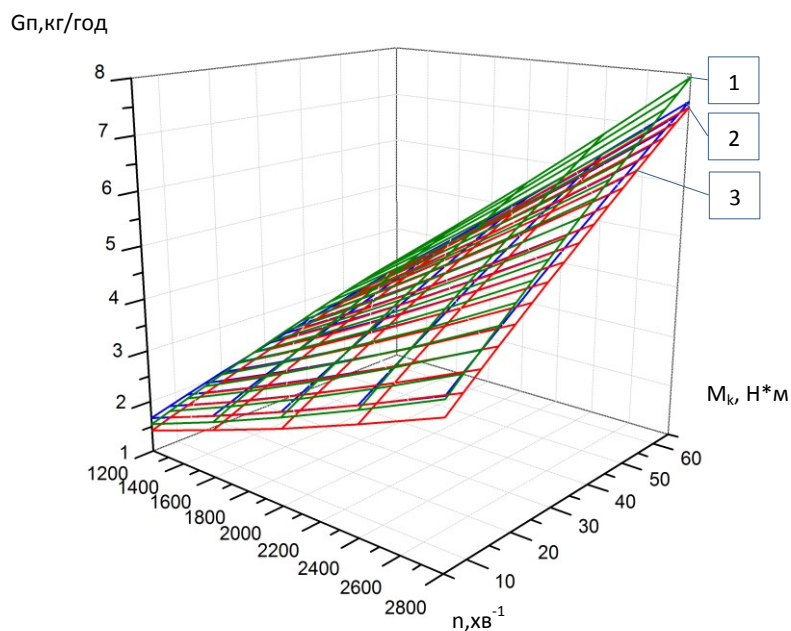
$$A_3^3 = a_0 + a_1 \cdot V_{\%} + a_2 \cdot n_{д} + a_3 \cdot \Delta + a_{11} \cdot V_{\%}^2 + a_{22} \cdot n_{д}^2 + a_{33} \cdot \Delta^3 +$$

$$+ a_{12} \cdot V_{\%} \cdot n_{д} + a_{13} \cdot V_{\%} \cdot \Delta + a_{23} \cdot n_{д} \cdot \Delta + a_{111} \cdot V_{\%}^3 + a_{222} \cdot n_{д}^3 +$$

$$+ a_{333} \cdot \Delta^3 + a_{112} \cdot V_{\%}^2 \cdot n_{д} + a_{113} \cdot V_{\%}^2 \cdot \Delta + a_{122} \cdot V_{\%} \cdot n_{д}^2 +$$

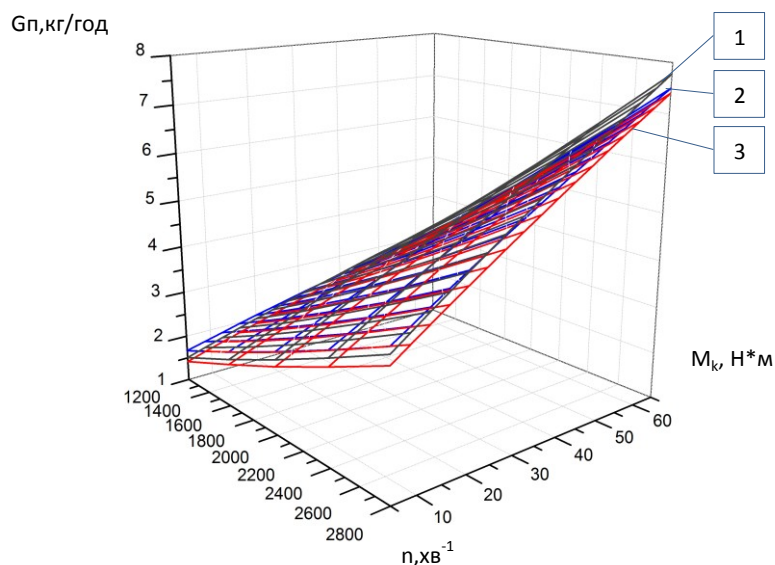
$$+ a_{223} \cdot n_{д}^2 \cdot \Delta + a_{133} \cdot V_{\%} \cdot \Delta^3 + a_{233} \cdot n_{д} \cdot \Delta^3 + a_{123} \cdot V_{\%} \cdot n_{д} \cdot \Delta$$

Для прикладу, за поліноміальними моделями побудовано поверхні зміни годинної витрати палива у середовищі Origin 8 (рис.3, рис.4), які дають змогу визначити вплив величина добавки водневмісного газу на годинну витрату палива в залежності від частоти обертання колінчастого вала двигуна та величини крутного моменту.



- 1- годинна витрата палива із врахуванням затрат на отримання водневмісного газу;
- 2- годинна витрата палива без використання добавки водневмісного газу;
- 3- годинна витрата палива з використанням 7% добавки водневмісного газу.

Рисунок 3 – Залежність зміни годинної витрати палива від частоти обертання колінчастого вала та крутного моменту двигуна з врахуванням затрат на отримання водневмісного газу.



- 1- годинна витрата палива із врахуванням енергії, що виділилась при горінні водневмісного газу;
- 2- годинна витрата палива без використання добавки водневмісного газу;
- 3- годинна витрата палива з використанням 7% добавки водневмісного газу.

Рисунок 4 - Залежність зміни годинної витрати палива від частоти обертання колінчастого вала та крутного моменту двигуна з врахуванням теплоти, яка виділяється водневмісним газом.

Залежність годинної витрати палива від частоти обертання колінчастого вала та крутного моменту представлена у вигляді поверхонь, які були отримані при проведенні розрахунків з використанням поліноміальних моделей. Поверхня 2 (рис.3) характеризує годинну витрату палива в залежності від частоти обертання колінчастого вала та крутного моменту при роботі двигуна на чистому бензині, поверхня 3 характеризує годинну витрату палива при використанні 7% добавки водневмісного газу. З рис. 3 видно, що в залежності від частоти обертання та крутного моменту

зниження витрати палива змінюється в межах 0,5-15%. Поверхня 1 характеризує годинну витрату палива при врахуванні затрат на отримання водневмісного газу. Затрати енергії на отримання необхідної кількості водневмісного газу, були представлені у вигляді необхідної кількості палива, яку потрібно спалити для отримання аналогічної кількості енергії. З рис. 3 видно, що на режимах роботи двигуна в діапазоні частот обертання колінчастого вала від 1600 до 2800 хв⁻¹ та навантаженні від 37 Н*м використання водневмісного газу призводить до погіршення паливної економічності. Це викликано затратами енергії на отримання водневмісного газу.

При порівнянні впливу добавки водневмісного газу на паливну економічність слід враховувати не тільки енергію, яка була затрачена на отримання водневмісного газу, але і енергію, яка виділяється в результаті його горіння в циліндрі. Виходячи із розрахункової кількості водню у водневмісному газі, отримано його теплоту згоряння. Ця теплота була визначена з необхідної кількості бензину для отримання аналогічної кількості теплоти (рис.4). Із врахуванням затрат енергії на отримання водневмісного газу та енергії, що виділилась при його спалюванні, діапазон ефективного використання водневмісного газу ширший і становить по частоті обертання колінчастого вала – 1200-2400 хв⁻¹ та за навантаженням від 3 до 60 Н*м. Отже, використання добавок в межах 3-4% є найбільш оптимальним для даного двигуна.

Висновок. Використання водневмісного газу знижує годинну витрату палива, проте із врахування затрат на його отримання ефективність знижується. Отримані поліноміальні залежності будуть використані при визначенні годинної витрати палива при русі автомобіля в умовах Європейського їздового циклу.

1. В.М. Фомин, Р.Р. Хакимов, Д.В. Шевченко Водород как химический реагент в кинетическом механизме образования углерода в дизеле / Международный научно-технический журнал «Транспортная альтернативное топливо» - № 3 (21) - 2011 г.- с.10-14

2. Гутаревич Ю.Ф. Вплив додавання суміші водню з киснем на паливну економічність і токсичність бензинового двигуна в режимі холостого ходу. / Ю. Ф. Гутаревич, А. О. Корпач, Є.В. Шуба, О. Д. Філоненко, І. В. Самойленко // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ, 2014. –Вип. 29. <http://www.ntu.edu.ua>

3. Гутаревич Ю.Ф. Використання добавки водневмісного газу до повітряного заряду для покращення показників двигунів з карбюраторною системою живлення в режимах холостого ходу. / Ю. Ф. Гутаревич, Є.В. Шуба // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ, 2015. –Вип. 30. <http://www.ntu.edu.ua>

REFERENCES

1. V.M. Fomin, RR Hakymov, DV As Shevchenko hydrogen himicheskij reagent in kynetycheskom mehanyzme education in carbon diesel / Mezhdunarodny'j scientific-technical journal «Transport Alternative Fuel» - № 3 (21) - 2011 h.- s.10-14

2. Gutarevych Yu.F. Vplyv adding a mixture of hydrogen and oxygen to fuel efficiency and toxicity petrol engine idling. / YF Gutarevych, AO Korpach EV Shuba, AD Filonenko, IV Samoilenko // Proceedings of the National Transport University. - K., NTU, 2014. -Vyp. 29. [http // www.ntu.edu.ua](http://www.ntu.edu.ua)

3. Gutarevych YF The use of additives vodnevemisnoho gas to air charge for improvement of engines carburettor system power when idling. / YF Gutarevych EV Shuba // Proceedings of the National Transport University. - K., NTU, 2015. -Vyp. 30. [http // www.ntu.edu.ua](http://www.ntu.edu.ua)

Гутаревич Ю. Ф., Говорун А. Г., Корпач А. А., Філоненко А. Д. Влияние добавки водородосодержащего газа к воздушному заряду на показатели двигателя с искровым зажиганием

Использование водородосодержащих газа улучшает топливную экономичность. Для определения ее величины проведены экспериментальные исследования. По результатам этих исследований описаны полиномиальные модели. Они позволяют математически моделировать работу двигателя с использованием различных процентных добавок водородосодержащих газа и изменением параметров его работы. Адекватность математических моделей проверена путем сопоставления полученных расчетных значений со значениями показателей работы двигателя, полученными в ходе экспериментальных исследований. Для полноценной оценки изменения показателей работы двигателя следует учитывать энергию затрачиваемую на получение водородосодержащих газа и энергия, получаемая в результате горения водородосодержащих газа в цилиндре.

Ключевые слова: двигатель с искровым зажиганием, топливная экономичность, факторный эксперимент, полиномиальные зависимости

Yu. Gutarevych, A. Govorun, A. Korpach, A. Filonenko. Influence of additives hydrogen-containing gas to the air charge in the figures spark ignition engine

Use hydrogen-containing gas improves fuel economy. For its determination of the value of experimental research conducted. The results of these studies are described polynomial model. They allow to mathematically simulate the engine using different interest additives hydrogen-containing gas and changing the parameters of its work. The adequacy of mathematical models is tested by comparing calculated values obtained with the values of the engine parameters obtained in the experimental studies. For a complete evaluation of changes of the engine should take into account the energy spent on getting hydrogen-containing gas and energy is derived from burning hydrogen-containing gas in cylinder.

Keywords: spark ignition engine, fuel economy, factorial experiment, polynomial dependence

АВТОРИ:

ГУТАРЕВИЧ Юрій Феодосійович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Двигуни і теплотехніка», Національний транспортний університет.

ГОВОРУН Анатолій Григорович, кандидат технічних наук, професор кафедри «Двигуни і теплотехніка», Національний транспортний університет.

КОРПАЧ Анатолій Олександрович, кандидат технічних наук, професор кафедри «Двигуни і теплотехніка», Національний транспортний університет.

ФІЛОНЕНКО Олександр Дмитрович, аспірант кафедри «Двигуни і теплотехніка», Національний транспортний університет.

AUTHORS:

Yuri GUTAREVYCH, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of "Engines and Heating Engineering", National Transport University, Kyiv, Ukraine.

Anatoly GOVORUN, Ph.D. in Engineering, Professor of "Engines and Heating Engineering", National Transport University, Kyiv, Ukraine.

Anatoly KORPACH, Ph.D. in Engineering, Professor of "Engines and Heating Engineering", National Transport University, Kyiv, Ukraine.

Alexander FILONENKO, Postgraduate student of "Engines and Heating Engineering", National Transport University, Kyiv, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 11.09.2015 р.

Гутаревич Ю.Ф., Шуба Є.В.
Національний транспортний університет

УТОЧНЕННЯ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА ЗА РОБОТИ В РЕЖИМІ МАЛИХ НАВАНТАЖЕНЬ З ДОБАВКОЮ ВОДНЕВМІСНОГО ГАЗУ

В статті розглянута методика розрахунку робочого процесу бензинового двигуна, яка з внесенням деяких змін дозволяє розрахувати процес згоряння при використанні добавки водневмісного газу H_2/O_2 . Розрахунок проведено з використанням індикаторних діаграм отриманих при випробуванні двигуна MeMz – 245. Показано результати розрахунку, які підтверджують те, що добавка газу H_2/O_2 скорочує тривалість згоряння в двигуні.

Ключові слова: водневмісний газ, робочий процес, процес згоряння, математична модель, бензиновий двигун.

Актуальність роботи. Експлуатація автомобільних двигунів супроводжується постійною зміною режимів їх роботи. Вагому долю займають режими малих навантажень і холостого ходу, які є особливо несприятливими для бензинових двигунів, через погіршення протікання робочого процесу, що негативно впливає на паливну економічність та екологічні показники двигуна. Основними причинами цього є зростання насосних втрат через дроселювання, збільшення відносної кількості залишкових газів, підвищена втрата теплоти в стінки циліндрів через затягування процесу згоряння на лінії розширення.

Одним із шляхів покращення показників роботи двигунів є застосування заходів, що скорочують тривалість і підвищують повноту згоряння. Для інтенсифікації процесу згоряння доцільно використовувати активуючі добавки, що мають високу швидкість згоряння. Особливе місце серед таких добавок займає водень, оскільки його швидкість згоряння вища, ніж бензину в 9 разів, він має широкі межі запалювання по коефіцієнту надміру повітря і практично не утворює після згоряння шкідливих речовин. Але так як отримання та зберігання чистого водню є досить складним, то доцільно використовувати сполуки, що містять його в своєму складі і які можна отримувати на борту автомобіля. До таких сполук належить водневмісний газ H_2/O_2 , який складається з молекул і атомів водню і кисню. Цей газ отримують електролізом водних розчинів лугів і подають у впускний трубопровід двигуна до повітряного заряду.

В роботах [1 - 3] наведені результати досліджень впливу добавки газу H_2/O_2 на паливну економічність та екологічні показники бензинових двигунів з різними системами живлення. Результати отримані при випробуванні двигунів на гальмівних стендах свідчать, що добавка водневмісного газу призводить до підвищення крутного моменту двигуна, зниження питомої витрати палива, а також зниження концентрацій продуктів неповного згоряння, зокрема незгорілих вуглеводнів. Для встановлення причин цих змін необхідно дослідити особливості робочого процесу двигуна при використанні добавки газу H_2/O_2 . Одними із основних показників робочого циклу двигуна, що характеризують процес згоряння є характеристики активного тепловиділення і тепловикористання. Існують різні методики, що дозволяють розрахувати основні процеси, що відбуваються в циліндрі двигуна. Для розрахунку робочого процесу широко використовують математичні моделі, які дозволяють з використанням емпіричних та напівемпіричних залежностей описати закон виділення теплоти [4 - 6]. Однак, для розрахунку робочого процесу двигуна при роботі з добавкою водневмісного газу до цих моделей необхідно внести зміни, які враховують добавку H_2/O_2 .

Метою роботи є уточнення методики розрахунку робочого процесу бензинового двигуна за роботи в режимі малих навантажень з добавкою водневмісного газу.

Виклад основного матеріалу.

На кафедрі двигунів і теплотехніки Національного транспортного університету ведуться дослідження по використанню добавки водневмісного газу для покращення показників двигунів внутрішнього згоряння. Для дослідження впливу добавки газу H_2/O_2 на робочий процес бензинового двигуна проведено індицирування двигуна MeMz – 245. Випробування проведені в режимі, що відповідає середній точці Європейського ізового циклу ($M_k = 16,96 \text{ Н м}$, $n = 1900 \text{ хв}^{-1}$).

Для аналізу відібрали дві діаграми (без добавки і з добавкою H_2/O_2), індикаторні показники яких з врахуванням механічних втрат відповідають заміряним ефективним показникам двигуна для даного режиму (Рис. 1).

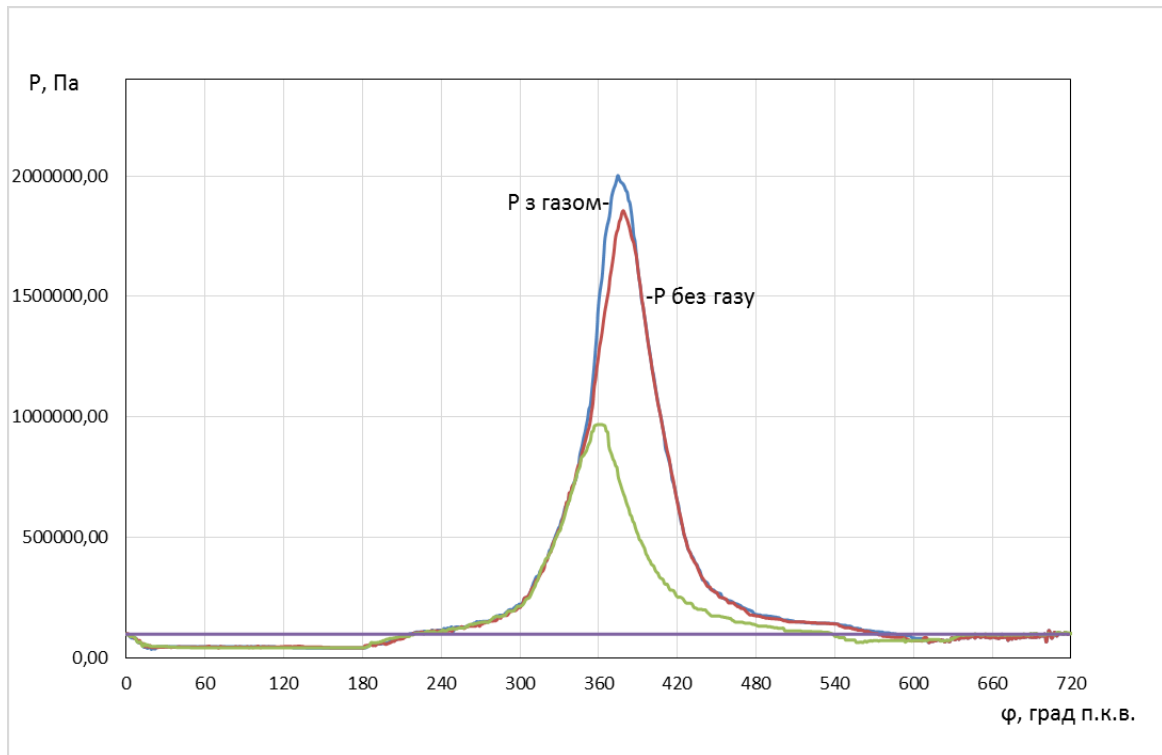


Рис. 1 Розгорнуті індикаторні діаграми двигуна MeM3 - 245 за роботи без добавки та з добавкою водневмісного газу

Розраховані за індикаторними діаграмами значення ефективної потужності практично співпадають із тими, що були заміряні при випробуваннях на гальмівному стенді. При роботі двигуна MeM3 – 245 без добавки водневмісного газу заміряна ефективна потужність становила 3,37 кВт, а в результаті розрахунку отримали 3,44 кВт. З добавкою газу H_2/O_2 ефективна потужність отримана при випробуваннях складає 3,59 кВт, а розрахована 3,61 кВт.

В даній роботі була використана методика розроблена в МАДЦ[6, 7], яка дозволяє на основі отриманих експериментальних індикаторних діаграм за допомогою напівемпіричних залежностей розрахувати показники робочого процесу. Розрахунок проведений за допомогою комп'ютерної програми складеної на кафедрі двигунів і теплотехніки Національного транспортного університету і до якої внесено зміни, що враховують добавку H_2/O_2 . При роботі двигуна з добавкою водневмісного газу, який ми розглядаємо як добавку водню до бензину і кисню до повітря будуть змінені масові частки компонентів, що приймають участь у згорянні і, як наслідок, теоретично необхідна кількість повітря для згорання палива буде іншою. Особливості розрахунку процесу сумішеутворення при роботі з добавкою газу H_2/O_2 наведено в роботі [8]. З отриманих в роботі результатів можна побачити, що добавка водневмісного газу призводить до підвищення масової частки водню в паливі і зменшення частки вуглецю, а також зменшення теоретично необхідної кількості повітря. Коефіцієнт надміру повітря α дещо зменшується, але ця зміна незначна. В результаті підвищення частки водню в паливі зростає відношення H/C , що позитивно впливає на процес згорання.

Показники робочого процесу були визначені за допомогою залежностей отриманих на основі рівняння стану ідеального газу для 1 кг робочого тіла:

$$P \cdot V = G \cdot R \cdot T, \quad (1)$$

де P – тиск газу, Па;
 V – об'єм газу, m^3 ;
 G – маса газу, кг;
 R – газова стала, Дж/(моль К);
 T – температура, К

Для розрахунку процесу згоряння необхідно знати поле температур і склад продуктів згоряння в кожний момент часу, які впливають на утворення шкідливих речовин в циліндрі двигуна. Використовуючи наведене вище рівняння стану ідеального газу, температуру в циліндрі в кожен момент часу визначасмо за залежністю:

$$T_i = \frac{(P_i V_i) n 30i}{8314 (M_{пз i} + \lambda_{рс i}) G_n}, \quad (2)$$

де P_i – тиск в циліндрі двигуна в i -му кроці, Па;
 V_i – об'єм циліндра в i -му кроці, м³;
 n – частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹;
 i – число циліндрів двигуна;
 8314 – універсальна газова стала, Дж/(моль К);
 $M_{пз i}$ – кількість продуктів згоряння в i -му кроці, моль/кг;
 $M_{рс i}$ – кількість робочої суміші в i -му кроці, моль/кг;
 G_n – годинна витрата палива, кг/год.

Об'єм циліндра в i -му кроці становить:

$$V_i = \frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{1}{2} (1 - \cos \varphi + \frac{1}{4} (1 - \cos 2\varphi)) V_h, \quad (3)$$

де ε – ступінь стискання двигуна;
 φ – кут повороту колінчастого вала в i -му кроці

Кількість продуктів згоряння в i -му кроці при $\alpha < 1$ визначається за формулою:

$$M_{пз i} = \frac{C_T}{12} + \frac{H_T}{2} + 0,79 \cdot L_0 \cdot \xi_i \cdot (1 + \gamma_r), \quad (4)$$

де C_T і H_T – масові частки вуглецю і водню в паливі;
 L_0 – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, моль/кг;
 ξ_i – коефіцієнт активного тепловикористання в i -му кроці;
 γ_r – коефіцієнт залишкових газів.

Масові частки вуглецю і водню в паливі при добавці газу Н₂/О₂ будуть відрізнятися від початкових, оскільки буде враховано додатковий водень. З врахуванням додаткового кисню, що надійде з добавкою зміниться значення теоретично необхідної кількості повітря для згоряння 1 кг палива.

З врахуванням вище вказаних змін кількість продуктів згоряння при роботі з добавкою водневмісного газу буде дещо відрізнятися, ніж за роботи без добавки.

Кількість робочої суміші в i -му кроці визначається за формулою:

$$M_{рс i} = (\alpha \cdot L_0 + \frac{1}{\mu_m}) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (1 - \xi_i), \quad (5)$$

де μ_m – молекулярна маса палива.

Молекулярна маса бензину становить 114 кг/моль, а при добавці водневмісного газу через появу газоподібного водню в суміші, молекулярна маса палива буде становити:

$$\mu_m = \frac{114}{1 + 56 \cdot \psi} \quad (6)$$

де ψ – масова частка газоподібного водню в паливі.

Коефіцієнт використання теплоти в i -й ділянці визначається за залежністю:

$$\xi_i = \frac{Q_{ai}}{H_u}, \quad (7)$$

де Q_{ai} - активна теплота в i -й ділянці;
 H_u - нижча теплота згоряння палива

Активна теплота, що виділяється в i -му кроці розраховується виходячи з першого закону термодинаміки:

$$Q_{ai} = \Delta U + L_i \quad (8)$$

де ΔU - зміна внутрішньої енергії, Дж;
 L_i - робота в i -му кроці, Дж.

Зміна внутрішньої енергії розраховується за формулою:

$$\Delta U = A_T + \beta_T(T_i - 273))(T_i - 273)\xi_i + A_u + \beta_u(T_i - 273))(T_i - 273)(1 - \xi_i) - J_c \quad (9)$$

де A_T, B_T, A_u, B_u - коефіцієнти в формулі теплоємності;
 U_c - внутрішня енергія на початку процесу згоряння, т. с' на індикаторній діаграмі.

Для розрахунку коефіцієнта активного тепловиділення необхідно врахувати теплоту, що надійшла в стінки циліндрів. Остання розраховується за залежністю, отриманою на основі рівняння Ньютона-Ріхмана [9], Дж:

$$\Delta Q_i = (\alpha_{T_1}(F_n(T_i - T_n) + F_z(T_i - T_z) + F_{ui}(T_i - T_u)))\Delta \tau \frac{n30i}{G_n 10^3} \quad (10)$$

де α_{T_1} - коефіцієнт тепловіддачі, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

F_n - площа поршня, м^2

T_n - середнє значення температури поверхні поршня, $^\circ \text{К}$

F_z - площа головки циліндра, м^2

T_z - температура головки циліндра, $^\circ \text{К}$

F_{ui} - площа поверхні стінки циліндра, м^2

T_u - температура поверхні стінки циліндра, $^\circ \text{К}$

$\Delta \tau = \frac{\Delta \varphi}{6n}$ - крок розрахунку, с

Коефіцієнт тепловіддачі визначається за залежністю [10], $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$:

$$\alpha_{T_i} = 70 D^{-1.2} (10^{-3} P_i)^{0.8} T_i^{-1.53} (C_1 C_m + 72 \frac{T_i}{P_i V_i 10^{-3}} V_h ((P_i - P_n) 10^{-3}))^{0.8} \quad (11)$$

де $C_0 = 28$ - коефіцієнт тепловіддачі;

$C_m = \frac{8n}{30}$ - середня швидкість поршня;

C_1 - константа

- для ділянки газообміну

$$C_1 = 0.18 + 0.417 \frac{C_T}{C_m}$$

- для ділянки стиску і розширення

$$C_1 = 0,28 + 0,308 \frac{C_T}{C_m};$$

C_T - тангенційна складова швидкості робочого тіла в над поршневої порожнини відносно поверхні стінок над поршневої порожнини;

$C_2 = 0,24 \cdot 10^{-4} \text{ K}^{-1}$ - константа для двигунів з нерозділеними камерами згорання;

$P_{\text{ш}}$ - тиск у циліндрі при прокручуванні двигуна без подачі палива, Па.

Загальна теплота, що надійшла в стінки циліндра в i -му кроці розраховується за формулою:

$$Q_{T_i} = 1Q_{T_{i-1}} + 1Q_{T_i} \quad (12)$$

Після визначення теплоти, що надійшла в стінки циліндрів розраховується коефіцієнт активного тепловиділення:

$$\chi = \frac{Q_{T_i} + \lambda a_i}{H_u} \quad (13)$$

Отримані результати розрахунку коефіцієнтів активного тепловикористання і тепловиділення двигуна при роботі без добавки та з добавкою водневмісного газу наведені на Рис. 2 і 3.

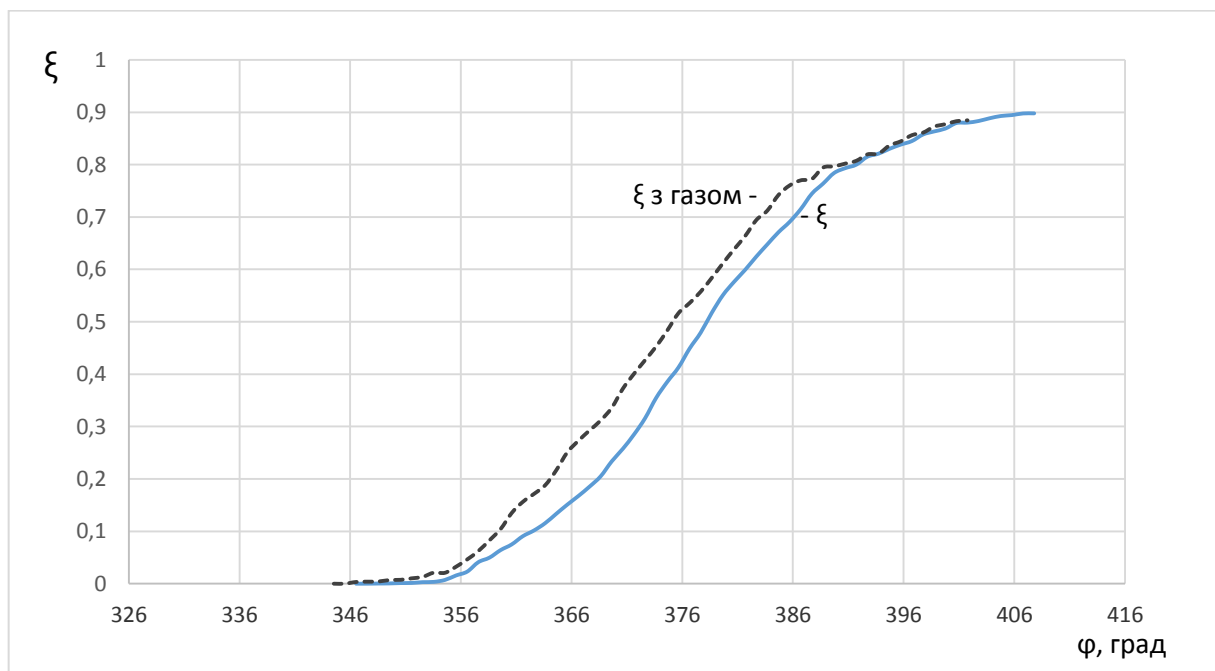


Рис.2 Характеристики активного тепловикористання при роботі двигуна без добавки та з добавкою водневмісного газу

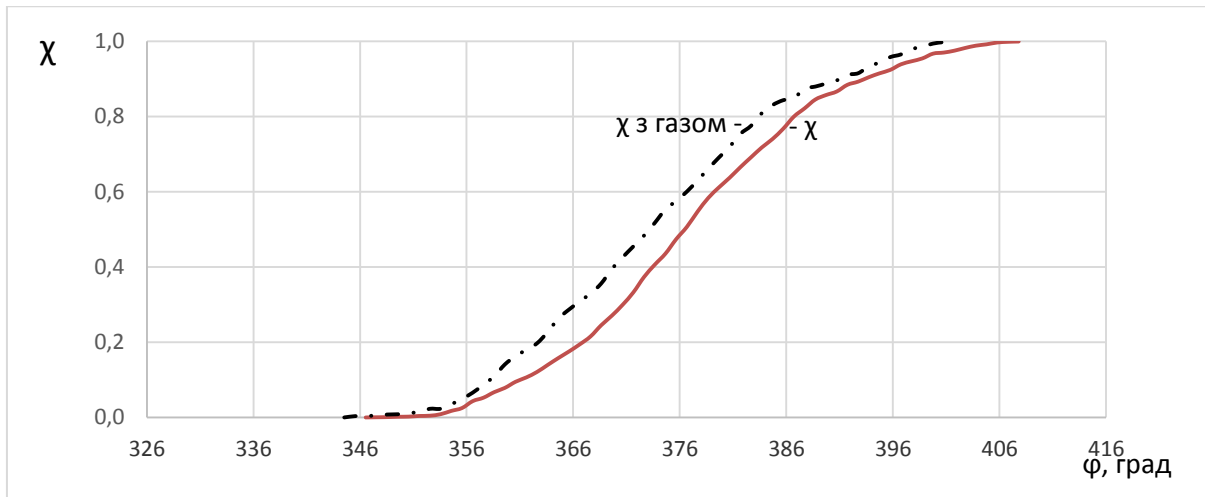


Рис.3 Характеристики активного тепловиділення при роботі двигуна без добавки та з добавкою водневмісного газу

З показаних вище характеристик можна побачити, що добавка водневмісного газу призводить до скорочення тривалості згоряння на 6 градусів повороту колінчастого вала. Зокрема скорочуються всі фази згоряння - на 2 градуси кожна.

При роботі з добавкою H_2/O_2 зростає максимальна температура циклу і досягається на 2 градуси п.к.в. раніше, ніж без добавки. Підвищення температури пояснює зростання концентрацій оксидів азоту, які були заміряні під час випробувань.

Для підтвердження достовірності отриманих результатів характеристику активного тепловиділення визначили з відомого виразу професора Вібе І.І.[5]:

$$\chi = -e^{-0,908 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1}}, \quad (14)$$

де φ – кут, що відповідає моменту запалювання град. п.к.в.;

φ_z – тривалість згоряння град п.к.в.;

m – показник характеру згоряння, який визначається шляхом перебору числових значень з метою отримати теоретичну характеристику тепловиділення якомога ближчу до експериментальної кривої характеристики вигорання палива.

Порівняння характеристик активного тепловиділення при роботі двигуна з добавкою і без добавки водневмісного газу, розрахованих за двома різними методиками наведено на Рис. 4 - 5.

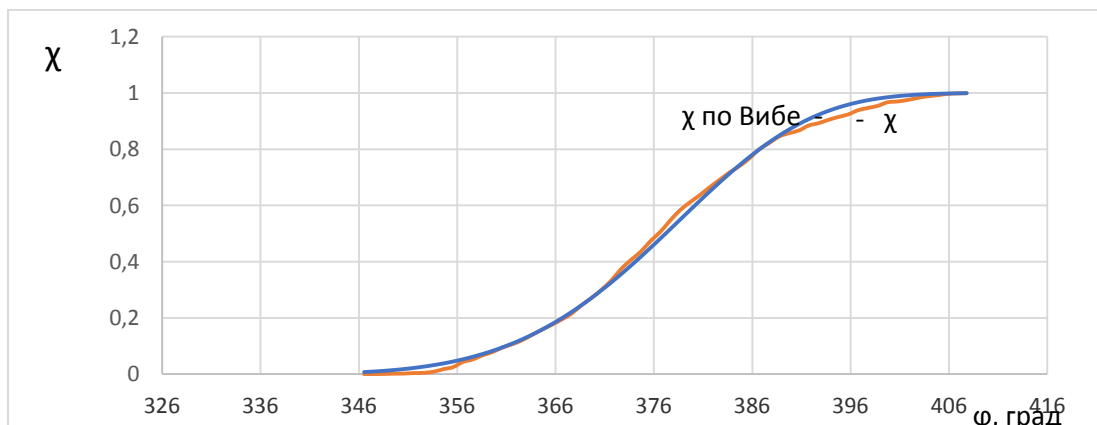


Рис. 4 Порівняння результатів розрахунку характеристик активного тепловиділення за різними методиками при роботі двигуна без добавки водневмісного газу

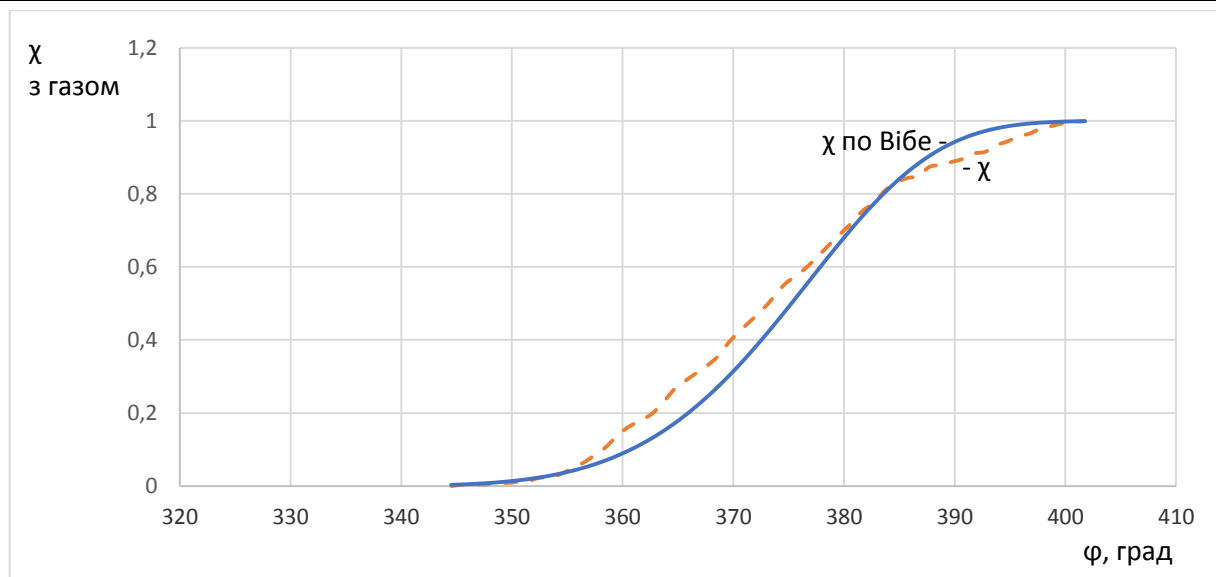


Рис. 5 Порівняння результатів розрахунку характеристик активного тепловиділення за різними методиками при роботі двигуна з додавкою водневмісного газу

Як видно з показаних на рис. 4 і 5 характеристик, результати розрахунку за обраною в дослідженні методикою і за методикою проф. Вібе І. І. є досить близькими. При роботі двигуна з додавкою водневмісного газу відхилення між характеристиками дещо вище, ніж за роботи без додавки, але характер кривих тепловиділення є подібним.

Висновки.

Уточнено методику розрахунку робочого процесу бензинового двигуна за роботи з додавкою водневмісного газу. Враховані зміни складу паливоповітряної суміші, які мають місце при додавці водневмісного газу. Отримані результати розрахунку робочого процесу підтверджують, що додавка водневмісного газу інтенсифікує процес згоряння в двигуні. Зокрема, при дослідженні робочого процесу двигуна MeM3–245 встановлено, що додавка газу H_2/O_2 призводить до скорочення всіх фаз згоряння на 2 град. п.к.в. кожна. Для підтвердження достовірності результатів розрахунку характеристика активного тепловиділення визначена за двома методиками. Отримані результати є досить близькими між собою.

1. Гутаревич Ю.Ф. Вплив додавання суміші водню з киснем на паливну економічність і токсичність бензинового двигуна в режимі холостого ходу. / Ю. Ф. Гутаревич, А. О. Корпач, Є.В. Шуба, О. Д. Філоненко, І. В. Самойленко // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ, 2014. – Вип. 30.

2. Гутаревич Ю.Ф. Використання додавки водневмісного газу до повітряного заряду для покращення показників двигунів з карбюраторною системою живлення в режимах холостого ходу. / Ю. Ф. Гутаревич, Є.В. Шуба // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ, 2015. – Вип. 31.

3 Гутаревич Ю. Ф. Вплив додавки водневмісного газу до повітряного заряду на паливну економічність бензинового двигуна із системою впорскування / Ю. Ф. Гутаревич, М. П. Цюман, Є. В. Шуба // Politechnika Rzeszowska. Ignacego Lukaszewicza Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy. Seria: Transport. – 2014. – № 5. – С. 149 – 154.

4. Иващенко Н.А., Кавтарадзе Р.З. Многозонные модели расчета рабочего процесса. Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997.

5. Вібе І.І. Новое о рабочем цикле двигателей. Скорость сгорания и рабочий цикл двигателей. / И.И. Вібе - М.: Свердловск, 1962. - 271 с.

6. Ефремов Б.Д., Черняк Б.Я. Математическая модель процесса тепловыделения в двигателях внутреннего сгорания // Труды МАДИ. – вып. 96. – 1974. – С. 45 - 50.

7. Максимов А.Л., Черняк Б.Я. Расчётная модель действительного цикла двигателя внутреннего сгорания // Труды МАДИ. – вып. 126. – 1976. – С. 74 - 81.

8. Гутаревич Ю.Ф. Вплив додавки водневмісного газу на склад паливоповітряної суміші бензинового двигуна. / Ю.Ф. Гутаревич, Є.В. Шуба // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ, 2015. – Вип. 32.

9. Орлин А.С. и др. Двигатели внутреннего сгорания. Под редакцией Орлина А.С. и Круглова М.Г.// Теория поршневых и комбинированных двигателей. - М.: Машиностроение, 1983. - 375 .

10. Woschni G. Experimentelle Bestimmung des örtlich gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten im Ottomotor / G. Woschni, I. Fieger // MTZ. – 1981. – Vol. 42, № 6. – S. 229–234.

REFERENCES

1. Hutarevych, Yu., Korpach, A., Shuba, Ye., Filonenko, O. & Samoilenko, I. (2014). Vplyv dodavannya sumishi vodnyu z kysnem na palyvnu ekonomichnist' i toksychnist' benzynovoho dvyhuna v rezhymy kholostoho khodu. *Visnyk Natsional'noho transportnoho universytetu*. Vol. 30. Kyiv, NTU Publ.
2. Hutarevych, Yu. & Shuba, Ye. (2015). Vykorystannya dobavky vodnevnisnogo hazu do povitryanoho zaryadu dlya pokrashchennya pokaznykiv dvyhuniv z karbyuratornoyu systemoyu zhyvlennya v rezhymakh kholostoho khodu. *Visnyk Natsional'noho transportnoho universytetu*. Vol. 31. Kyiv, NTU Publ.
3. Hutarevych, Yu., Tsyuman, M. & Shuba, Ye. (2014). *Vplyv dobavky vodnevnisnogo hazu do povitryanoho zaryadu na palyvnu ekonomichnist' benzynovoho dvyhuna iz systemoyu vprorskuvannya*. Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Lukaszewicza. Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy. Seria: Transport. No. 5. Pp. 149 – 154.
4. Ivaschenko, N. & Kavtaradze, R. (1997). *Mnogozonnyie modeli rascheta rabocheho protsessa*. MGTU im. N.E. Bauman Publ.
5. Vibe, I. (1962). *Novoe o rabochem tsikle dvigateley. Skorost sgoraniya i rabochiy tsikl dvigateley*. Moscow, Sverdlovsk, 271 p.
6. Efremov, B. & Chernyak, B. (1974). Matematicheskaya model protsessa teplovyideleniya v dvigatelyah vnutrennego sgoraniya. *Trudy MADI*. Vol. 96. Pp. 45-50.
7. Maksimov, A. & Chernyak, B. (1976). Raschyotnaya model deystvitelnogo tsikla dvigatelya vnutrennego sgoraniya. *Trudy MADI*. Vol. 126. Pp. 74 - 81.
8. Gutarevich, Yu. & Shuba, Ye. (2015). Vplyv dobavki vodnevnisnogo gazu na sklad palivopovitryanoi sumishi benzinovogo dvyhuna. *Visnyk Natsionalnoho transportnoho universytetu*. Vol. 32. Kyiv, NTU Publ.
9. Orlin, A. e. a. (1983). *Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Teoriya porshnevnyih i kombinirovannyih dvigateley*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 375 p.
10. Woschni, G. & Fieger, I. (1981). Experimentelle Bestimmung des ortlich gemittelten Wärmeübergangs Koeffizienten im Ottomotor. *MTZ*. Vol. 42, no. 6. pp. 229–234.

Гутаревич Ю.Ф., Шуба Є.В. Уточнение методики расчета рабочего процесса бензинового двигателя при работе в режиме малых нагрузок с добавкой водородсодержащего газа.

В статье рассмотрена методика расчета рабочего процесса бензинового двигателя, которая с внесением некоторых изменений позволяет рассчитать процесс сгорания при использовании добавки водородсодержащего газа H_2/O_2 . Расчет проведен с использованием индикаторных диаграмм полученных при испытании двигателя MeMЗ - 245. Показаны результаты расчета, подтверждающие то, что добавка газа H_2/O_2 сокращает продолжительность сгорания в двигателе.

Ключевые слова: водородсодержащий газ, рабочий процесс, процесс сгорания, математическая модель, бензиновый двигатель.

Yu. Gutarevich, Ye. Shuba. Refinement of methodology for calculating the working process of the petrol engine when operating at low loads with the addition of a hydrogen-containing gas.

The article describes the method of calculation of the working process of the petrol engine, which with some changes allows us to calculate the combustion process by using additives hydrogen-containing gas of H_2/O_2 . The calculation was performed using the indicator diagrams obtained during the test engine MeMZ - 245. The results of the calculation of confirming that the additive gas H_2/O_2 reduces the duration of combustion. engine.

Keywords: hydrogen-containing gas, working process, combustion process, a mathematical model, the gasoline engine.

АВТОРИ:

ГУТАРЕВИЧ Юрій Феодосійович, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідуючий кафедрою “Двигуни і теплотехніка”, e-mail: katedradvz.ntu@gmail.com

ШУБА Євгеній Васильович, Національний транспортний університет, аспірант кафедри «Двигуни і теплотехніка», e-mail: shuba90@i.ua

AUTHORS:

Yurii GUTAREVICH, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of "Engines and Heating Engineering", National Transport University, Kyiv, Ukraine, e-mail: katedradvz.ntu@gmail.com

Yevhenii SHUBA, Postgraduate student of "Engines and Heating Engineering", National Transport University, Kyiv, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 11.09.2015 р.

Дацюк Л.М., Юхимчук С.Ф., Дацюк Т.Л.
Луцький національний технічний університет

ПАРАМЕТРИ БРАННЯ СТЕБЕЛ ЛЬОНУ БРАЛЬНИМ АПАРАТОМ З ДОВГИМ ТА КОРОТКИМ ПАСОМ

У статті наведено методику визначення сил опору брання стебел льону бральним апаратом з довгим та коротким пасом. Розраховано натяг і колову силу для довгого та короткого пасу в бральному апараті з поперечними криволінійними рівчачками та їх відповідний вплив на інші характеристики апарата. Визначено як впливає опір брання стебел льону на вживану бральним апаратом потужність. Також проаналізовано можливість використання розробленого розрахунку конструкції брального апарата для інших механізмів.

Ключові слова: бральний апарат, натяг пасу, колова сила, поперечний криволінійний рівчак.

Постановка проблеми. Опір брання стебел льону залежить від конструкції брального апарата. Результати аналізу конструкцій бральних апаратів показують, що опір в бральних рівчачках можна визначити розглянувши рахунок натягу довгого та короткого пасу. Опір в рівчачках залежить, насамперед, від сили натягу та колової сили пасу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З літературного огляду встановлено, що є варіанти визначення натягу пасу і колової сили для довгого та короткого пасу в бральному апараті з поперечними криволінійними рівчачками. Беручи до уваги цей аналіз, вибираємо варіант визначення основних параметрів використовуючи конструкцію криволінійного рівчачка брального апарата. В універсальному льонокомбайні привод брального апарату здійснюється за допомогою чотирьох ведучих шківів (рис. 1), з них один приводить в рух внутрішню напівсекцію брального апарата, а три ведучих шківів, працюють послідовно і приводять в рух основний бральний пас. Особливості завантаження таких ведучих шківів раніше досліджені [1], але опори, які долають паси, досліджені недостатньо. Нижче приводиться розрахунок сил опорів в рівчачках брального апарата комбайна і навантаження на шківів.

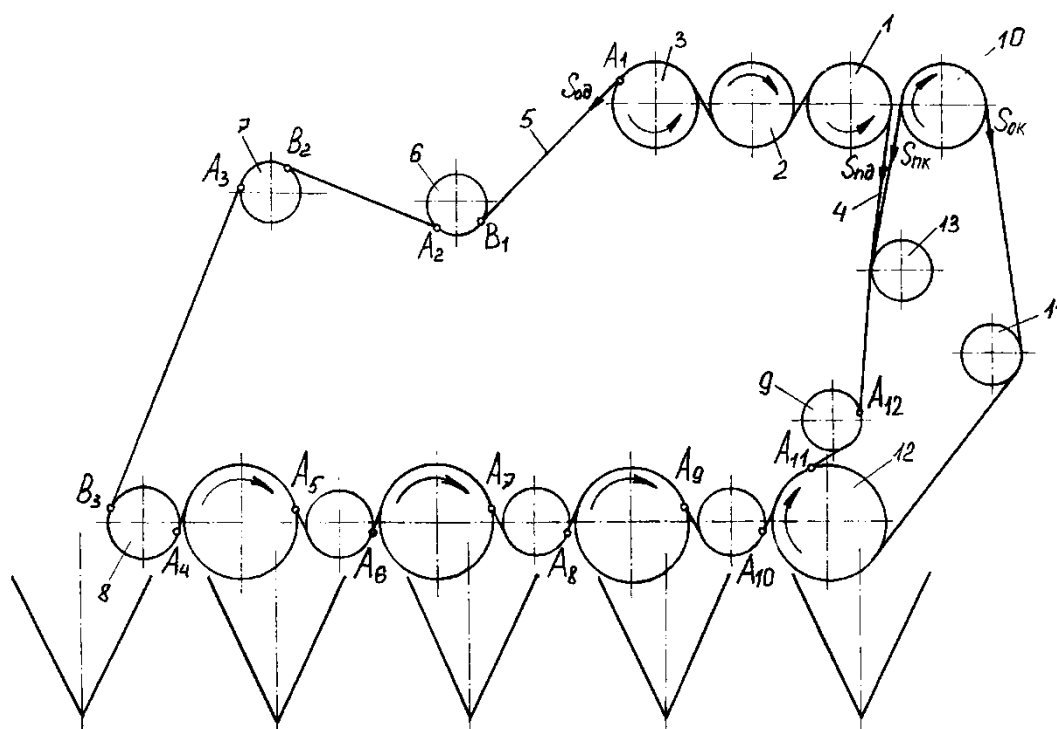


Рис. 1. Схема брального апарату:
1, 2, 3, 10 – ведучі шківів; 4, 5 – ведуча та ведена вітки довгого пасу;
6, 7, 8, 9, 11, 13 – ролики; 12 – ведений шків

Метою дослідження є визначення натягу та колової сили для довгого та короткого паса в бральному апараті з поперечними криволінійними рівчачками.

Результати дослідження. Будову апарата представлено на рис. 1. Апарат складається з чотирьох бральних секцій, двох пасів один з них довгий, а другий короткий. А також з чотирьох ведучих шківів, чотирьох бральних шківів і дев'яти роликів [2]. Довгий пас обхвачує три бральні шківви, три ведучі шківви і сім роликів. Короткий пас обхвачує один ведучий шків, один бральний шків і два ролики. С переду апарат обладнаний дільниками. Всі ці ланки показані на схемі, із них 1, 2, 3 і 10 – ведучі шківви; 4 – ведуча вітка довгого пасу; 5 – ведена вітка довгого пасу; 6, 7, 8, 9, 11 і 13 – ролики.

З теорії пасової передачі відомо, що:

$$\left. \begin{aligned} S_n + S_o &= 2S_{поч}; \\ S_n - S_o &= P, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де S_n – сила натягу ведучої вітки;

S_o – сила натягу веденої вітки;

$S_{поч}$ – сила початкового (попереднього) натягу пасу;

P – колове зусилля на ведучому шківві.

Стосовно до формули (1) позначимо для довгого пасу силу натягу ведучої вітки $S_{n\delta}$ (на місці S_n), силу натягу веденої вітки позначимо $S_{o\delta}$ (на місці S_o), силу P (колову силу) стосовно до довгого пасу позначимо P_δ , а силу початкового натягу $S_{поч}$ позначимо $S_{поч\delta}$. Однаково також для короткого пасу силу натягу ведучої вітки позначимо $S_{нк}$ (на місці S_n), силу натягу веденої вітки позначимо $S_{ок}$ (на місці S_o), силу P позначимо P_k , а силу $S_{поч}$ позначимо $S_{почк}$.

Визначимо тепер силу P_δ під час роботи довгого (основного) пасу. Сила P_δ , яка складається з різниці $S_{n\delta} - S_{o\delta}$, рівна сумі всіх опорів, які долає довгий пас під час руху. Ці опори наступні: опір внаслідок тертя в роликівих опорах і вигині пасу під час огинання роликів; опір внаслідок виривання стебел з ґрунту і їх транспортування до виходу з брального апарата (опір повітря з ціллю спрощення розрахунків враховувати не будемо). Вказані опори детально досліджені, методи їх розрахунку приводяться в літературі [3]. Якщо використати ці літературні дані, то:

$$P_\delta = S_{n\delta} - S_{o\delta} = \sum \Delta S_i + \sum Q_{\delta j} \quad (2)$$

де $\sum \Delta S_i$ – сума сил S_i натягу пасу, необхідних для його згину навколо роликів і шківів, які приводяться в рух довгим пасом і подолання тертя при їх обертанні (i – номер місця згину пасу);

$\sum Q_{\delta j}$ – сума сил, які діють в площині брального апарата і складають суму $Q_{\delta j}$ сил опору бранню стебел, основа яких розміщена в зоні дії довгого пасу (j – номер бральної секції).

Згідно літературних даних [3] сила ΔS_i , яка є невеликою по величині, пропорційна силі натягу пасу і емпірично визначається за формулою:

$$\Delta S_i \approx \kappa_p S_i \quad (3)$$

де κ_p – коефіцієнт, який враховує роботу, яка витрачається на згин пасу і подолання тертя в опорі ролика, $\kappa_p = 0,01 - 0,02$;

S_i – сила натягу вітки пасу, яка набігає на ролик (сила ця залежить не тільки від втрат на тертя в опорах шківів і роликів і згин пасів, але і від сили $S_{o\delta}$ і $Q_{\delta j}$).

На рис. 1 буквами A_1B_1 позначена набігаюча на ролик 6 вітка 5 пасу, сила натягу якої позначена $S_{o\delta}$, вітка яка збігає з цього ролика на наступний ролик 7, позначена A_2B_2 , а вітка, яка збігає з цього ролика 7 і яка набігає на нижній ролик 8, позначена A_3B_3 . На ділянці B_1A_2 сила $S_{o\delta}$ збільшується на ΔS_i , рівне $\kappa_p S_{o\delta}$, а сила натягу пасу на ділянці A_2B_2 буде рівною $S_{o\delta} + \kappa_p S_{o\delta} = S_{o\delta}(1 + \kappa_p)$. На ділянці B_2A_3 ця сила збільшиться на ΔS_i , рівне $\kappa_p S_{o\delta}(1 + \kappa_p)$, а сила натягу пасу на ділянці A_3B_3 буде рівною $S_{o\delta}(1 + \kappa_p) + \kappa_p S_{o\delta}(1 + \kappa_p) = S_{o\delta}(1 + \kappa_p)^2$. Ми бачимо, що після проходження вітки пасу чергового ролика показник степені виразу $1 + \kappa_p$, який знаходиться в дужках, збільшиться на одиницю. Значить, після проходження вітки пасу крайнього нижнього ролика показник степені виразу $1 + \kappa_p$ буде 3, а після проходження i -го ролика показник степені виразу $1 + \kappa_p$ буде i , або сила натягу пасу буде:

$$S_{\partial i} = S_{o\partial}(1+\kappa_p)^i, \quad (4)$$

де $S_{\partial i}$ – сила натягу паса після огинання i -го ролика за напрямком ролика б, який рахується першим (тобто у якого $i=1$).

Для точки A_4 $i=3$, тому:

$$S_{\partial 3} = S_{o\partial}(1+\kappa_p)^3. \quad (5)$$

Для точки A_4 сума $\sum \Delta S_i$, яка показана в рівнянні (2) рівна $\sum \Delta S_3$; з врахуванням сказаного:

$$\sum \Delta S_3 = S_{o\partial}(1+\kappa_p)^3 - S_{o\partial} = S_{o\partial}[(1+\kappa_p)^3 - 1]. \quad (6)$$

Подальше врахування згину пасів і тертя роликів і шківів в бральних секціях, де проходить брання стебел, проходить таким самим способом, але по секціях з врахуванням складових сил опору брання стебел, сума яких по секціях позначена $Q_{\partial j}$. Якщо це зробити, то на виході стебел з першого ривчака (точка A_5 на рис. 1) сила $S_{\partial i}$ рівна $[S_{o\partial}(1+\kappa_p)^3](1+\kappa_p) + Q_{\partial 1} = S_{o\partial}(1+\kappa_p)^4 + Q_{\partial j}$, де $Q_{\partial 1}$ – сила $Q_{\partial j}$ при $j=1$, тут j – номер брального ривчака. На вході в другий ривчак (точка A_6 на рис.) сила $S_{\partial i}$ рівна $[S_{o\partial}(1+\kappa_p)^4 + Q_{\partial 1}](1+\kappa_p) = S_{o\partial}(1+\kappa_p)^5 + Q_{\partial j}(1+\kappa_p)$. На виході з другого ривчака (точка A_7) сила $S_{\partial i}$ рівна $[S_{o\partial}(1+\kappa_p)^5 + Q_{\partial 1}(1+\kappa_p)](1+\kappa_p) + Q_{\partial 2}$, де $Q_{\partial 2}$ – сила $Q_{\partial j}$ при $j=2$ (в частковому випадку $Q_{\partial 2} = Q_{\partial 1}$). На вході в третій ривчак (точка A_8) сила $S_{\partial i}$ рівна $\{[S_{o\partial}(1+\kappa_p)^5 + Q_{\partial 1}(1+\kappa_p)](1+\kappa_p) + Q_{\partial 2}\}(1+\kappa_p) = S_{o\partial}(1+\kappa_p)^7 + Q_{\partial 1}(1+\kappa_p)^3 + Q_{\partial 2}(1+\kappa_p)$. На виході з третього ривчака (точка A_9) сила $S_{\partial i}$ рівна $[S_{o\partial}(1+\kappa_p)^7 + Q_{\partial 1}(1+\kappa_p)^3 + Q_{\partial 2}(1+\kappa_p)](1+\kappa_p) + Q_{\partial 3}$, де $Q_{\partial 3}$ – сила $Q_{\partial j}$ при $j=3$. На вході в четвертий ривчак (точка A_{10}) сила $S_{\partial i}$ рівна $\{[S_{o\partial}(1+\kappa_p)^7 + Q_{\partial 1}(1+\kappa_p)^3 + Q_{\partial 2}(1+\kappa_p)](1+\kappa_p) + Q_{\partial 3}\}(1+\kappa_p) = S_{o\partial}(1+\kappa_p)^9 + Q_{\partial 1}(1+\kappa_p)^5 + Q_{\partial 2}(1+\kappa_p)^3 + Q_{\partial 3}(1+\kappa_p)$. На виході з четвертого ривчака (точка A_{11}) сила $S_{\partial i}$ рівна $[S_{o\partial}(1+\kappa_p)^9 + Q_{\partial 1}(1+\kappa_p)^5 + Q_{\partial 2}(1+\kappa_p)^3 + Q_{\partial 3}(1+\kappa_p)](1+\kappa_p) + \nu Q_{\partial 4}$, де $Q_{\partial 4}$ – сила $Q_{\partial j}$ при $j=4$, а ν – коефіцієнт, який показує ступінь навантаження внаслідок брання стебел в четвертій секції припадає на довгий пас (нижче про цей коефіцієнт ν буде сказано більш детально); цей коефіцієнт приймаємо рівним 0,5. На виході із зони ролика 9 (точка A_{12}) сила $S_{\partial i}$ рівна $\{[S_{o\partial}(1+\kappa_p)^9 + Q_{\partial 1}(1+\kappa_p)^5 + Q_{\partial 2}(1+\kappa_p)^3 + Q_{\partial 3}(1+\kappa_p)](1+\kappa_p) + 0,5 Q_{\partial 4}\}(1+\kappa_p) = S_{o\partial}(1+\kappa_p)^{11} + Q_{\partial 1}(1+\kappa_p)^7 + Q_{\partial 2}(1+\kappa_p)^5 + Q_{\partial 3}(1+\kappa_p)^3 + 0,5 Q_{\partial 4}(1+\kappa_p)$. Будемо рахувати, що ця сила рівна $S_{n\partial}$, так як втрати на згин паса і тертя в опорі ролика 13 дуже малі і з ціллю спрощення ці втрати можна не враховувати. Будемо рахувати також, що $Q_{\partial 1} \approx Q_{\partial 2} \approx Q_{\partial 3} \approx Q_{\partial 4} \approx Q_{\partial}$.

Тоді:

$$S_{n\partial} = S_{o\partial}(1+\kappa_p)^{11} + Q_{\partial}[(1+\kappa_p)^7 + (1+\kappa_p)^5 + (1+\kappa_p)^3 + 0,5(1+\kappa_p)]. \quad (7)$$

На основі рівняння (2), згідно якому $P_{\partial} = S_{n\partial} - S_{o\partial}$, знаходимо силу P_{∂} :

$$P_{\partial} = S_{o\partial}[(1+\kappa_p)^{11} - 1] + Q_{\partial}[(1+\kappa_p)^7 + (1+\kappa_p)^5 + (1+\kappa_p)^3 + 0,5(1+\kappa_p)]. \quad (8)$$

Для розрахунку сил $Q_{\partial j}$ використаємо літературні дані [3], в відповідності з якими сила $Q_{\partial j}$ для кожної бральної секції рівна:

$$Q_{\partial j} = B i_o P_c s_p \mu \eta \sin \Omega_o, \quad (9)$$

де B – ширина захвату бральної секції; i_o – густина стеблостою (число стебел на 1 м² поля); P_c – середнє значення сили опору стебла висмикуванню з ґрунту; s_p – довжина бральної ділянки брального ривчака; μ – показник швидкісного режиму, рівний відношенню швидкості руху машини v_m до швидкості паса v_p ; η – коефіцієнт, який враховує, яка частина стебел в ривчаків робить опір висмикуванню; Ω_o – середнє значення кута під яким діє сила опору стебла висмикуванню.

Із аналізу рисунка слідує, що основний пас витягує стебла з землі на ширині захвату машини, що відповідає трьом повним бральним секціям і ще однієї частини четвертої (внутрішньої) секції, тоді як другі стебла, які потрапляють на четверту (внутрішню) секцію, витягуються діями короткого паса. Будемо рахувати, що навантаження на паси в зоні четвертої (внутрішньої) секції із-за опору стебел

висмикуванню розділяється однаково на довгий і короткий паси (або згадуваний вище коефіцієнт ν рівний 0,5), тоді на довгий (основний) пас приходить навантаження, яке відповідає бранню стебел в зоні розміщення 3,5 секції, а на короткий пас приходить навантаження, яке відповідає бранню стебел в зоні розміщення 0,5 секції [4]. Виходячи з цього сума $\sum Q_{\partial j}$ для довгого пасу рівна з врахуванням (9):

$$\sum Q_{\partial j} = 3,5 B_i P_c s_p \mu \eta \sin \Omega_o. \quad (10)$$

Тоді на основі (8) і (9) одержимо:

$$P_{\partial} = S_{o\partial} [(1+\kappa_p)^{11} - 1] + B_i P_c s_p \mu \eta \sin \Omega_o [(1+\kappa_p)^7 + (1+\kappa_p)^5 + (1+\kappa_p)^3 + 0,5(1+\kappa_p)]. \quad (11)$$

Розв'язуємо одночасно рівняння (1) і (11), з врахуванням доданих до символів рівнянь (1) індексів, знаходимо:

$$S_{n\partial} \approx \frac{2S_{n\partial} \delta (1+\kappa_p)^{11} + B_i P_c s_p \mu \eta \sin \Omega_o [(1+\kappa_p)^7 + (1+\kappa_p)^5 + (1+\kappa_p)^3 + 0,5(1+\kappa_p)]}{1 + (1+\kappa_p)^{11}} \quad (12)$$

$$S_{o\partial} \approx \frac{2S_{n\partial} \delta - B_i P_c s_p \mu \eta \sin \Omega_o [(1+\kappa_p)^7 + (1+\kappa_p)^5 + (1+\kappa_p)^3 + 0,5(1+\kappa_p)]}{1 + (1+\kappa_p)^{11}} \quad (13)$$

Так визначаємо сили натягу ведучої та веденої вітки довгого пасу брального апарата. Під час роботи короткого пасу сила P_k , яка становить собою різницю $S_{nk} - S_{ok}$, рівна сумі всіх сил опорів, які пересилює пас під час його руху. Також, як складено рівняння (2) для довгого пасу, для короткого пасу можна написати, що $P_k = \sum \Delta S_i + \sum Q_{\partial j}$, де $\sum \Delta S_i$ і $\sum Q_{\partial j}$ мають той же фізичний зміст і величини $\sum \Delta S_i$ і $\sum Q_{\partial j}$, приведені для довгого пасу, але в даному випадку вони приводяться для короткого пасу. В зоні ролика 13, де згин пасу не дуже значний, з ціллю спрощення розрахунків не будемо враховувати втрати на згин і тертя в опорі ролика; тоді $S_{ok} \approx S_{ok}(1+\kappa_p)^3 + 0,5 B_i P_c s_p \mu \eta \sin \Omega_o (1+\kappa_p)$, а

$$P_k = S_{nk} - S_{ok} = S_{ok} [(1+\kappa_p)^3 - 1] + 0,5 B_i P_c s_p \mu \eta \sin \Omega_o [(1+\kappa_p)]. \quad (14)$$

Розв'язуємо разом (1) і (14) з врахуванням доданих до символів рівнянь (1) індексів, знаходимо:

$$S_{nk} \approx \frac{2S_{n\partial} \kappa (1+\kappa_p)^3 + 0,5 B_i P_c s_p \mu \eta \sin \Omega_o (1+\kappa_p)}{1 + (1+\kappa_p)^3} \quad (15)$$

$$S_{ok} \approx \frac{S_{n\partial} \kappa - 0,5 B_i P_c s_p \mu \eta \sin \Omega_o (1+\kappa_p)}{1 + (1+\kappa_p)^3} \quad (16)$$

Так визначаємо сили натягу ведучої та веденої вітки короткого пасу брального апарата. Із останнього рівняння системи (1) з урахуванням останніх суджень можна отримати умову стійкої роботи основного пасу [4]:

$$S_{n\partial} > \frac{P_o}{2} \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1}, \quad (17)$$

де P_o визначаємо за (11), $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3$.

З викладеного випливає, що в зоні A_1B_1 довгого пасу (рис. 1) сила натягу рівна $S_{o\partial}$ (рівність 13), в зоні A_2B_2 сила натягу рівна $S_{o\partial}(1+k_{nz})$, в зоні A_3B_3 сила натягу рівна $S_{o\partial}(1+k_{nz})^2$, в точці A_4 сила натягу рівна $S_{o\partial}(1+k_{nz})^3$, в точці $A_5 - S_{o\partial}(1+k_{nz})^4 + Q_{\partial 1}$, в точці $A_6 - S_{o\partial}(1+k_{nz})^5 + Q_{\partial 1}(1+k_{nz})$, в точці $A_7 - S_{o\partial}(1+k_{nz})^6 + Q_{\partial 1}(1+k_{nz})^2 + Q_{\partial 2}$, і т.д. аж до точки A_{12} . Якщо у відповідності з формулою (1) поділити сили натягу на $B_n \cdot R$, то одержимо тиск q в рівчаківі. Такі розрахунки визначення сили натягу пасу і тиску з врахуванням опору згину пасу нами проведені за таких значень величин: $S_o = 1$ кН; $P_c = 6$ Н; $i_o = 1500$ шт./м²; $s_p = 0,2$ м; $\mu = 0,5$; $\eta = 0,5$; $\Omega_o = 30^\circ$; $\alpha' = 21^\circ$; $f = 0,4$; за експериментальними даними коефіцієнт k_{nz} рівний 0,024–0,040, ми взяли $k_{nz} = 0,03$ і побудували діаграму натягу пасу і тиску на криволінійних ділянках пасової передачі під час роботи, тобто зі стеблами льону (з врахуванням згинів пасу). Одержані діаграми показані на рис. 2.

Із епюри натягу паса видно, що сила натягу холостої вітки менша, ніж у ведучої вітки паса. Сила натягу збільшується зі зростанням навантаження під час брання стебел і огинання шківів пасом.

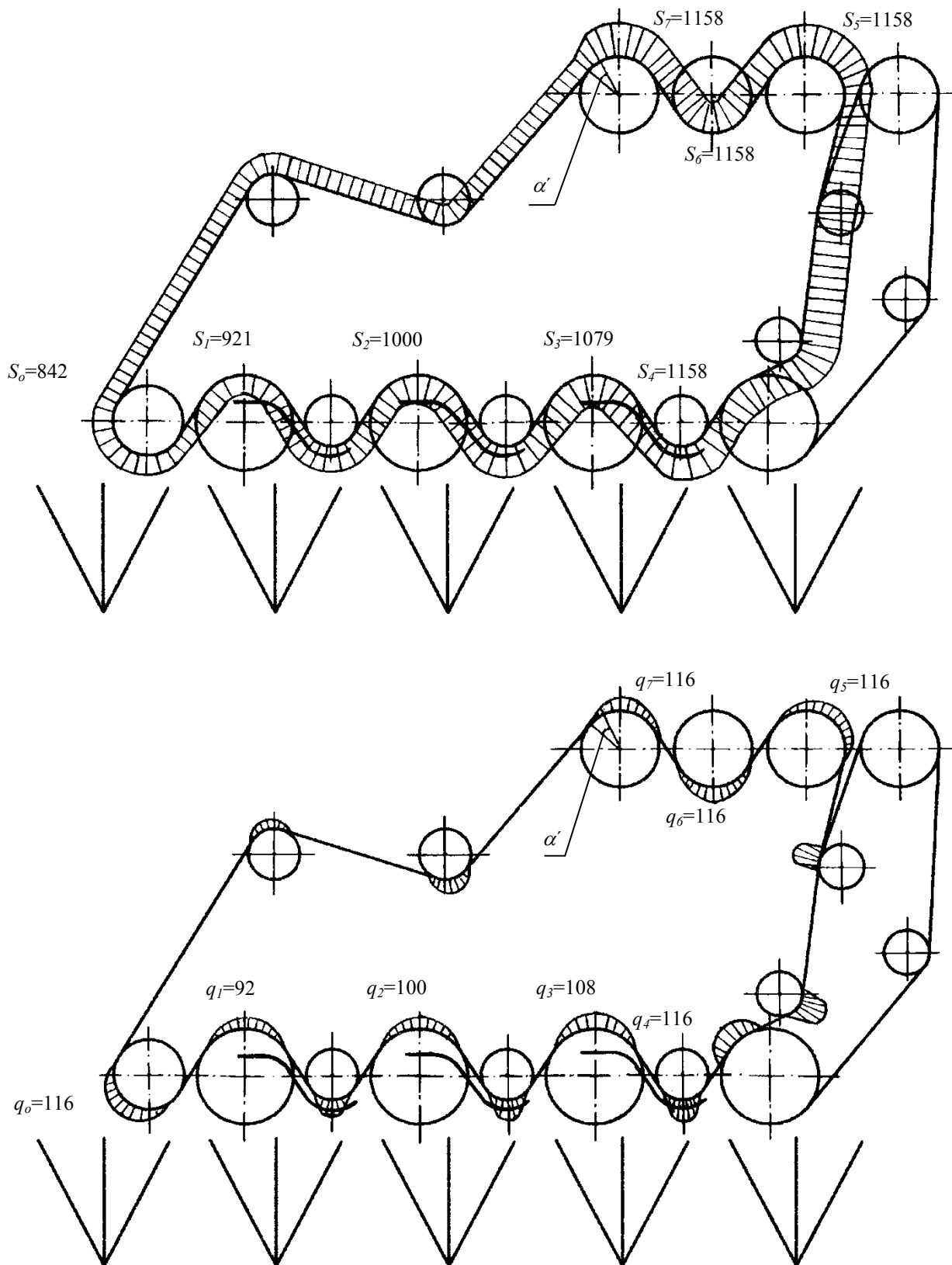


Рис. 2. Розподіл натягу паса і тиску на криволінійних ділянках пасової передачі:
 а – епюра натягу паса S , Н; б – епюра тиску між пасом і шківями та пасом і роликками q , кПа

Із епюри тиску видно, що тиск у рівчаку тим більший, чим більша сила навантаження паса і менший радіус шківів і ролика. В зонах, де вітки паса прямолінійні, тиск рівний нулю.

Визначені значення тиску були враховані для розробки елементів кріплення шківів та роликів браального апарата.

Визначимо як впливає опір брання стебел льону на вживану браальним апаратом потужність [5]. Потужність N_{δ} на роботу довгого паса рівна:

$$N_{\delta} = P_{\delta} v_p, \quad (18)$$

де v_p – швидкість довгого паса.

Потужність N_k на роботу короткого паса рівна:

$$N_k = P_k v_p, \quad (19)$$

де v_p – швидкість короткого паса (вона така ж, як швидкість довгого паса).

Вживана всім апаратом потужність N рівна:

$$N = N_{\delta} + N_k = v_p (P_{\delta} + P_k), \quad (20)$$

де P_{δ} і P_k визначається за формулами (11) і (14).

Приймаючи, що $S_{o\delta} = 1000$ Н; $S_{ok} = 1000$ Н; $B = 0,34$ м; $i_o = 1500$ шт./м²; $P_c = 6$ Н; $s_p = 0,2$ м; $\mu = 0,6 \dots 1,1$; $\eta = 0,5$; $\Omega_o = 30^\circ$; $k_{nz} = 0,03$; $v_p = 2,8$ м/с, обчислюємо складові потужності за допомогою комп'ютерної програми розробленої з використанням пакету MAPLE V.

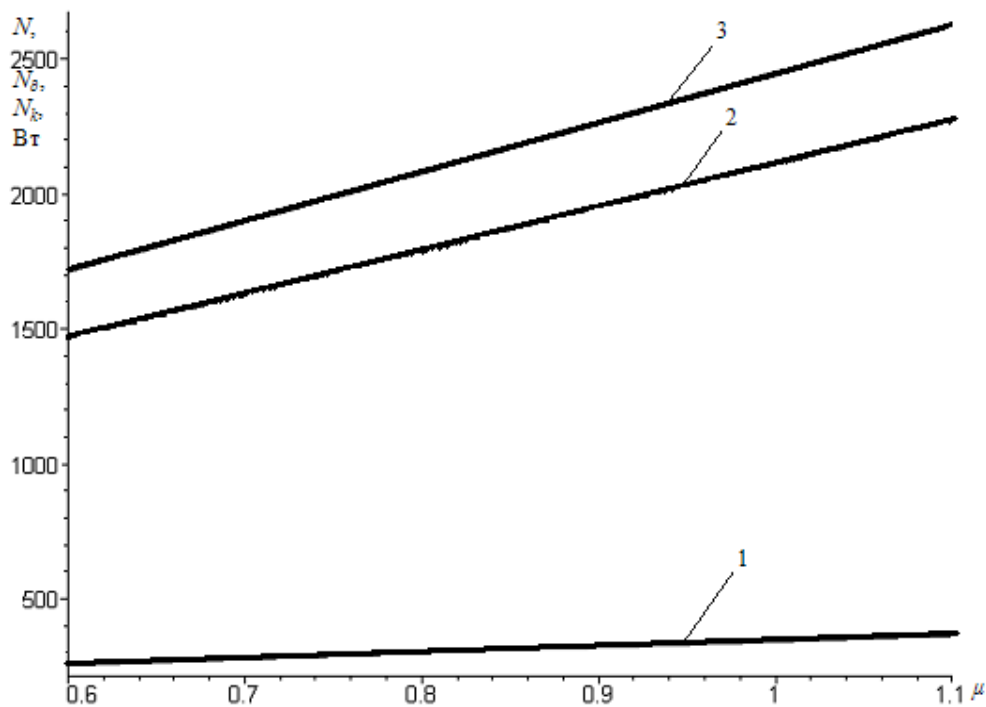


Рис. 3. Залежність потужності на роботу браального апарата від коефіцієнта кінематичного режиму:

- 1 – потужність на роботу короткого паса N_k ; 2 – потужність на роботу довгого паса N_{δ} ; 3 – сумарна потужність N

Як видно з графіка рис. 3, потужність на роботу браальних пасів прямопропорційно зростає із збільшенням коефіцієнта кінематичного режиму. Це зростання більше для довгого паса. Потужність на роботу довгого паса більша у 5–7 разів порівняно з потужністю на роботу короткого паса.

Висновок. Отже, можна зробити висновок, що дану методику визначення натягу паса і колову силу у поперечних криволінійних рівчаках браального апарата та їх відповідний вплив на інші характеристики апарата можна використовувати не тільки для розрахунку конструкції розробленого браального апарата а також для інших механізмів.

1. Хайліс Г.А., Дацюк Л.М. Про завантаження ведучих шківів брального апарата з поперечними рівчачками // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип. 8. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2001. – С 331-336.
2. Дацюк Л.М. Конструктивні особливості машини для двофазного збирання льону // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. Випуск 5. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1999. – С. 81–84.
3. Льноуборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др. – М.: Машиностроение, 1985.– 232 с.
4. Дацюк Л.М. Визначення натягу паса і тиску в криволінійному рівчачкові льнобрального апарату // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Випуск 6. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2000. – С. 54–59.
5. Юхимчук С.Ф. Розрахунок енергії при механізованому бранні стебел льону // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. Випуск 3. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1997.

REFERENCES

1. Nailis, G. & Datsiuk, L. (2001). About the loading of actuated pulleys of picking machine with transverse notches. *Silskohospodarski mashyny*. Issue 8. Lutsk, LDTU Publ., pp. 331-336.
2. Datsiuk, L. (1999). *Constructive features of the machines for two-phase harvesting of flax*. *Silskohospodarski mashyny*. Issue 5. Lutsk, LDTU Publ., pp. 81-84.
3. Nailis, G., Bykov, N. & Bukharin, V. e. a. (1985). *Flax machines*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 232 p.
4. Datsiuk, L. (2000). Determination of the belt tension and pressure in the curvilinear groove of flax picking device. *Silskohospodarski mashyny*. Issue 6. Lutsk, LDTU Publ., pp. 54-59.
5. Yuhymchuk, S. (1997). Calculation of energy on mechanized picking stalks of flax. *Silskohospodarski mashyny*. Issue 3. Lutsk, LDTU Publ.

Л.Н. Дацюк, С.Ф. Юхимчук, Т.Л. Дацюк. Параметры теребления стеблей льна теребильным аппаратом с длинным и коротким ремнем

В статье приведена методика определения сил сопротивления теребления стеблей льна теребильным аппаратом с длинным и коротким ремнем. Рассчитано натяжение и круговую силу для длинного и короткого ремня в теребильном аппарате с поперечными криволинейными ручьями и их соответствующее влияние на другие характеристики аппарата. Определено как влияет сопротивление теребления стеблей льна на употребляемую теребильным аппаратом мощность. Также проанализирована возможность использования разработанного расчета конструкции теребильного аппарата для других механизмов.

Ключевые слова: теребильный аппарат, натяжение ремня, круговая сила, поперечный криволинейный ручей.

L. Datsiuk, S. Yuhymchuk, T. Datsiuk. The parameters of the nosing of the stems of a flax top-lifting apparatus with long and short strap

The article describes methods of determining the resistance forces of nosing of flax stalks are top-lifting apparatus with long and short strap. The calculated tension force and circular long and short strap in top-lifting apparatus with a transverse curved streams and their corresponding impact on other characteristics. Definitely how does the resistance of nosing of flax stalks are used for top-lifting apparatus power. Also analyzed the possibility of using the developed design calculation of the topping mechanism to other mechanisms.

Keywords: pulling device, the belt tension, power circular, curvilinear cross the creek.

АВТОРИ:

ДАЦЮК Леонід Миколайович, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Обладнання лісового комплексу та теорії механізмів машин», Луцький НТУ, e-mail: Leon540@mail.ru

ЮХИМЧУК Сергій Федорович, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Інженерне та комп'ютерне забезпечення АПК», Луцький НТУ, e-mail: sergei-71@ukr.net

ДАЦЮК Тарас Леонідович, студент кафедри «Обладнання лісового комплексу та теорії механізмів машин» Луцький НТУ, e-mail: Tarik333@i.ua

AUTHORS:

Leonid DATSIUK, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of "Forest Complex Equipment and Theory of Mechanisms and Machines" department, Lutsk NTU, e-mail: Leon540@mail.ru

Sergiy YUHYMCHUK, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of "Engineering and computer maintenance APC" department, Lutsk NTU, e-mail: sergei-71@ukr.net

Taras DATSIUK, student of "Forest Complex Equipment and Theory of Mechanisms and Machines" department, Lutsk NTU, e-mail: Tarik333@i.ua

Дударев І.М.
Луцький національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СПІРАЛЬНОГО СЕПАРАТОРА

У статті вказано на необхідність розділення насінневого вороху льону на складові: вільне насіння льону та насінневі коробочки льону. Це необхідно для зниження енергоємності процесу сушіння складових вороху. Для сепарації насінневого вороху льону пропонується використовувати спіральний сепаратор, що містить спіралеподібне решето. Запропоноване конструктивне рішення дозволяє зменшити габаритні розміри сепаратора за рахунок встановлення спіралеподібного робочого органа, і, відповідно, зменшити його металомісткість та енергоємність. Особливістю роботи спірального сепаратора є те, що шар насінневого вороху льону, який розміщений на витку спіралеподібного решета, спочатку піднімається до кута природного відкосу, а після цього починає рух поверхнею спіралеподібного решета. Для визначення потужності, необхідної для підйому шару насінневого вороху до кута природного відкосу у спіральному сепараторі, проведено теоретичні дослідження з визначення координат центра ваги шару вороху, який розміщений на витку спіралеподібного решета. Центр ваги шару вороху визначено для двох випадків: перший випадок – шар вороху розміщений на спіралеподібному решеті, що скручене за спіраллю Архімеда; другий випадок – шар вороху розміщений на спіралеподібному решеті, що скручене за логарифмічною спіраллю. Крім того, проаналізовано переміщення центра ваги шару вороху з горизонтального положення до кута природного відкосу. Отримано аналітичну залежність, яка встановлює взаємозв'язок між потужністю, необхідною для підйому шару насінневого вороху до кута природного відкосу, та розміщенням вороху на витках спірального сепаратора, а також кутвою швидкістю обертання спіралеподібного решета.

Ключові слова: спіральний сепаратор, спіралеподібне решето, насінневий ворох льону, енергетичні параметри, центр ваги шару матеріалу.

Постановка проблеми. Для зниження енергоємності процесу сушіння насінневого вороху льону необхідно здійснювати його розділення на складові: вільне насіння льону та насінневі коробочки льону. Для сепарації насінневого вороху льону використовують сепаратори двох видів: решітчасті (з плоскими решетами, що здійснюють коливання) та барабанні. Зазначені види сепараторів хоч і забезпечують належну якість виконання процесу розділення вороху на фракції, але мають значні габаритні розміри, металомісткість та енергоємність. Спіральні сепаратори, що мають спіралеподібне решето є більш компактними та мають, відповідно, меншу металомісткість та енергоємність. Разом з тим, спіральні сепаратори забезпечують якісне виконання процесу сепарації вороху. Тому дослідження спрямовані на визначення параметрів спірального сепаратора, зокрема енергетичних параметрів, є актуальними.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Процес сепарації сипких матеріалів, до яких відноситься насінневий ворох льону, на решітчастих на барабанних сепараторах всебічно досліджений, результати цих досліджень представлені в ґрунтовних працях вітчизняних та закордонних науковців [1 – 3]. Разом з тим, запропонована конструкція спірального сепаратора [4] потребує подальших теоретичних та експериментальних досліджень з обґрунтування його параметрів.

Мета дослідження – теоретичне обґрунтування енергетичних параметрів спірального сепаратора, зокрема визначення потужності, необхідної для підйому шару насінневого вороху льону до кута природного відкосу у спіральному сепараторі.

Результати дослідження. Особливістю роботи спірального сепаратора є те, що шар насінневого вороху льону, який розміщений на витку спіралеподібного решета, спочатку піднімається до кута природного відкосу $\psi_{н.в.}$, а після цього починає рух поверхнею спіралеподібного решета. Визначимо потужність $N_{під.}$, що необхідна для підйому шару насінневого вороху до кута природного відкосу.

Для визначення потужності $N_{під.}$ необхідно встановити координати центра ваги шару вороху, що розміщений на витку спіралеподібного решета. Розглядатимемо шар насінневого вороху льону як однорідне тверде тіло з постійною густиною (щільністю $\rho_{н.в.}$, кг/м³). Оскільки насінневий ворох рівномірно розподілений за шириною спіралеподібного решета, то очевидно, що координата центра

ваги шару вороху по осі z буде рівна $z_c = s_{\text{реш.}} / 2$ (де $s_{\text{реш.}}$ – ширина спіралеподібного решета сепаратора, м). Координати центра ваги шару вороху x_c та y_c відповідно по осях x та y будуть рівні координатам центра ваги плоскої фігури (заштрихований сегмент на рис. 1), що утворена внаслідок січення шару вороху площиною xOy .

Визначимо центр ваги шару вороху для двох випадків: перший випадок – шар вороху розміщений на спіралеподібному решеті, що скручене за спіраллю Архімеда; другий випадок – шар вороху розміщений на спіралеподібному решеті, що скручене за логарифмічною спіраллю.

Розглянемо перший випадок. Якщо спіраль Архімеда, за якою скручене спіралеподібне решето, задана в полярних координатах рівнянням $\rho = \rho(\varepsilon) = a\varepsilon$ (де ρ – радіус спіралі Архімеда, м; ε – кут спіралі Архімеда, град.; a – коефіцієнт спіралі Архімеда ($a = h_{\text{сп.}} / 2\pi$), м/рад.; $h_{\text{сп.}}$ – крок спіралі Архімеда, м), тоді координати центра ваги x_{c1} та y_{c1} сектора (рис. 1), який обмежений двома полярними радіусами $OB = \rho_1 = \rho(\varepsilon_1)$ та $OA = \rho_2 = \rho(\varepsilon_2)$, а також спіраллю, визначаються наступним чином [5, 6]:

$$x_{c1} = \frac{\iint_{(\sigma)} \rho^2 \cos \varepsilon \rho d\varepsilon}{\iint_{(\sigma)} \rho d\rho d\varepsilon} \quad \text{та} \quad y_{c1} = \frac{\iint_{(\sigma)} \rho^2 \sin \varepsilon \rho d\varepsilon}{\iint_{(\sigma)} \rho d\rho d\varepsilon}. \quad (1)$$

В області (σ) змінні ρ та ε змінюються в таких межах: змінна ρ від 0 до ρ ; змінна ε від ε_1 до ε_2 . Інтегруючи вирази (1) по ρ , матимемо:

$$x_{c1} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} \rho^3 \cos \varepsilon d\varepsilon}{\int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} \rho^2 d\varepsilon} \quad \text{та} \quad y_{c1} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} \rho^3 \sin \varepsilon d\varepsilon}{\int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} \rho^2 d\varepsilon}. \quad (2)$$

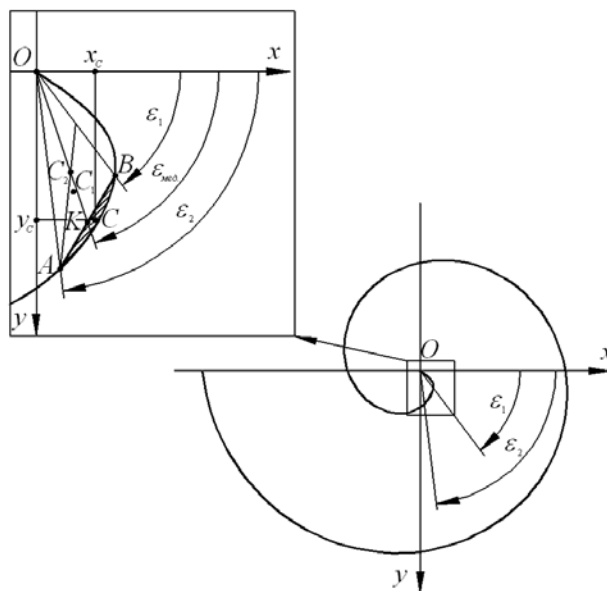


Рисунок 1 – Схема до визначення координат центра ваги шару лляного вороху, що розміщений на витку спіралеподібного решета

Підставляючи рівняння спіралі Архімеда $\rho = a\varepsilon$ у вирази (2), отримаємо:

$$x_{C1}^{Apx.} = \frac{2}{3} a \cdot \frac{\int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} \varepsilon^3 \cos \varepsilon d\varepsilon}{\int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} \varepsilon^2 d\varepsilon} \quad \text{та} \quad y_{C1}^{Apx.} = \frac{2}{3} a \cdot \frac{\int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} \varepsilon^3 \sin \varepsilon d\varepsilon}{\int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} \varepsilon^2 d\varepsilon}. \quad (3)$$

Інтегруючи окремо чисельники та знаменники виразів (3), матимемо:

$$\begin{aligned} I_1 &= \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} \varepsilon^3 \cos \varepsilon d\varepsilon = \left[\begin{array}{l} U = \varepsilon^3; \quad dV = \cos \varepsilon d\varepsilon; \\ dU = 3\varepsilon^2 d\varepsilon; \quad V = \sin \varepsilon. \end{array} \right] = \varepsilon^3 \sin \varepsilon \Big|_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} - 3 \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} \varepsilon^2 \sin \varepsilon d\varepsilon = \\ &= \left[\begin{array}{l} U = \varepsilon^2; \quad dV = \sin \varepsilon d\varepsilon; \\ dU = 2\varepsilon d\varepsilon; \quad V = -\cos \varepsilon. \end{array} \right] = \varepsilon^3 \sin \varepsilon \Big|_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} + 3\varepsilon^2 \cos \varepsilon \Big|_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} - 6 \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} \varepsilon \cos \varepsilon d\varepsilon = \\ &= \left[\begin{array}{l} U = \varepsilon; \quad dV = \cos \varepsilon d\varepsilon; \\ dU = d\varepsilon; \quad V = \sin \varepsilon. \end{array} \right] = \varepsilon^3 \sin \varepsilon \Big|_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} + 3\varepsilon^2 \cos \varepsilon \Big|_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} - 6\varepsilon \sin \varepsilon \Big|_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} + 6 \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} \sin \varepsilon d\varepsilon = \\ &= (\varepsilon_2^2 - 6)\varepsilon_2 \sin \varepsilon_2 + 3(\varepsilon_2^2 - 2)\cos \varepsilon_2 - (\varepsilon_1^2 - 6)\varepsilon_1 \sin \varepsilon_1 - 3(\varepsilon_1^2 - 2)\cos \varepsilon_1; \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} I_2 &= \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} \varepsilon^3 \sin \varepsilon d\varepsilon = \left[\begin{array}{l} U = \varepsilon^3; \quad dV = \sin \varepsilon d\varepsilon; \\ dU = 3\varepsilon^2 d\varepsilon; \quad V = -\cos \varepsilon. \end{array} \right] = -\varepsilon^3 \cos \varepsilon \Big|_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} + 3 \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} \varepsilon^2 \cos \varepsilon d\varepsilon = \\ &= \left[\begin{array}{l} U = \varepsilon^2; \quad dV = \cos \varepsilon d\varepsilon; \\ dU = 2\varepsilon d\varepsilon; \quad V = \sin \varepsilon. \end{array} \right] = -\varepsilon^3 \cos \varepsilon \Big|_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} + 3\varepsilon^2 \sin \varepsilon \Big|_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} - 6 \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} \varepsilon \sin \varepsilon d\varepsilon = \\ &= \left[\begin{array}{l} U = \varepsilon; \quad dV = \sin \varepsilon d\varepsilon; \\ dU = d\varepsilon; \quad V = -\cos \varepsilon. \end{array} \right] = -\varepsilon^3 \cos \varepsilon \Big|_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} + 3\varepsilon^2 \sin \varepsilon \Big|_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} + 6\varepsilon \cos \varepsilon \Big|_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} - 6 \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} \cos \varepsilon d\varepsilon = \\ &= (6 - \varepsilon_2^2)\varepsilon_2 \cos \varepsilon_2 + 3(\varepsilon_2^2 - 2)\sin \varepsilon_2 - (6 - \varepsilon_1^2)\varepsilon_1 \cos \varepsilon_1 - 3(\varepsilon_1^2 - 2)\sin \varepsilon_1; \end{aligned} \quad (5)$$

$$I_3 = \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} \varepsilon^2 d\varepsilon = \frac{\varepsilon^3}{3} \Big|_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} = \frac{1}{3} (\varepsilon_2^3 - \varepsilon_1^3). \quad (6)$$

Підставляючи вирази (4) – (6) у (3), після перетворень отримаємо:

$$x_{C1}^{Apx.} = 2a \frac{((\varepsilon_2^2 - 6)\varepsilon_2 \sin \varepsilon_2 + 3(\varepsilon_2^2 - 2)\cos \varepsilon_2 - (\varepsilon_1^2 - 6)\varepsilon_1 \sin \varepsilon_1 - 3(\varepsilon_1^2 - 2)\cos \varepsilon_1)}{(\varepsilon_2^3 - \varepsilon_1^3)}$$

та

$$y_{C1}^{Apx.} = 2a \frac{((6 - \varepsilon_2^2)\varepsilon_2 \cos \varepsilon_2 + 3(\varepsilon_2^2 - 2)\sin \varepsilon_2 - (6 - \varepsilon_1^2)\varepsilon_1 \cos \varepsilon_1 - 3(\varepsilon_1^2 - 2)\sin \varepsilon_1)}{(\varepsilon_2^3 - \varepsilon_1^3)}. \quad (7)$$

Визначимо площу розглядуваного сектора спіралі Архімеда [8]:

$$S_1^{Apx.} = \frac{1}{2} \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} \rho^2 d\varepsilon = \frac{1}{2} \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} a^2 \varepsilon^2 d\varepsilon = \frac{a^2}{6} (\varepsilon_2^3 - \varepsilon_1^3). \quad (8)$$

Розглянемо другий випадок. Якщо логарифмічна спіраль, за якою скручене спіралеподібне решето, задана в полярних координатах рівнянням $\rho = \rho(\varepsilon) = \rho_0 e^{m\varepsilon}$ (де ρ – радіус логарифмічної спіралі, м; ρ_0 – початковий радіус логарифмічної спіралі, м; ε – кут логарифмічної спіралі, град.; m – коефіцієнт логарифмічної спіралі;), тоді координати центра ваги x_{C1} та y_{C1} сектора (рис. 1), який обмежений двома полярними радіусами $OB = \rho_1 = \rho(\varepsilon_1)$ та $OA = \rho_2 = \rho(\varepsilon_2)$, а також спіраллю,

визначаються за рівняннями (2). Після підстановки в рівняння (2) рівняння логарифмічної спіралі та перетворень, отримаємо:

$$x_{C1}^{noz.} = \frac{2}{3} \rho_0 \cdot \frac{\int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} e^{3m\varepsilon} \cos \varepsilon d\varepsilon}{\int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} e^{2m\varepsilon} d\varepsilon} \quad \text{та} \quad y_{C1}^{noz.} = \frac{2}{3} \rho_0 \cdot \frac{\int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} e^{3m\varepsilon} \sin \varepsilon d\varepsilon}{\int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} e^{2m\varepsilon} d\varepsilon}. \quad (9)$$

Інтегруючи окремо чисельники та знаменники виразів (9), матимемо:

$$I_1 = \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} e^{3m\varepsilon} \cos \varepsilon d\varepsilon = \left[\begin{array}{l} U = \cos \varepsilon; \quad dV = e^{3m\varepsilon} d\varepsilon; \\ dU = -\sin \varepsilon d\varepsilon; \quad V = \frac{e^{3m\varepsilon}}{3m}. \end{array} \right] = \frac{e^{3m\varepsilon}}{3m} \cos \varepsilon \Big|_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} + \frac{1}{3m} \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} e^{3m\varepsilon} \sin \varepsilon d\varepsilon = \quad (10)$$

$$= \left[\begin{array}{l} U = \sin \varepsilon; \quad dV = e^{3m\varepsilon} d\varepsilon; \\ dU = \cos \varepsilon d\varepsilon; \quad V = \frac{e^{3m\varepsilon}}{3m}. \end{array} \right] = \frac{e^{3m\varepsilon}}{3m} \cos \varepsilon \Big|_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} + \frac{e^{3m\varepsilon}}{9m^2} \sin \varepsilon \Big|_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} - \frac{1}{9m^2} \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} e^{3m\varepsilon} \cos \varepsilon d\varepsilon.$$

З виразу (10) отримаємо рівність:

$$\int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} e^{3m\varepsilon} \cos \varepsilon d\varepsilon = \frac{e^{3m\varepsilon}}{3m} \cos \varepsilon \Big|_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} + \frac{e^{3m\varepsilon}}{9m^2} \sin \varepsilon \Big|_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} - \frac{1}{9m^2} \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} e^{3m\varepsilon} \cos \varepsilon d\varepsilon. \quad (11)$$

Таким чином, в лівій і правій частинах рівності (11) є шуканий інтеграл, після перенесення його в одну із частин, матимемо шуканий інтеграл:

$$\int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} e^{3m\varepsilon} \cos \varepsilon d\varepsilon = \frac{3me^{3m\varepsilon}}{(9m^2+1)} \left(\cos \varepsilon + \frac{\sin \varepsilon}{3m} \right) \Big|_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} = \frac{3m}{(9m^2+1)} \left(e^{3m\varepsilon_2} \left(\cos \varepsilon_2 + \frac{\sin \varepsilon_2}{3m} \right) - e^{3m\varepsilon_1} \left(\cos \varepsilon_1 + \frac{\sin \varepsilon_1}{3m} \right) \right). \quad (12)$$

$$I_2 = \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} e^{3m\varepsilon} \sin \varepsilon d\varepsilon = \left[\begin{array}{l} U = \sin \varepsilon; \quad dV = e^{3m\varepsilon} d\varepsilon; \\ dU = \cos \varepsilon d\varepsilon; \quad V = \frac{e^{3m\varepsilon}}{3m}. \end{array} \right] = \frac{e^{3m\varepsilon}}{3m} \sin \varepsilon \Big|_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} - \frac{1}{3m} \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} e^{3m\varepsilon} \cos \varepsilon d\varepsilon = \quad (13)$$

$$= \left[\begin{array}{l} U = \cos \varepsilon; \quad dV = e^{3m\varepsilon} d\varepsilon; \\ dU = -\sin \varepsilon d\varepsilon; \quad V = \frac{e^{3m\varepsilon}}{3m}. \end{array} \right] = \frac{e^{3m\varepsilon}}{3m} \sin \varepsilon \Big|_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} - \frac{e^{3m\varepsilon}}{9m^2} \cos \varepsilon \Big|_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} - \frac{1}{9m^2} \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} e^{3m\varepsilon} \sin \varepsilon d\varepsilon.$$

З виразу (13) отримаємо рівність:

$$\int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} e^{3m\varepsilon} \sin \varepsilon d\varepsilon = \frac{e^{3m\varepsilon}}{3m} \sin \varepsilon \Big|_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} - \frac{e^{3m\varepsilon}}{9m^2} \cos \varepsilon \Big|_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} - \frac{1}{9m^2} \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} e^{3m\varepsilon} \sin \varepsilon d\varepsilon. \quad (14)$$

Таким чином, в лівій і правій частинах рівності (14) є шуканий інтеграл, після перенесення його в одну із частин, матимемо шуканий інтеграл:

$$\int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} e^{3m\varepsilon} \sin \varepsilon d\varepsilon = \frac{3me^{3m\varepsilon}}{(9m^2+1)} \left(\sin \varepsilon - \frac{\cos \varepsilon}{3m} \right) \Big|_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} = \frac{3m}{(9m^2+1)} \left(e^{3m\varepsilon_2} \left(\sin \varepsilon_2 - \frac{\cos \varepsilon_2}{3m} \right) - e^{3m\varepsilon_1} \left(\sin \varepsilon_1 - \frac{\cos \varepsilon_1}{3m} \right) \right). \quad (15)$$

$$I_3 = \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} e^{2m\varepsilon} d\varepsilon = \frac{e^{2m\varepsilon}}{2m} \Big|_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} = \frac{1}{2m} (e^{2m\varepsilon_2} - e^{2m\varepsilon_1}). \quad (16)$$

Підставляючи вирази (12), (15) та (16) у (9), після перетворень отримаємо:

$$x_{C_1}^{лог.} = \frac{4\rho_0 m^2 \left[e^{3m\varepsilon_2} \left(\cos \varepsilon_2 + \frac{\sin \varepsilon_2}{3m} \right) - e^{3m\varepsilon_1} \left(\cos \varepsilon_1 + \frac{\sin \varepsilon_1}{3m} \right) \right]}{(9m^2 + 1)(e^{2m\varepsilon_2} - e^{2m\varepsilon_1})}$$

та

$$y_{C_1}^{лог.} = \frac{4\rho_0 m^2 \left[e^{3m\varepsilon_2} \left(\sin \varepsilon_2 - \frac{\cos \varepsilon_2}{3m} \right) - e^{3m\varepsilon_1} \left(\sin \varepsilon_1 - \frac{\cos \varepsilon_1}{3m} \right) \right]}{(9m^2 + 1)(e^{2m\varepsilon_2} - e^{2m\varepsilon_1})}.$$

Визначимо площу розглядуваного сектора логарифмічної спіралі [7]:

$$S_1^{лог.} = \frac{1}{2} \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} \rho^2 d\varepsilon = \frac{1}{2} \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} \rho_0^2 e^{2m\varepsilon} d\varepsilon = \frac{\rho_0^2}{4m} (e^{2m\varepsilon_2} - e^{2m\varepsilon_1}).$$

Для обох випадків координати центра ваги x_{C_2} та y_{C_2} трикутника ΔOAB (рис. 1), в якому $\angle AOB = \varepsilon_2 - \varepsilon_1$, $OB = \rho_1$, $OA = \rho_2$. З трикутника ΔOAB за теоремою косинусів матимемо $AB^2 = \rho_1^2 + \rho_2^2 - 2\rho_1\rho_2 \cos(\varepsilon_2 - \varepsilon_1)$. Медіана трикутника ΔOAB , що проведена до сторони AB , згідно [8] рівна $OK = \sqrt{2 \cdot OA^2 + 2 \cdot OB^2 - AB^2} / 2$. Після підстановки значень та перетворень, отримаємо $OK = \sqrt{\rho_1^2 + \rho_2^2 + 2\rho_1\rho_2 \cos(\varepsilon_2 - \varepsilon_1)} / 2$. Центр ваги трикутника розміщений у точці перетину медіан. Ця точка ділить кожен із медіан на відрізки у відношенні 1:2, з врахуванням цього матимемо $OC_2 = 2 \cdot C_2K = 2 \cdot OK / 3 = \sqrt{\rho_1^2 + \rho_2^2 + 2\rho_1\rho_2 \cos(\varepsilon_2 - \varepsilon_1)} / 3$. Також з рис. 1 очевидно, що $KB = AB / 2$.

З трикутника ΔOKB за теоремою синусів $\sin \angle KOB = \frac{KB}{OK} \sin \angle OBK = \frac{AB}{2 \cdot OK} \sin \angle OBK$. З трикутника ΔOAB за теоремою синусів визначимо синус кута $\angle OBA = \angle OBK$, тобто $\sin \angle OBA = \frac{OA}{AB} \sin(\varepsilon_2 - \varepsilon_1)$. Тоді можна записати:

$$\sin \angle KOB = \frac{AB}{2 \cdot OK} \cdot \frac{OA}{AB} \sin(\varepsilon_2 - \varepsilon_1) = \frac{\rho_2}{\sqrt{\rho_1^2 + \rho_2^2 + 2\rho_1\rho_2 \cos(\varepsilon_2 - \varepsilon_1)}} \sin(\varepsilon_2 - \varepsilon_1).$$

Позначимо кут нахилу медіани OK до осі x через $\varepsilon_{мед.}$ (рис. 1), який визначається $\varepsilon_{мед.} = \varepsilon_1 + \angle KOB$. Після підстановки значень, отримаємо:

$$\varepsilon_{мед.} = \varepsilon_1 + \arcsin \left[\frac{\rho_2}{\sqrt{\rho_1^2 + \rho_2^2 + 2\rho_1\rho_2 \cos(\varepsilon_2 - \varepsilon_1)}} \sin(\varepsilon_2 - \varepsilon_1) \right].$$

Координати центра ваги трикутника ΔOAB :

$$x_{C_2} = OC_2 \cos \varepsilon_{мед.} = \frac{1}{3} \sqrt{\rho_1^2 + \rho_2^2 + 2\rho_1\rho_2 \cos(\varepsilon_2 - \varepsilon_1)} \cos \varepsilon_{мед.}$$

та

$$y_{C_2} = OC_2 \sin \varepsilon_{мед.} = \frac{1}{3} \sqrt{\rho_1^2 + \rho_2^2 + 2\rho_1\rho_2 \cos(\varepsilon_2 - \varepsilon_1)} \sin \varepsilon_{мед.}.$$

Площа трикутника ΔOAB :

$$S_2 = \frac{1}{2} \cdot OA \cdot OB \cdot \sin(\varepsilon_2 - \varepsilon_1) = \frac{1}{2} \rho_1 \rho_2 \sin(\varepsilon_2 - \varepsilon_1). \quad (20)$$

Координати центра ваги розглядуваного сегмента (шару насінневого вороху льону):

$$x_C = \frac{x_{C1}^{Арх./лог.} S_1^{Арх./лог.} - x_{C2} S_2}{S_{сег.}} \quad \text{та} \quad y_C = \frac{y_{C1}^{Арх./лог.} S_1^{Арх./лог.} - y_{C2} S_2}{S_{сег.}}, \quad (21)$$

де $S_{сег.}$ – площа розглядуваного сегмента ($S_{сег.} = S_1^{Арх./лог.} - S_2$), м².

Відстань від осі обертання спірального сепаратора (на рис. 1 – центр спіралі Архімеда, тобто точка O) до центра ваги шару насінневого вороху:

$$r_{ц.в.} = \sqrt{x_C^2 + y_C^2}. \quad (22)$$

Задаючи необхідне розміщення шару вороху на решеті, тобто задавши $\rho(\varepsilon_1)$ та $\rho(\varepsilon_2)$, можна визначити площу сегмента $S_{сег.}$ та об'єм шару вороху $V_{н.в.} = S_{сег.} s_{реш.}$. За об'ємом шару вороху визначається маса порції насінневого вороху $m_{н.в.} = V_{н.в.} \rho_{н.в.}$, яку необхідно завантажити на виток спіралеподібного решета.

При горизонтальному положенні шару насінневого вороху (коли лінія верхнього рівня шару вороху горизонтальна) на витку спіралеподібного решета його центр ваги (на рис. 2, а – точка C_1) зміщений відносно вертикальної осі, що в площині рис. 2 опущена вниз з центра спіралі O , в сторону розкручування спіралі. Це зумовлено особливістю спіралеподібної конструкції решета, внаслідок чого в горизонтальному положенні шар вороху несиметричний в перерізі відносно вказаної осі. Тому при обертанні спіралеподібного решета з нерухомим шаром вороху на ньому центр ваги шару спочатку переміститься з положення C_1 в найнижчу точку C_2 своєї траєкторії (рис. 2, б), що знаходиться на вертикальній осі, а далі підніматиметься вгору до досягнення ворохом кута природного відкосу $\psi_{н.в.}$ при цьому центр ваги шару переміститься у точку C_3 (рис. 2, в). При досягненні шаром вороху кута природного відкосу $\psi_{н.в.}$ ворох починає переміщатися спіралеподібним решетом вниз, внаслідок чого відбувається його сепарація. На підйом шару вороху з положення його центра ваги C_2 до положення C_3 затрачається найбільша робота, а, відповідно, потужність. Висота підйому шару вороху з положення його центра ваги C_2 до положення C_3 визначається таким чином:

$$h_{\psi} = r_{ц.в.} - r_{ц.в.} \cos \psi_{н.в.} = r_{ц.в.} (1 - \cos \psi_{н.в.}). \quad (23)$$

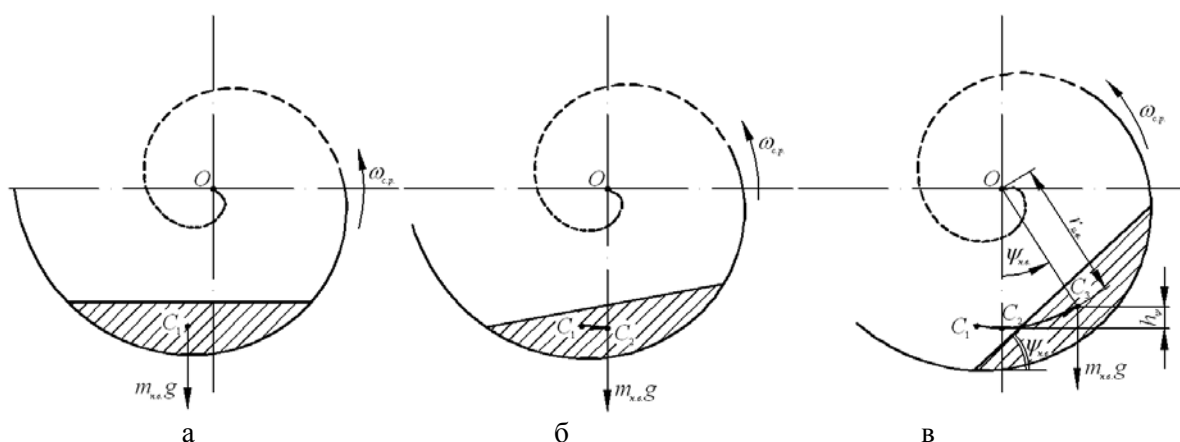


Рисунок 2 – Схеми до визначення потужності, що необхідна для підйому шару насінневого вороху до кута природного відкосу:

а – шар вороху у горизонтальному положенні; б – шар вороху у положенні, коли його центр ваги знаходиться на вертикальній осі; в – шар вороху піднятий до кута природного відкосу.

Час підйому шару насінневого вороху льону на висоту h_{ψ} складе $t_{\psi} = \psi_{н.в.} / \omega_{с.р.}$ (де $\omega_{с.р.}$ – кутова швидкість обертання спіралеподібного решета, рад./с).

Потужність, що необхідна для підйому шару насінневого вороху до кута природного відкосу:

$$N_{\text{під.}} = \frac{m_{н.в.} g h_{\psi}}{t_{\psi}} = \frac{m_{н.в.} g r_{ц.в.} (1 - \cos \psi_{н.в.}) \omega_{с.р.}}{\psi_{н.в.}} \quad (24)$$

Висновок. Аналіз виразу (24) показує, що чим далі шар насінневого вороху розміщений на спіралеподібному решеті від осі його обертання, тим більша потужність затрачається на підйом шару до кута природного відкосу.

1. Кудрявцев С.Н. Повышение эффективности переработки сырого льновороха путем применения сепаратора / С.Н. Кудрявцев // Энергоресурсосберегающие технологии и технические средства для их обеспечения в сельскохозяйственном производстве: материалы Междунар. науч.-практ. конф. молодых ученых. – Минск, 2010. – С. 141-144.

2. Боярчук Ю.И. Повышение эффективности послеуборочной обработки льновороха путем его сепарации перед сушкой: автореф. дисс... канд. техн. наук: 05.20.01 / Боярчук Юрий Иванович; Всерос. селекц.-технол. ин-т садоводства и питомниководства. – М., 1994. – 13 с.

3. Карташевич С.М. Механико-технологические основы повышения эффективности механизированных комплексов для послеуборочной обработки зерна и семян (теория, расчет, результаты проектирования и испытания технологических комплексов): монография / С.М. Карташевич. – Минск: РУП “БелНИИагроэнерго”, 2001. – 288 с.

4. Гусева Т.А. Дослідження процесу сепарації паливних гранул на спіральному сепараторі / Т.А. Гусева, І.М. Дударев // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 31. – Луцьк: РВВ Луцького НТУ, 2015. – С. 42-46.

5. Каплан И.А. Практические занятия по высшей математике: Кратные и криволинейные интегралы / И.А. Каплан. – Часть IV. – 2-е изд. – Харьков: ХГУ, 1971. – 498 с.

6. Берман Г.Н. Сборник задач по курсу математического анализа: учебное пособие для вузов. – 20-е изд. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1985. – 384 с.

7. Каплан И.А. Практические занятия по высшей математике / И.А. Каплан. – 3-е изд. – Харьков: ХГУ, 1967. – 947 с.

8. Цыпкин А.Г. Справочник по математике для средних учебных заведений / А.Г. Цыпкин. – 4-е изд., испр. и доп. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 432 с.

REFERENCES

1. Kudravtsev, S. (2010). Increase of efficiency of process of treatment of flax heap by application of separator. [Povyshenie effektivnosti pererabotki syrogo lnovoroha putom primeneniya separatora]. *Materials of the International Scientific and Practical Conference of Young Scientists “Energy and resource saving technologies and technical equipment in the agricultural industry”*. [Materialy Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii molodyh uchonyh “Energoresursozberegaushie tehnologii i technicheskie sredstva dla ih obespechenia v selskom hozyaystve”]. Minsk, RUP “NPC NAN Belarusi po mehanizatsii selskogo hozyaystva”, pp. 141-144.

2. Boyarchuk, Y. (1994). Increase of efficiency of after harvesting treatment of flax heap by separation before drying. Ph.D. Diss. [Povyshenie effektivnosti posleuborochnoy obrobтки lnovoroha putom yego separatsii pered sushkoy. Ph.D. Diss.]. Moscow, 16 p.

3. Kartashevich, S. (2001). Mechanical and technological bases of increase of efficiency of the mechanical complexes for after harvesting treatment of grain and seed. [Mehanicо-technologicheskіe osnovy povysheniya effektivnosti mehanizirovanykh kompleksov dla posleuborochnoy obrobтки zerna i semyan]. Minsk, RUP “BelNIИagroenergo” Publ. 288 p.

4. Guseva, T. & Dudarev, I. (2015). Investigation of the process of separation of pellets on a spiral separator. [Doslidzhenia protsesu separatsii palyvnykh granul na spiralnomu separatori]. *Bulletin: Agricultural machines*. Vol. 31. Lutsk, RVV LNTU Publ., pp. 42-46.

5. Kaplan, I. (1971). Practical employments for higher mathematics: Multiple and curvilinear integrals. [Practicheskіe zanytiya po vyshey matematike: Kratnye I krivolіneynye integraly]. Kharkiv, Kh. SU Publ. 498 p.

6. Berman, G. (1985). Collection of tasks to on-course mathematical analysis. [Sbornik zadach po kursu matematicheskogo analiza]. Moscow, Nauka Publ. 384 p.

7. Kaplan, I. (1967). Collection of tasks to on-course mathematical analysis. [Practicheskіe zanytiya po vyshey matematike]. Kharkiv, Kh. SU Publ. 947 p.

8. Tsyppkin, A. (1988). Reference book of mathematics for middle educational establishments. [Spravochnik po matematike dla srednih uchebnykh zavedeniy]. Moscow, Nauka Publ. 432 p.

Дударев І.Н. Определение энергетических параметров спирального сепаратора.

Семенной ворох льна включает свободные семена льна и семенные коробочки льна. Поэтому, семенной ворох льна перед сушкой для уменьшения энергетических затрат на процесс необходимо сепарировать. Во время сепарации семенной ворох льна разделяют на свободные семена льна и семенные коробочки льна. Сушка отдельно семян льна и семенных коробочек льна снижает затраты энергии на процесс. Способ сепарации семенного вороха льна зависит от состава вороха.

Для сепарации семенного вороха льна предлагается использовать спиральный сепаратор, который включает спиралевидное решето. Предложенное конструктивное решение позволяет уменьшить габаритные размеры сепаратора за счет установки спиралевидного рабочего органа, и, соответственно, уменьшить его металлоемкость и энергоемкость. Особенностью работы спирального сепаратора является то, что слой семенного вороха льна, который размещен на витке спиралевидного решета, сначала поднимается до угла естественного откоса, а после этого начинает движение поверхностью спиралевидного решета. Для определения мощности, необходимой для подъема слоя семенного вороха до угла естественного откоса в спиральном сепараторе, проведены теоретические исследования по определению координат центра тяжести слоя вороха, который размещен на витке спиралевидного решета. Центр тяжести слоя вороха определен для двух случаев: первый случай – слой вороха размещен на спиралевидном решете, которое скручено по спирали Архимеда; второй случай – слой вороха размещен на спиралевидном решете, которое скручено по логарифмической спирали. В статье также проанализировано перемещение центра тяжести слоя вороха из горизонтального положения до угла естественного откоса. Получена аналитическая зависимость, которая устанавливает взаимосвязь между мощностью, которая необходима для подъема слоя семенного вороха до угла естественного откоса, и размещением вороха на витках спирального сепаратора, а также угловой скоростью вращения спиралевидного решета.

Ключевые слова: спиральный сепаратор, спиралевидное решето, семенной ворох льна, энергетические параметры, центр тяжести слоя материала.

I. Dudarev. Determination of energy parameters of the spiral separator.

Flax seed heap contains flax seeds and flax capsules. That's why flax seed heap must be separated before drying to reduce energy consumption. During the separation flax seed heap divided into two components: free flax seeds and flax capsules. Drying individual flax seeds and flax capsules reduces energy consumption in the process. The method of separation of flax seed heap depends on the composition of the heap.

The design of spiral separator is proposed for separation of flax seed heap. Spiral separator includes spiral sieve. The design of spiral separator can reduce the overall size of the separator by installing spiral working body. Spiral separator design reduces the power consumption of the separator and metal content. Layer of flax seed heap on the spiral sieve at first rises to the angle of slopes and then starts moving spiral sieve surface of spiral separator. Results of theoretical researches of coordinates of the center of gravity of flax seed heap layer on the spiral sieve are presented in the article. These results of theoretical researches are necessary for determination of energy parameters of lifting of flax seed heap layer to the angle of slopes in the spiral separator. The center of gravity of flax seed heap layer determined for two cases: the first case – flax seed heap layer placed on a sieve spiral that rolled by Archimedes spiral; the second case – flax seed heap layer placed on a sieve spiral that rolled on a logarithmic spiral. Movement of the center of gravity of flax seed heap layer from horizontal to angle of slopes is analyzed in the article. An analytical dependence between the energy parameters of the spiral separator and the angular speed spiral sieve and placing of flax seed heap layer on the spiral sieve is determined.

Keywords: spiral separator, spiral sieve, flax seed heap, energy parameters, center of gravity of the material layer.

АВТОР:

ДУДАРЕВ Ігор Миколайович, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Обладнання переробних виробництв», Луцький НТУ, e-mail: i_dudarev@ukr.net.

AUTHOR:

Igor DUDAREV, PhD., Assoc. Professor of Production Processing Equipment Department, Lutsk National Technical University, e-mail: i_dudarev@ukr.net.

Стаття надійшла в редакцію 27.08.2015р.

Захарчук В.І., Ткачук В.В., Захарчук О.В., Цикун Ю.О.
Луцький національний технічний університет

АДАПТУВАННЯ БІОДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА ДО ВИКОРИСТАННЯ В АВТОТРАКТОРНІЙ ТЕХНІЦІ

Традиційне біодизельне паливо, яким є метиловий ефір ріпакової олії, виготовляється з використанням метанолу, а значить є високотоксичним та агресивним до матеріалів двигуна. Тому в Луцькому НТУ створено нове біодизельне паливо на основі ріпакової олії та ізопропілового спирту – ріпаковий ізопропіловий ефір. Наведена порівняльна характеристика експлуатаційних властивостей синтезованого продукту та інших біодизельних палив, а також нафтового палива. Недоліком даного палива є те, що в'язкість ріпакового ізопропілового ефіру в три рази більша за в'язкість нафтового палива. Наведено результати розрахункових досліджень хіміко-енергетичних показників різних палив. Розроблені способи поліпшення експлуатаційних характеристик ріпакового ізопропілового ефіру, зокрема зменшення його в'язкості, оскільки підвищена в'язкість може призвести до погіршення роботи дизеля. Пропонується використовувати дане біопаливо в підігрітому до 65°C стані. В цьому випадку в'язкість біопалива наближається до в'язкості нафтового дизельного палива. Потрібне значення в'язкості можна отримати також змішуванням ріпакового ізопропілового ефіру з нафтовим паливом. Додавка 25 % біопалива до нафтового палива дозволяє отримати прийнятне значення в'язкості сумішевого палива. Зроблено висновок про високу якість синтезованого біопалива та можливість його застосування в дизелях.

Ключові слова: біодизельне паливо, ізопропіловий ефір ріпакової олії, експлуатаційні властивості.

Вступ. Ситуація, яка склалась в Україні із забезпеченням її економіки недостатніми обсягами енергоносіїв власного видобутку, в умовах енергетичної залежності від Росії, гостро ставить проблему пошуку альтернативних видів палива. Тому виробництво і застосування біопалив в Україні є надзвичайно актуальним питанням сьогодення.

Результати дослідження. Традиційне біодизельне паливо виробляється із застосуванням метилового спирту, який є високотоксичним та небезпечним для здоров'я людей. Це суттєвий негативний фактор з точки зору екологічної безпеки при виробництві біопалива (особливо в умовах сільськогосподарського виробництва) та його використанні, адже через ефекти деструкції можливе виділення з біопалива метилового спирту, особливо при відхиленні від нормальної роботи паливної системи двигуна. Також недоліком метилового ефіру є те, що він є досить агресивною речовиною по відношенню до матеріалів деталей двигуна (метали, гума). Тому при його застосуванні вимагається заміна паливних баків, паливних шлангів та прокладок на такі, що виготовлені зі стійкого до метилового ефіру ріпакової олії (МЕРО) матеріалу, а також частіша заміна моторного масла, що створює значні труднощі для користувачів [1, 2].

В Луцькому НТУ (ЛНТУ) розроблено нове біодизельне паливо на основі ріпакової олії та ізопропілового спирту – ріпаковий ізопропіловий ефір(PIE).

Щоб забезпечити нормальну роботу транспортного засобу (ТЗ) паливо повинне мати певні експлуатаційні властивості, які визначаються їх складом та фізико-хімічними властивостями. Вирішальне значення мають фізико-хімічні властивості моторних палив, оскільки вони визначають їх сумісність з двигуном[3,4].

Експлуатаційні властивості біодизельного палива на основі ріпакової олії та ізопропілового спирту досліджувались у лабораторних умовах центральної лабораторії НПК «Галичина» (м. Дрогобич). Отримані значення порівнювались із значеннями відповідних показників еталону (PME), а також із значеннями показників нафтового дизельного палива(ДП) згідно вимог чинної нормативної документації (табл. 1).

Здатність палива до самозаймання характеризується цетановим числом (ЦЧ). Оптимальне значення ЦЧ для сучасних дизелів становить 45-55 од. Тобто ЦЧ створеного біопалива та еталону знаходяться в межах норми. Це забезпечить легкий запуск холодного дизеля і режим "м'якої" роботи.

В'язкість біопалива впливає на процеси його випаровування і сумішоутворення в дизелі. При малій в'язкості порушується дозування палива, зменшується далекобійність струменю. Крім цього, в'язкість визначає прокачуваність паливопроводами і мастильні властивості палива. Із зменшенням в'язкості прокачуваність палива поліпшується, але змащування прецизійних деталей паливної

апаратури погіршується. Необхідно відмітити, що в'язкість нового біопалива значно вища у порівнянні з відповідним значенням нормативних вимог. Це є недоліком РІЕ. Тому дане біодизельне паливо можна рекомендувати для експлуатації в підігрітому стані або у суміші з нафтовим ДП.

Таблиця 1. Порівняльна оцінка показників експлуатаційних властивостей РІЕ, еталону (РМЕ) та ДП

№ з/п	Найменування показників	Метод випробування	Норми за ДСТУ 3868-99	Паливо дизельне	Експериментальні дані	
					РІЕ	РМЕ (еталон)
1.	Цетанове число	ДСТУ3868-99	Не нижче 45	47	49	48
2.	Густина, г/см ³ при 20 °С	ГОСТ3900-99	Не більше 0,860	0,84	0,88	0,88
3.	Фракційний склад: 50% вик., °С 96% вик., °С, (не більше)	ГОСТ2177-99	280 370	274 363	260 322	250 367
4.	В'язкість кінематична при 40 °С, мм ² /с	ДСТУ 33-00	3,0-6,0 при 20 °С	5,4	16,1	5,6
5.	Масова частка сірки, %	ГОСТ13380-81	Не більше 0,5%	0,54	0,009	0,007
6.	Кислотність, мг КОН на 100 см ³ палива	ГОСТ5985-79	Не більше 5,0	2,7	Відс.	Відс.
7.	Температура застигання, °С	ГОСТ20287-91	Не вище -10	-14±1	-22±1	-12±1
8.	Коефіцієнт фільтрованості	ГОСТ19006-73	Не більше 3,0	2,3	1,3	1,3
9.	Гранична температура фільтрованості, °С	ГОСТ22254-92	Не вище -5	-5	-1	-2
10.	Зольність, %	ГОСТ1461-75	Не більше 0,01	0,002	0,012	0,011

Продукти згорання сірки, яка міститься в моторному паливі, спричиняють корозію деталей дизеля, забруднюють навколишнє середовище. Вміст сірки у новому біопаливі незначний, що робить дане паливо не корозійно активним. Євростандартом вводиться обмеження вмісту сірки в паливі до 15 ppm. Одночасно завдяки цьому таке паливо втрачає мастильні властивості. Завдяки добрій маслянистості і високій в'язкості біодизельного палива введення його в очищене від сірки нафтове паливо у кількості більше 2 % (за об'ємом) доводить мастильні властивості до норми.

Важливими показниками експлуатаційних властивостей моторних палив є їх низькотемпературні властивості, які характеризуються, насамперед, температурою застигання і граничною температурою фільтрованості. Ці властивості забезпечують прокачуваність палива паливопроводами, легкість проведення заправних операцій у холодну пору року [5, 6].

Температура застигання РІЕ удвічі нижча, ніж у РМЕ, і у 2,2 рази нижча, ніж вимагає ДСТУ для нафтового ДП марки "Л". Це важлива перевага нового палива над існуючими аналогами, адже вона дає можливість використовувати таке біодизельне паливо в зимовий період до температури -22 °С, тоді як еталон – до -12 °С. Коефіцієнт фільтрованості палив не повинен перевищувати 3. Обидва біопалива мають показник фільтрованості в межах норми.

Фракційний склад характеризує випаровуваність палива. Особливістю РІЕ є вузький температурний інтервал википання робочої фракції: від 260 до 322 °С, за стандартом на нафтове дизельне паливо він складає – 280-370 °С. Це може викликати утруднений запуск дизеля через недостатню кількість легких пускових фракцій.

Кислотність досліджуваного біопалива є низькою, тобто паливо не є корозійно активним. Це пояснюється тим, що кислотні сполуки нейтралізуються використанням при синтезі палива лужним катализатором.

Зольність РІЕ, як і РМЕ, в межах норми, що свідчить про відсутність у біодизельних паливах мінеральної золи. Палива органічного походження згорають без залишку.

З отриманих результатів можна зробити висновок, що показники експлуатаційних властивостей створеного палива не гірші за аналогічні для нафтового ДП та біопалива на основі метилового спирту (РМЕ), за винятком в'язкості, а температура застигання вдвічі нижча (- 22 °С), порівняно з останнім [8].

Для порівняння теплоенергетичних властивостей біодизельних палив, які відрізняються між собою за елементарним складом, розраховано нижчу теплоту згорання. Для цього визначено елементарний склад нового біопалива відповідно до вмісту кислот у ріпаковій олії (табл. 2). В таблицю включені також дані щодо ріпакового етилового ефіру (РЕЕ) [9].

Таблиця 2. Хіміко-енергетичні показники дизельних палив

№ з/п	Показник	Паливо			
		ДП	РМЕ	РЕЕ	РІЕ
1.	Склад за масою, %				
	С	87	77,5	77,54	76,28
	Н	12,6	12,0	12,04	13,16
	О	0,4	10,5	10,42	10,05
2.	Теоретично необхідна кількість повітря для повного згорання 1 кг палива, кг	14,45	12,70	12,73	12,98
3.	Нижча теплота згорання, МДж/кг	42,44	37,50	37,56	38,33

Як видно з розрахунків, менша частина вуглецю в молекулах біодизельних палив призводить до зменшення їх нижчої теплоти згорання. Тому для отримання однакової ефективної потужності дизеля при його роботі на нафтовому ДП та біодизельних паливах питома ефективна витрата палива є більшою у випадку використання біопалив. Крім того до деякого погіршення показників дизеля при роботі на біодизельних паливах призводить їх більша в'язкість у порівнянні з нафтовим паливом. Наслідком цього є дещо гірше розпилювання цього палива форсунками.

При використанні нового біодизельного палива, в якому кількість легких фракцій у порівнянні з нафтовим дизельним паливом незначна, та в три рази більша в'язкість можливе інтенсивне коксування розпилювачів форсунок. Щоб уникнути цього явища вважаємо за доцільне при використанні РІЕ в якості моторного палива його підігрівати. Вязкісно-температурна характеристика РІЕ показана на рис. 1. Як видно з рис. 1 зміна в'язкості біопалива відбувається непропорційно зміні температури.

При впорскуванні палива повинна забезпечуватись потрібна якість розпилювання і розподіл палива по камері згорання. Це зумовлено тим, що після попадання палива в камеру згорання необхідне швидке протікання наступних фізичних і хімічних процесів: нагрів, випаровування, змішування, окислення і т.д.

До фізико-хімічних властивостей палива, які впливають на динаміку струменя палива та дрібність розпилювання при інших однакових умовах відносять в'язкість та густину палива. В'язкість нового біопалива в три рази вища за в'язкість нафтового палива.

Підвищена в'язкість ДП утруднює прокачку паливної системи, очищення палива, наповнення надплунжерної порожнини, витікання крізь розпилювач та подріблювання струменю. При підвищенні в'язкості зростає далекобійність струменю, що зменшує частку об'ємного сумішоутворення і призводить до попадання на стінки камери згорання більшої кількості палива. При переході на більш в'язке паливо середній діаметр крапель зростає, а кут розсіювання паливного струменя і його бокова поверхня зменшується.

З ростом густини палива по відношенню до нафтового палива зростає максимальний тиск перед форсункою, що призводить до збільшення циклової подачі палива, а також переміщується в сторону збільшення дійсний момент початку впорскування палива.

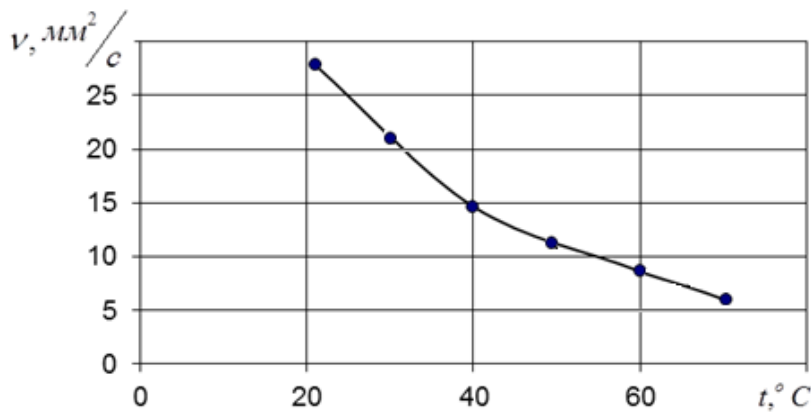


Рисунок 1. В'язкісно-температурна характеристика РІЕ

Якість розпилювання палива можна вважати задовільною, якщо паливо впорскується в атмосферу в туманоподібному стані і рівномірно розподіляється в поперечному перерізі конуса струменя і по кожному отвору розпилювача. Впорскування палива форсункою з новим розпилювачем повинен супроводжуватись характерним різким скрипучим звуком.

Була проведена експериментальна оцінка якості розпилювання нового біопалива форсункою ФД-22 з новим розпилювачем на приладі КП-1609А для перевірки форсунок та порівняння з якістю розпилювання нафтового дизельного палива. Тиск впорскування нафтового палива становив 17 МПа, біопалива – 17,5 МПа. Якість розпилювання біопалива за експертною оцінкою значно гірша. Визначався кут конуса розпилювання за відбитком впорскування на листку копіювального паперу, який розміщувався на відстані 210 мм від торця розпилювача. Вісь конуса струменю співпадала з віссю соплового отвору розпилювача.

Таким чином вплив підвищеної в'язкості палива зводиться в основному до погіршення впорскування, його запізнення та затягування та до підвищення навантажень в приводі паливного насоса. Тому пропонується використовувати дане біопаливо в підігрітому до 65 °С стані. В цьому випадку в'язкість біопалива наближається до в'язкості нафтового дизельного палива.

В даний час біопалива часто використовуються в сумішах з нафтовим ДП. Основною проблемою широкого використання біопалив на вітчизняній автотракторній техніці є недостатня пристосованість дизелів класичної конструктивної схеми. Для забезпечення нормативних техніко-економічних показників дизелів потрібне біопаливо, яке має ті ж експлуатаційні характеристики, що і нафтове ДП.

В таблиці 3 наведені дані нафтового ДП, біодизельного палива (РІЕ) та його сумішей з ДП.

Таблиця 3. Елементарний склад, нижча теплота згоряння та фізичні властивості досліджуваних палив

Паливо	Елементарний склад			H_u , МДж/кг	Густина, кг/м ³	Кінематична в'язкість, мм ² /с
	С	Н	О			
100% ДП	0,87	0,126	0,004	42,4	826	4,20
100% БДП	0,768	0,122	0,109	37,5	880	16,1
25%БДП	0,844	0,125	0,030	41,29	845	6,3
50% БДП	0,819	0,124	0,056	40,04	860	10,9

З таблиці 3 видно, що ріпаковий ізопропіловий ефір має в'язкість в 3,8 рази більшу у порівнянні з нафтовим ДП. Потрібне значення в'язкості можна отримати змішуванням РІЕ з ДП. Додавка 25 % БДП дозволяє отримати прийнятне значення в'язкості сумішевого палива.

Висновки. Аналіз експлуатаційних властивостей біодизельних палив свідчить про те, що нове біодизельне паливо має нижчу температуру застигання, ніж метиловий ефір ріпакової олії, має низьку токсичність і агресивність, чим є подібним до етилового ефіру ріпакової олії, і є значно дешевшим. Недоліком нового палива є його підвищена в'язкість, але цей недолік усувається підігрівом палива або його використанням в суміші з нафтовим ДП.

1. Марков В.А. Альтернативные топлива и методика оценки их экологических качеств / В.А. Марков, А.А. Ефанов, С.Н. Девянин // Грузовик. – 2007. – №6. – С. 27–34.
2. Девянин С.Н. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей / С.Н. Девянин, В.А. Марков, В.Г. Семенов. – Харьков: Новое слово, 2007. – 452 с.
3. Патрахальцев Н.Н. Повышение экономических и экологических качеств двигателей внутреннего сгорания на основе применения альтернативных топлив / Н.Н. Патрахальцев. – М.: РУДН, 2008. – 248 с.
4. Использование альтернативных топлив в самоходной технике : научно-информационный материал. – М.: Московский государственный агроинженерный университет им. В.П. Горюхина, 2010. – 95 с.
5. Савельев Г.С. Производство и использование биодизельных топлив из рапса / Г.С. Савельев. – М.: ГНУ ВИМ, 2007. – 96 с.
6. Уханов А.П. Рапсовое биотопливо / А.П. Уханов. – Пенза: РИО ПГСХА, 2008 – 229 с.
7. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия / И.В. Парсаданов. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2003. – 244 с.
8. Захарчук В.И. Технология получения и эксплуатационные характеристики изопропилового эфира рапсового масла / В.И. Захарчук, В.В. Ткачук // Химия и технология топлив и масел. – 2012. – №6. – С. 3–7.
9. Захарчук В.И. Применение альтернативных топлив в автотракторных дизелях / В.И. Захарчук // Энергосбережение. – 2010. – №2. – С. 26–28.

REFERENCES

1. Markov, V., Efanov, A. & Devjanin, S. (2007). Alternative fuels and methods of assessment of their environmental qualities. [A'l'ternativnye topliva i metodika ocenki ih ekologicheskikh kachestv]. *Gruzovik*. Vol. 6. Moscow, pp. 27–34.
2. Devjanin, S., Markov, V. & Semenov, V. (2007). *Vegetable oils and fuels on their basis for diesels*. [Rastitel'nye masla i topliva na ih osnove dlja dizel'nykh dvigatelej]. Kharkiv, Novoe slovo Publ. 452p.
3. Patrahal'cev, N. (2008). *The increasing economic and environmental qualities of internal combustion engines through the use of alternative fuels*. [Povyshenij ekonomicheskij i ekologicheskij kachestv dvigatelej vnutrennego sgoranija na osnove primenija al'ternativnykh topliv]. Moscow, RUDN Publ., 248 p.
4. Using alternativnih fuel in self-propelled technology (2010). [Ispol'zovanie al'ternativnih topliv v samohodnoj tehnike]. *Nauchno-informacionnyj material*. Moscow: Moskovskij gosudarstvennyj agroinzhenernyj universitetim. V.P. Goriachkina, 95 p.
5. Savel'ev, G. (2007). *The production and use of biodiesel fuels from rape seed*. [Proizvodstvo i ispol'zovanie biodizel'nykh topliv iz rapsa]. Moscow, GNU VIM Publ., 96 p.
6. Uhanov, A. (2008). *Rape seed biofuel*. [Rapsvoe biotopливо]. Penza, RIO PGSXA Publ., 229 p.
7. Parsadanov, I. (2003). *Improving the quality and competitiveness of diesel engines based on integrated fuel-ecological criteria*. [Povyshenie kachestva i konkurentosposobnosti dizelei na osnove kompleksnogo toplivno-ekologicheskogo kriterija]. Kharkiv, NTU "HPI" Publ., 244 p.
8. Zaharchuk, V. & Tkachuk, V. (2012). The technology of production and operational characteristics of the isopropyl ester of rape seed oil. [Tehnologij poluchenija i ekspluatacionnye harakteristiki izopropilovogo efira rapsovogo masla]. *Himija i tehnologija topliv i masel*, Vol. 6. Moscow, pp.3–7.
9. Zaharchuk, V. (2010). The use of alternative fuels in automotive diesel engines. [Primenenie al'ternativnykh topliv v avtotraktornykh dizel'jah]. *Energoberezenie*. Vol. 2. Moscow, pp.26–28.

Захарчук В.І., Ткачук В.В., Захарчук О.В., Цикун Ю.О. Адаптування біодизельного палива до використання в автотракторній техніці.

Традиційне біодизельне паливо, яким є метиловий ефір ріпакової олії, виготовляється з використанням метанолу, а значить є високотоксичним та агресивним до матеріалів двигуна. Тому в Луцькому НТУ створено нове біодизельне паливо на основі ріпакової олії та ізопропілового спирту – ріпаковий ізопропіловий ефір. Наведена порівняльна характеристика експлуатаційних властивостей синтезованого продукту та інших біодизельних палив, а також нафтового палива. Показники експлуатаційних властивостей створеного палива не гірші за аналогічні для нафтового палива та біопалива на основі метилового спирту, а його температура застигання є вдвічі нижчою у порівнянні з метиловим ефіром, що є суттєвим позитивним чинником. Недоліком даного палива є те, що в'язкість ріпакового ізопропілового ефіру в три рази більша за в'язкість нафтового палива. Наведено результати розрахункових досліджень хіміко-енергетичних показників різних палив. Для цього було визначено елементарний склад ріпакового ізопропілового ефіру за вмістом жирних кислот в цьому паливі. Як видно з цих результатів, менша кількість вуглецю в молекулах біодизельних палив призводить до зменшення їх нижчої теплоти згорання. Розроблені способи поліпшення експлуатаційних характеристик ріпакового ізопропілового ефіру, зокрема зменшення його в'язкості, оскільки підвищена в'язкість може призвести до погіршення роботи дизеля. Пропонується використовувати дане біопаливо в підігрітому до 65⁰С стані. В цьому випадку в'язкість біопалива наближається до в'язкості нафтового дизельного палива. Потрібне значення в'язкості можна отримати також змішуванням ріпакового ізопропілового ефіру з нафтовим паливом. Додавка 25 % біопалива до нафтового палива дозволяє отримати прийнятне значення в'язкості сумішевого палива. Зроблено висновок про високу якість синтезованого біопалива та можливість його застосування в дизелях.

Ключові слова: біодизельне паливо, ізопропіловий ефір ріпакової олії, експлуатаційні властивості.

V. Zakharchuk, V. Tkachuk, O. Zakharchuk, Yu. Tsykun. Adaptation of biodiesel fuel for use in motor machinery.

Traditional biodiesel, which is methyl ester of rapeseed oil, is manufactured using methanol, and thus is highly toxic and corrosive to the materials of the engine. So in Lutsk NTU has developed a new biodiesel based on rapeseed oil and isopropyl alcohol – isopropyl ether rapeseed. There are a comparative characteristic performance properties of the synthesized product and other biodiesel fuels, and fuel oil. The performance properties of the fuel is not worse similar to petroleum fuels and biofuels on the basis of methyl alcohol, and its melting point is twice lower in comparison with the methyl ether, which is a significant positive factor. The disadvantage of this fuel is that the viscosity of rapeseed isopropyl ether three times than more in SCCT fuel oil. There are the results of numerical studies of chemical and energetic characteristics of different fuels. For this it was determined the elemental composition of rapeseed isopropyl ether with the fatty acid content in the fuel. As far as we can see from these results, a lower amount of carbon in the molecules of biodiesel fuels leads to reduction of net calorific value. The improving methods were developed the performance of rapeseed isopropyl ether, in particular reducing its viscosity, as high viscosity can lead to deterioration of the diesel engine. It is proposed to use this biofuel in heated to 65 °C. In this case, the viscosity of the biofuel is approaching the viscosity of diesel fuel oil. The desired value of the viscosity can also be obtained by mixing isopropyl ester of rapeseed oil fuel. Supplement 25 % of biofuels to petroleum fuels allows to obtain a suitable value of the viscosity of mixed fuel. There is the conclusion about high quality of synthesized biofuels and the possibility of its application in diesel engines.

Keywords: biodiesel fuel, isopropyl ether of rapeseed oil, operational properties.

АВТОРИ:

ЗАХАРЧУК Віктор Іванович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький НТУ.

ТКАЧУК Валентина Віталіївна, кандидат технічних наук, доцент кафедри товарознавства та експертизи в митній справі, Луцький НТУ.

ЗАХАРЧУК Олег Вікторович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький НТУ, e-mail: zaharchukov205@gmail.com

ЦИКУН Юрій Олександрович, магістрант кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький НТУ.

AUTHORS:

Viktor ZAKHARCHUK, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University.

Valentyna TKACHUK, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Commodity Science and Customs Examination Department, Lutsk National Technical University.

Oleg ZAKHARCHUK, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: zaharchukov205@gmail.com

Yurii TSYKUN, student of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University.

Стаття надійшла в редакцію 02.09.2015 р.

Клец Д.М.

*Национальный аэрокосмический университет имени Н. Е. Жуковского***МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ЗАНОСА КОЛЕСНЫХ МАШИН
В ТОРМОЗНОМ РЕЖИМЕ ДВИЖЕНИЯ**

Разработан метод определения параметров движения автомобиля при заносе в тормозном режиме с учетом условий его эксплуатации. Выполнена оценка влияния параметров автомобиля и дорожной среды на угловое ускорение при заносе автомобиля. Определено, что с ростом начальной скорости заноса автомобиля его угловое ускорение в плоскости дороги увеличивается, а с ростом угла увода – уменьшается. Снижение коэффициента сцепления колес с дорогой, рост угловой скорости поворота и относительного буксования ведущих колес увеличивают угловое ускорение автомобиля в плоскости дороги. Полученные зависимости позволяют определять интервал скоростей автомобиля, при движении с которыми в начальный момент заноса возникает отрицательное угловое ускорение, стабилизирующее курсовой угол автомобиля. При заносе автомобиля, двигающегося на скоростях выше максимально допустимой, собственной устойчивости для стабилизации недостаточно, поэтому необходимо вмешательство водителя или системы курсовой устойчивости.

Ключевые слова: колесная машина, тормозной режим, занос, блокирование колес, угловое ускорение.

Постановка проблемы. По данным Всемирной организации здравоохранения, в результате дорожно-транспортных происшествий (ДТП) на нашей планете ежегодно погибает более 1 млн. человек и более 2 млн. человек получают ранения, а глобальные ежегодные экономические издержки составляют около 600 млрд. долл. США [1]. Водитель транспортного средства (ТС) физически не в состоянии постоянно поддерживать величину относительного скольжения колеса в необходимом диапазоне, поэтому с целью повышения безопасности движения на современные автомобили устанавливаются системы динамической стабилизации. Исследования [2–4] показывают, что внедрение средств автоматизации управления ТС позволяет существенно уменьшить риск ДТП и сократить количество аварий, связанных с гибелью людей. Таким образом, вопрос создания системы динамической стабилизации курсового угла ТС является актуальной научной проблемой.

Анализ последних исследований и публикаций. Согласно Глобальным техническим правилам № 8, электронные системы контроля устойчивости позволяют значительно сократить число аварий ТС (табл. 1).

Таблица 1 – Снижение вероятности потери контроля над транспортным средством в случае, если оно оснащено электронной системой курсовой устойчивости [1]

Вид транспортного средства	Европа и Япония	США
Одиночные легковые автомобили	34%	71%
Sport Utility Vehicle (SUV)	59%	84%

Мобильный регистрационно-измерительный комплекс, предложенный авторами работы [5] позволяет без применения дорогостоящего оборудования оценивать эксплуатационные свойства ТС. Однако данный комплекс не позволяет вносить управляющие воздействия на основе проведенной оценки эксплуатационных свойств. Управляющие сигналы с целью контроля динамики автомобиля позволяют создавать электронная система Vehicle Dynamic Control (VDC). Система VDC устанавливается в настоящее время на автомобили Nissan, Subaru, Alfa Romeo и др. Принцип работы указанной системы [6] приведен на рис. 1. В работе [6] VDC приводится как составная часть системы «водитель-автомобиль-дорожная среда» (ВАДС).

Разработке систем динамической стабилизации курсового угла ТС посвящен ряд работ отечественных [7, 8] и зарубежных [9–12] исследователей. В работе [13] проанализированы причины потери и условия сохранения курсовой устойчивости легковых автомобилей при торможении. Работы [9, 10] посвящены разработке систем стабилизации ТС в процессе движения. Авторами работы [14] выполнено моделирование динамики транспортных потоков на скоростных автомагистралях с целью разработки алгоритмов их контроля и стабилизации в режиме реального времени. Автор работы [15] выделяет четыре основные системы динамической стабилизации

курсового угла ТС при его заносе: система антиблокировки тормозов (ABS), система блокировки дифференциала ведущего моста (EDS), система перераспределения тормозных усилий между передним и задним мостами автомобиля (EBV) и система антипробуксовки ведущих колес (ASR или TCS).

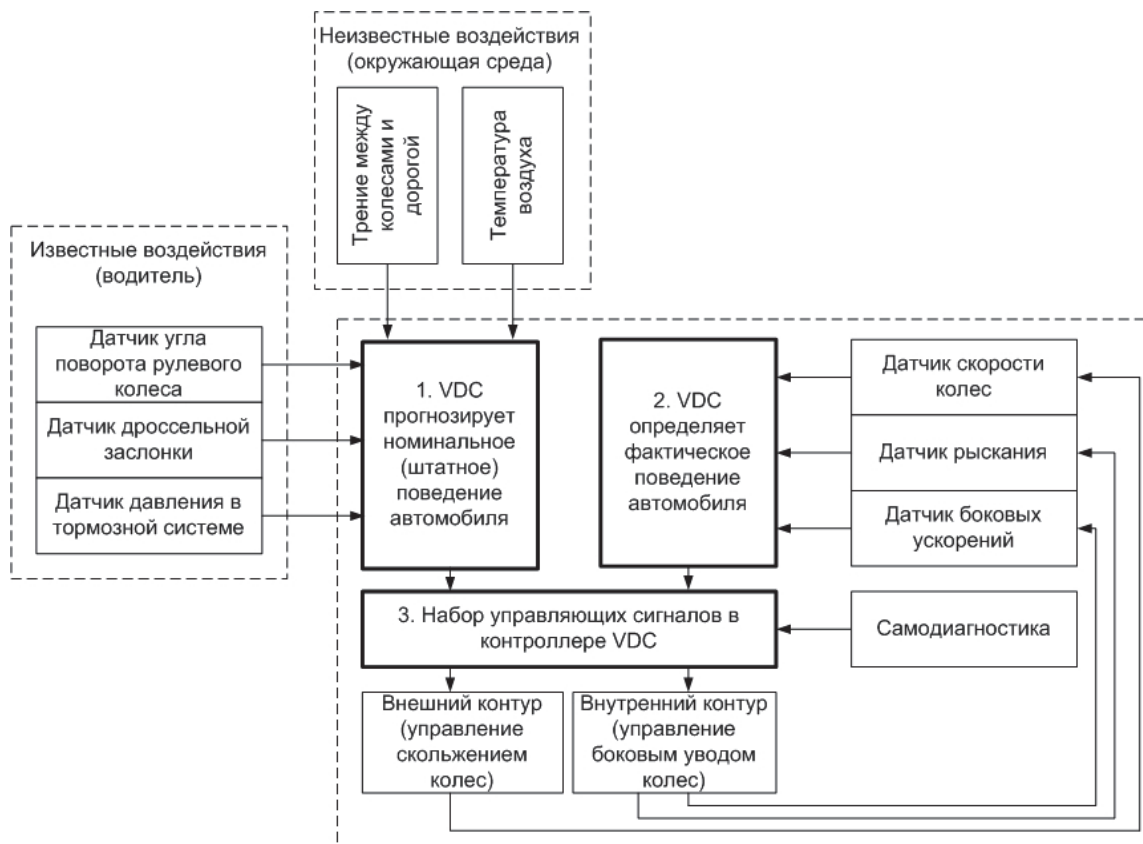


Рисунок 1 – Принцип действия системы VDC

Немецкой фирмой Continental Automotive Systems предложена программа «эффективное торможение и интеллектуальная разветвленная тормозная система – залог исключения несчастных случаев» [11]. Для курсовой стабилизации автомобиля в критических ситуациях электронная система контроля – ESC на одном или нескольких колесах создает точно рассчитанный тормозной момент, который поворачивает колесо или колеса в направлении, противоположном задаваемому рулевым управлением. Благодаря этому система ESC управляет не только процессом торможения, но и управляемостью, согласованно осуществляя электронно-регулируемые воздействия не только на передние направляющие, но и на задние колеса. Этому способствует и система активной кинематики независимой подвески колес задней оси – ARK. В работе [16] предложена методика анализа и выбора распределения тормозных сил между осями автомобилей категории M_1 , в соответствии с которой обеспечивается минимально допустимая и нормативная интенсивность их торможения согласно требованиям Правил № 13 ЕЭК ООН.

В работе [7] получены зависимости, позволяющие оценить изменение во времени линейной и угловой скорости колеса, а также – относительного буксования колеса. В работе [17] определены условия обеспечения устойчивости движения автомобиля при бортовой неравномерности коэффициентов сцепления и различной степени блокировки дифференциала.

В работе [18] описывается система курсовой устойчивости и динамической стабилизации ТС с электронной поддержкой раздельного управления тормозными механизмами отдельных колес. Система автоматического управления, предлагаемая в работе [18], обеспечивает сглаженное начало движения на поверхности дороги с малым фрикционным сопротивлением, на основе выполняемого расчета ускорения и распределения усилия к колесам. В работе [8] проанализированы перспективные направления в развитии систем управления динамикой ТС.

Проведенный анализ показал широкое распространение систем зарубежного производства, повышающих устойчивость при заносе, а также обеспечивающих управляемость и динамичность ТС.

Однако, как указывают авторы работ [6, 8], подсистемы известных систем стабилизации курсового угла ТС имеют тенденцию развиваться отдельно друг от друга, что снижает эффективность эксплуатации ТС. Кроме того, в системах стабилизации для определения параметров плоскопараллельного движения ТС необходимо использование не менее двух акселерометров, а разработанная система должна обладать высоким быстродействием и низкой стоимостью.

Для создания алгоритма работы системы стабилизации необходима разработка адаптивной модели процесса заноса ТС при движении по прямолинейной и криволинейной траектории. Таким образом, вопросы моделирования движения автомобиля при заносе в тормозном режиме требуют дополнительных исследований.

Цель статьи. Целью статьи является разработка метода определения параметров движения автомобиля при заносе в тормозном режиме.

Результаты исследований. Разработка надежного и безопасного автомобиля предполагает построение и анализ соответствующих математических моделей на начальном этапе проектирования [19] и в процессе его эксплуатации. Использование нелинейных моделей процесса заноса автомобиля позволяет оценить влияние параметров системы ВАДС на его движение и разработать эффективные алгоритмы работы систем динамической стабилизации. Составим дифференциальные уравнения движения автомобиля при опережающем блокировании колес его задней, передней оси и всех заблокированных колесах.

Рассмотрим движение автомобиля при заблокированных задних колесах (на рис. 2 – заштрихованы) и незаблокированных передних колесах.

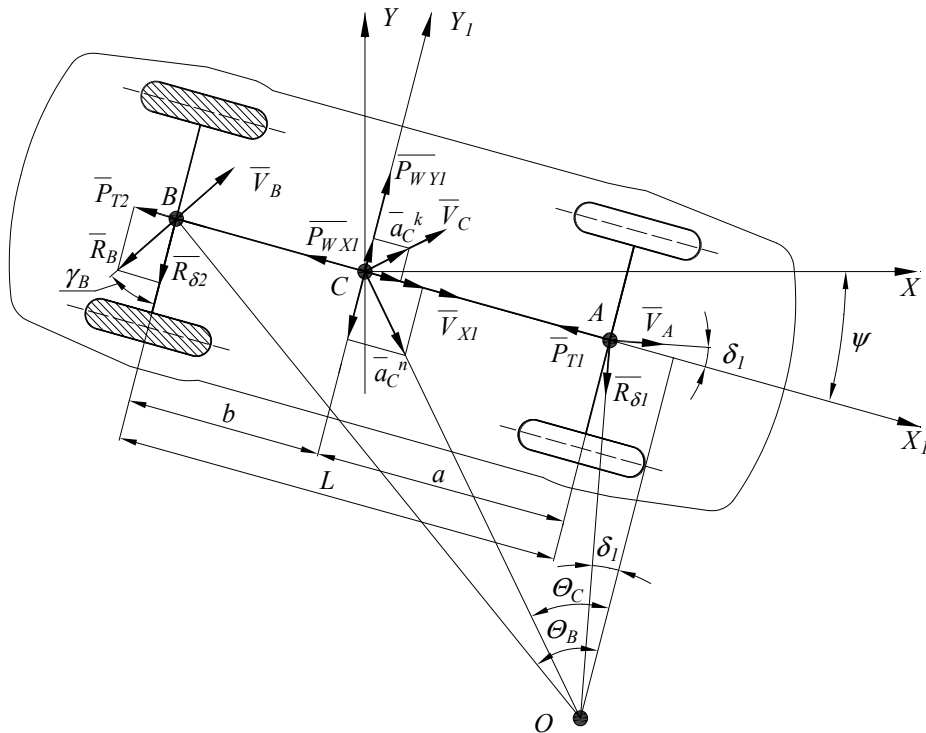


Рисунок 2 – Схема сил, действующих на автомобиль при опережающем блокировании колес задней оси

На рис. 2 приняты следующие обозначения: $P_{W_{x1}}$ и $P_{W_{y1}}$ – продольная и боковая составляющие силы сопротивления воздуха; ψ – курсовой угол автомобиля; P_{T1} , P_{T2} – тормозная сила на передней и задней осях соответственно; R_B – суммарная реакция в плоскости дороги на колесах задней оси; γ_B – угол между направлением вектора реакции \bar{R}_B и осью CY_1 ; d^2x_1/dt^2 , d^2y_1/dt^2 – линейное ускорение автомобиля соответственно в продольной и поперечной плоскостях; a_c^n, a_c^k – нормальная и касательная компонента ускорения центра масс автомобиля; Θ_C – угол между направлением вектора \bar{a}_c^n и осью OY_1 ; δ_1 – угол увода шин передней оси; V_B – скорость относительного скольжения задних

колес; $R_{\delta_1}, R_{\delta_2}$ – суммарные боковые реакции на колесах передней и задней осей; L – продольная колесная база автомобиля; a, b – расстояние от передней и задней осей до проекции центра масс машины на горизонтальную плоскость.

Система дифференциальных уравнений, описывающих плоскопараллельное движение автомобиля при заносе (см. рис. 2), имеет следующий вид

$$\begin{cases} m_a \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} = -P_{T_1} + R_{\delta_1} \cdot \sin \delta_1 - R_B \cdot \sin \gamma_B - P_{W_{X1}}; & (1) \\ m_a \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} = -R_{\delta_1} \cdot \cos \delta_1 - R_B \cdot \cos \gamma_B + P_{W_{Y1}}; & (2) \\ I_{zc} \cdot \frac{d^2 \psi}{dt^2} = R_{\delta_1} \cdot a \cdot \cos \delta_1 - R_B \cdot b \cdot \cos \gamma_B. & (3) \end{cases}$$

Решая совместно зависимости (2) – (3), получим выражение для определения угловой скорости заноса автомобиля при опережающем блокировании задней оси

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{a \cdot \omega_z \cdot V_{X1} - L \cdot \frac{R_B}{m_a} \cdot \cos \gamma_B + a \cdot \frac{P_{W_{Y1}}}{m_a}}{a^2 + i_z^2 + a \cdot \frac{V_{X1}}{\omega_z} \cdot \operatorname{tg} \delta_1}. \quad (4)$$

где m_a – общая масса автомобиля.

Нормальные реакции при заблокированных колесах

$$R_{Z_1} = G \cdot \frac{b}{L} + (P_T - P_{W_{X1}}) \cdot \frac{h}{L}; \quad (5)$$

$$R_{Z_2} = G \cdot \frac{a}{L} - (P_T - P_{W_{X1}}) \cdot \frac{h}{L}, \quad (6)$$

где P_T – суммарная тормозная сила автомобиля;

G, h – вес и высота центра масс автомобиля.

В этом случае справедливы соотношения [7]

$$P_{T_1} = \xi \cdot \varphi \cdot R_{Z_1}; \quad (7)$$

$$P_{T_2} = \xi \cdot \varphi \cdot R_{Z_2}; \quad (8)$$

$$P_T = P_{T_1} + P_{T_2} = \xi \cdot \varphi \cdot G, \quad (9)$$

где ξ – коэффициент, учитывающий снижение коэффициента сцепления при блокировании колеса.

Нормальные реакции при незаблокированных колесах

$$R_{Z_1} = G \cdot \frac{b}{L} + (P_T - P_{W_{X1}}) \cdot \frac{h - r_\delta}{L} = G \cdot \frac{b}{L} + (m_x \cdot \varphi - P_{W_{X1}}) \cdot \frac{h - r_\delta}{L}; \quad (10)$$

$$R_{Z_2} = G \cdot \frac{a}{L} - (P_T - P_{W_{X1}}) \cdot \frac{h - r_\delta}{L} = G \cdot \frac{a}{L} - (m_x \cdot \varphi - P_{W_{X1}}) \cdot \frac{h - r_\delta}{L}, \quad (11)$$

где r_δ – динамический радиус колес автомобиля.

Окончательно получим

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{a \cdot \omega_z \cdot V_{X1} - \varphi \cdot \cos \gamma_B \cdot \left(g \cdot a - g \cdot \xi \cdot \varphi \cdot h + \frac{P_{W_{X1}}}{m_a} \cdot h \right) + a \cdot \frac{P_{W_{Y1}}}{m_a}}{a^2 + i_z^2 + a \cdot \frac{V_{X1}}{\omega_z} \cdot \operatorname{tg} \delta_1}. \quad (12)$$

Система дифференциальных уравнений, описывающих плоскопараллельное движение автомобиля в случае опережающего блокирования колес передней оси (см. рис. 3), имеет вид

$$\left\{ \begin{aligned} m_a \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} &= -P_{T2} + R_{\delta_2} \cdot \sin \delta_2 - R_A \cdot \sin \gamma_A - P_{W_{X1}}; \\ m_a \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} &= -R_{\delta_2} \cdot \cos \delta_2 - R_A \cdot \cos \gamma_A + P_{W_{Y1}}; \\ I_{zc} \cdot \frac{d^2 \psi}{dt^2} &= R_{\delta_2} \cdot b \cdot \cos \delta_2 - R_A \cdot a \cdot \cos \gamma_A. \end{aligned} \right. \quad (13)$$

$$\quad (14)$$

$$\quad (15)$$

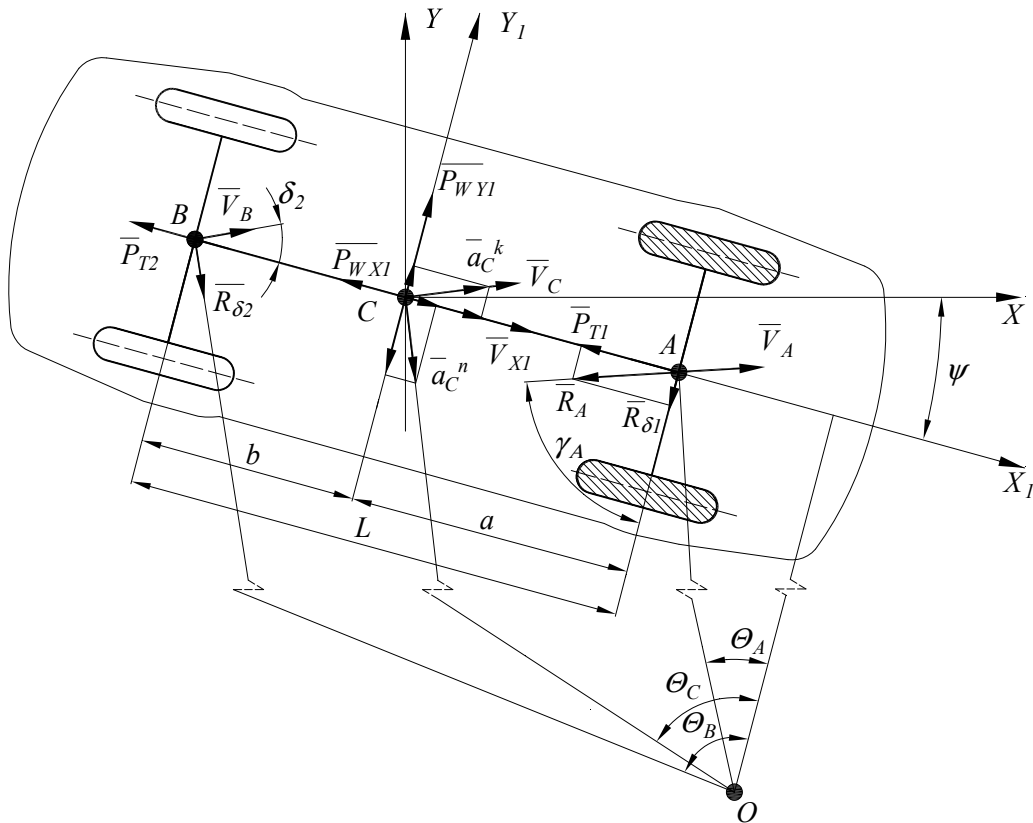


Рисунок 3 – Схема сил, действующих на автомобиль при опережающем блокировании передней оси

Выражение для определения угловой скорости заноса автомобиля при опережающем блокировании передней оси имеет следующий вид

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{b \cdot \omega_z \cdot V_{X1} - L \cdot \frac{R_A}{m_a} \cdot \cos \gamma_A + b \cdot \frac{P_{W_{Y1}}}{m_a}}{a \cdot b + i_z^2 + b \cdot \frac{V_{X1}}{\omega_z} \cdot \operatorname{tg} \delta_1}. \quad (16)$$

Окончательно получим

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{b \cdot \omega_z \cdot V_{X1} - \varphi \cdot \cos \gamma_A \cdot \left(g \cdot b + g \cdot \xi \cdot \varphi \cdot h - \frac{P_{W_{X1}}}{m_a} \cdot h \right) + b \cdot \frac{P_{W_{Y1}}}{m_a}}{a \cdot b + i_z^2 + b \cdot \frac{V_{X1}}{\omega_z} \cdot \text{tg} \delta_1} \quad (17)$$

Система дифференциальных уравнений, описывающих плоскопараллельное движение автомобиля при всех заблокированных колесах (см. рис. 4), имеет следующий вид

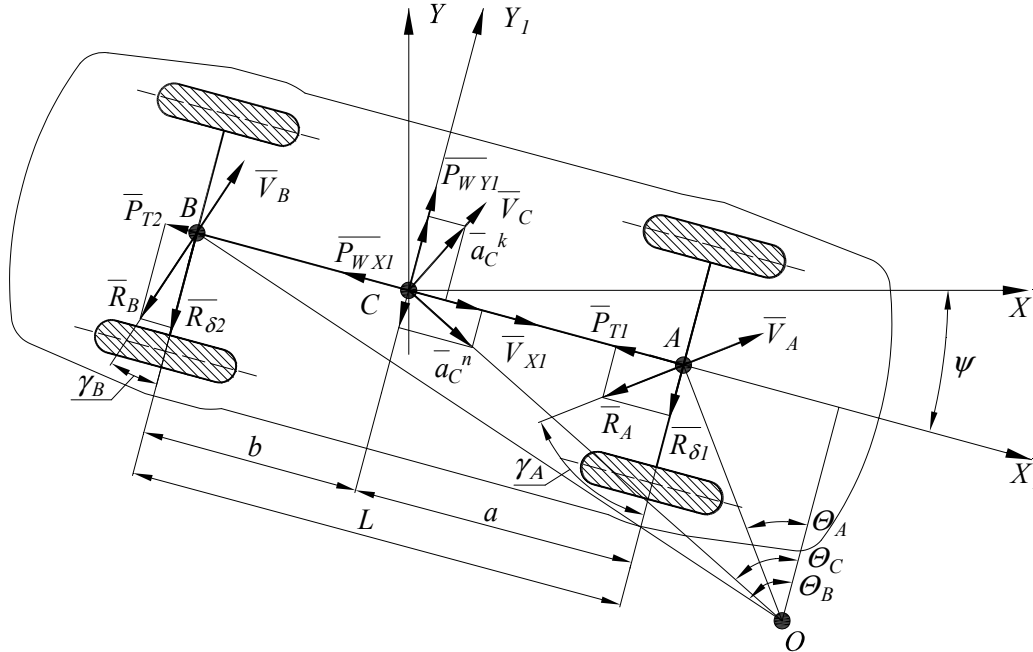


Рисунок 4 – Схема сил, действующих на автомобиль при всех заблокированных колесах

$$\begin{cases} m_a \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} = -R_B \cdot \sin \gamma_B - R_A \cdot \sin \gamma_A - P_{W_{X1}}; & (18) \\ m_a \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2} = -R_B \cdot \cos \gamma_B - R_A \cdot \cos \gamma_A + P_{W_{Y1}}; & (19) \\ I_{zc} \cdot \frac{d^2 \psi}{dt^2} = R_B \cdot b \cdot \cos \gamma_B - R_A \cdot a \cdot \cos \gamma_A. & (20) \end{cases}$$

Решая совместно уравнения (19) и (20), определим угловую скорость автомобиля в плоскости дороги

$$\frac{d\omega_z}{dt} = R_B \cdot \frac{b}{m_a \cdot i_z^2} \cdot \cos \gamma_B - R_A \cdot \frac{a}{m_a \cdot i_z^2} \cdot \cos \gamma_A \quad (21)$$

Подставляя в выражение (21) зависимости (5), (6), и (9), окончательно получим

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_z}{dt} = & \varphi \cdot \cos \gamma_B \cdot \left(g \cdot a - \left(\xi \cdot \varphi \cdot g - \frac{P_{W_{X1}}}{m_a} \right) \cdot h \right) \cdot \frac{b}{L \cdot i_z^2} - \\ & - \varphi \cdot \cos \gamma_A \cdot \left(g \cdot b + \left(\xi \cdot \varphi \cdot g - \frac{P_{W_{X1}}}{m_a} \right) \cdot h \right) \cdot \frac{a}{L \cdot i_z^2}. \end{aligned} \quad (22)$$

На рис. 5 приведены зависимости линейных и угловых скоростей и ускорений от времени движения условного автомобиля В-класса в тормозном режиме при опережающем блокировании колес задней оси и установившемся замедлении 5,6 м/с².

Наиболее опасным случаем является торможении автомобиля с заблокированными задними колесами и незаблокированными передними колесами. Условия прекращения заноса в данном случае

$$\frac{d\omega_z}{dt} \leq \frac{a \cdot \omega_z \cdot V_{x1} - \varphi \cdot \cos \gamma_B \cdot \left(g \cdot a - g \cdot \xi \cdot \varphi \cdot h + \frac{P_{W_{x1}}}{m_a} \cdot h \right) + a \cdot \frac{P_{W_{y1}}}{m_a}}{a^2 + i_z^2 + a \cdot \operatorname{tg} \delta_1 \cdot V_{x1} / \omega_z} \leq 0. \quad (23)$$

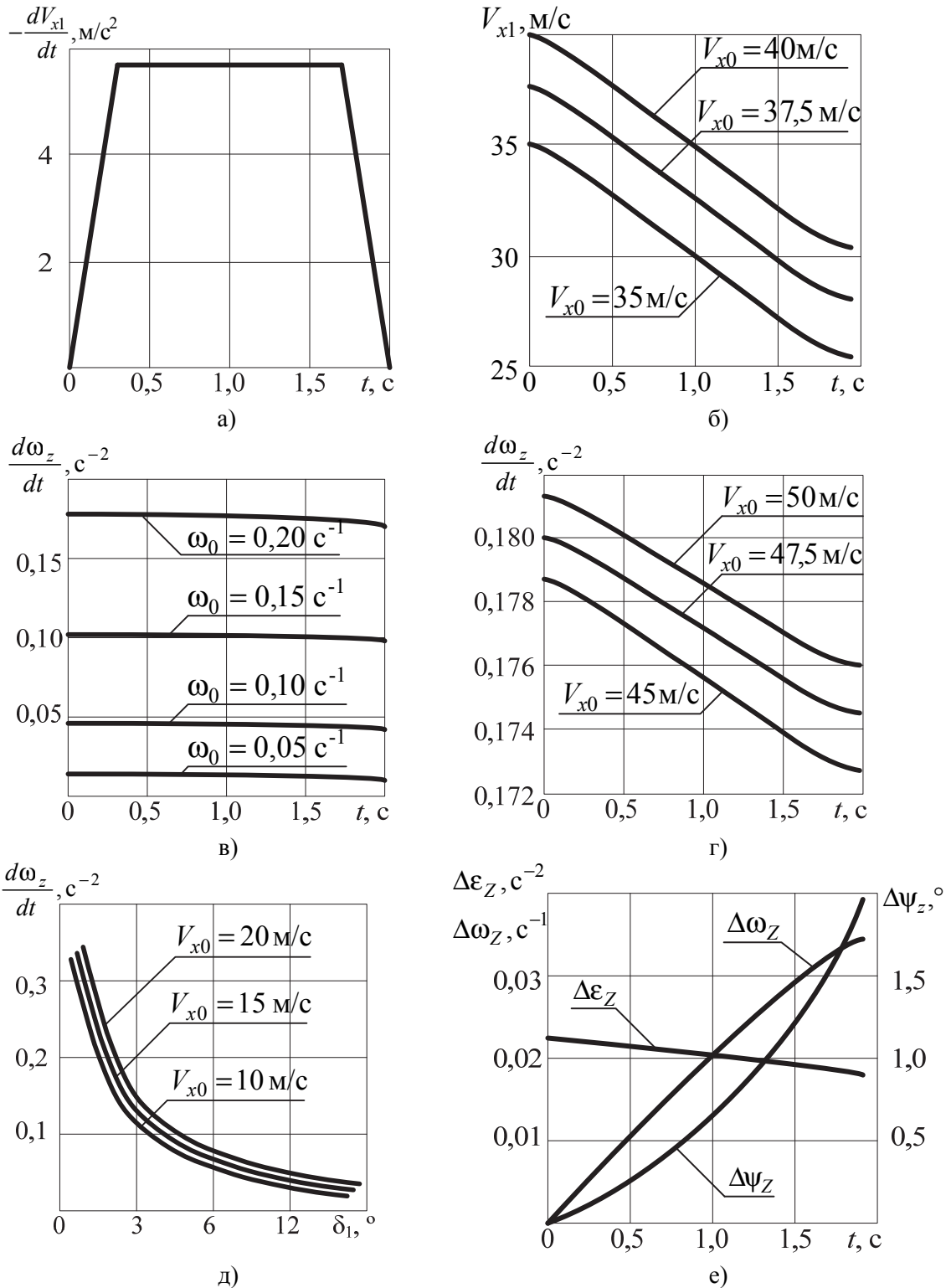


Рисунок 5 – Зависимости линейных и угловых скоростей и ускорений от времени движения ТС при опережающем блокировании колес задней оси:

$$a - \frac{dV_{x1}}{dt}(t); б - V_{x1}(t, V_{x0}); в - \frac{d\omega_z}{dt}(t, \omega_0); г - \frac{d\omega_z}{dt}(t, V_{x0}); д - \frac{d\omega_z}{dt}(\delta_1, V_{x0}); е - \Delta \frac{d^2\psi_z}{dt^2}(t), \Delta \frac{d\psi_z}{dt}(t), \Delta \psi_z(t)$$

Условие прекращения заноса выполняется в случае

$$a \cdot \omega_z \cdot V_{x1} - \varphi \cdot \cos \gamma_B \cdot (g \cdot a - g \cdot \xi \cdot \varphi \cdot h + P_{W_{X1}} \cdot h / m_a) + a \cdot P_{W_{Y1}} \cdot h / m_a \leq 0. \quad (24)$$

Решая выражение (24) относительно максимальной линейной скорости, получим

$$V_{X1} \leq \frac{\varphi \cdot \cos \gamma_B}{a \cdot \omega_z} \cdot \left(g \cdot a - g \cdot \xi \cdot \varphi \cdot h + \frac{P_{W_{X1}}}{m_a} \cdot h \right) - \frac{1}{\omega_z} \cdot \frac{P_{W_{Y1}}}{m_a}. \quad (25)$$

Максимальная угловая скорость определяется следующим образом

$$\omega_z \leq \frac{\varphi \cdot \cos \gamma_B}{a \cdot V_{X1}} \cdot \left(g \cdot a - g \cdot \xi \cdot \varphi \cdot h + \frac{P_{W_{X1}}}{m_a} \cdot h \right) - \frac{1}{V_{X1}} \cdot \frac{P_{W_{Y1}}}{m_a}. \quad (26)$$

На рис. 6 приведены зависимости, построенные с помощью выражений (25) – (26) для условного автомобиля В-класса при его торможении.

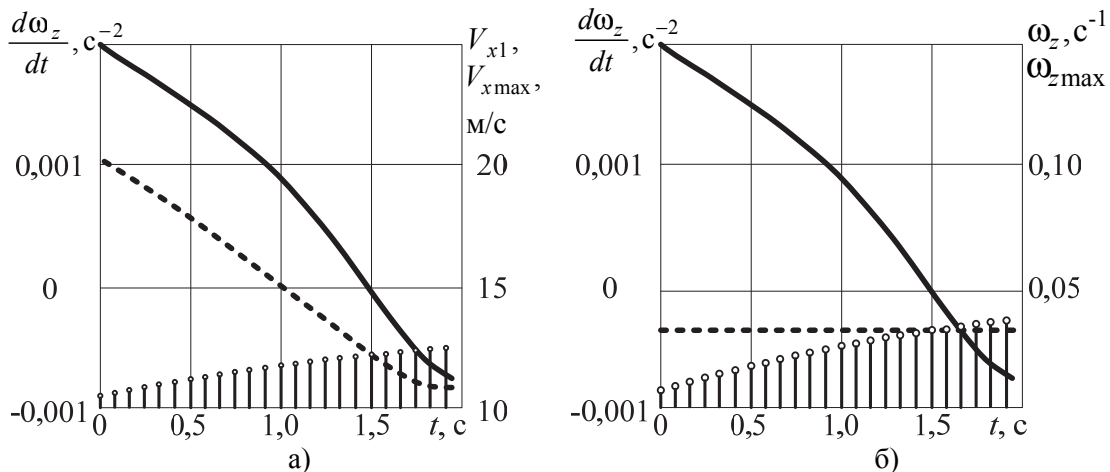


Рисунок 6 – Зависимости максимально допустимых линейной и угловой скоростей от времени движения автомобиля в процессе заноса:

$$a - \frac{d\omega_z}{dt}(t, V_x); б - \frac{d\omega_z}{dt}(t, \omega_z); \text{ — } \frac{d\omega_z}{dt}; \text{ - - - } V_{X1} \text{ и } \omega_z; \square \square \square \square V_{X_{\max}} \text{ и } \omega_{z_{\max}}$$

Анализ рис. 6 показывает, что занос исследуемого условного автомобиля В-класса прекращается при $V_{X1} \leq 12,13$ м/с или $\omega_z \leq 4 \cdot 10^{-4}$ с⁻¹.

Выводы. С ростом начальной скорости заноса автомобиля его угловое ускорение в плоскости дороги ε_z увеличивается, а с ростом угла увода – уменьшается. Снижение коэффициента сцепления колес с дорогой, рост угловой скорости поворота и относительного буксования ведущих колес увеличивают ε_z . Полученные зависимости позволяют определять интервал скоростей автомобиля $V_{X_{\text{ycm}}}$, при движении с которыми в начальный момент заноса возникает отрицательное угловое ускорение, стабилизирующее курсовой угол автомобиля. При заносе автомобиля, двигающегося на скоростях выше $V_{X_{\text{ycm}}}$, собственной устойчивости для стабилизации недостаточно, поэтому необходимо вмешательство водителя или системы курсовой устойчивости. Для исследуемого автомобиля В-класса $V_{X_{\text{ycm}}} = 14...24$ км/ч при $\omega_z = 0,1$ с⁻¹ в зависимости от углов увода шин.

1. Глобальные технические правила ООН № 8 «Электронные системы контроля устойчивости» – [26 июня 2008 г.] – (ECE TRANS 180 GE.08–24699.) – Офиц. изд. – Женева : ООН, 2008. – 116 с.
2. Антипов С. И. Нечеткая логика и возможность ее применения в системах управления современного автомобиля / С. И. Антипов, Ю. В. Демментьев, А. Е. Калинин // Материалы междунар. науч.–техн. конф. «Автомобиле– и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров». – М.: МГТУ «МАМИ», 2010. – С. 11–20.
3. Fürster H. J. Der Fahrzeugfurer als Bindeglied zwischen Reifen. Fahrwerk und Fahrbahn / H. J. Fürster // VDI Berichte. – № 916. – 1991. – P. 1–51.
4. Altrock C. Fuzzy Logic in Automotive Engineering / Constantin von Altrock // Circuit cellar INK. Computer application magazine, Santa Clara, 1997. – 9 p.
5. Пат. 51031 Україна, МПК G01P 3/00. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях / Подригало М. А., Коробко А. И., Клец Д. М., Файст В. Л.; заявник та патентовласник ХНАДУ. – № u 2010 01136; заявл. 04.02.10 ; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12.
6. Соснин Д. А. Новейшие автомобильные электронные системы: учеб. пособ. [для специалистов по ремонту автомобилей, студентов и преподавателей вузов и колледжей] / Д. А. Соснин, В. Ф. Яковлев. – М.: СОЛОН–Пресс, 2005. – 240 с.
7. Подригало М. А. Динамика одиночного колеса автомобиля при срыве в полное буксование / М. А. Подригало, Д. М. Клец, О. А. Назарко // Автомоб. трансп. – 2010. – Вып. 26. – С. 35–38.
8. Серикова И. А. Информационно–измерительная система управления динамикой движения автомобиля / И. А. Серикова // Автомоб. трансп. – 2011. – Вып. 28. – С. 155–157.
9. Taeyoung C. Design and evaluation of side slip angle–based vehicle stability control scheme on a virtual test track / Chung Taeyoung, Yi Kyongsu // IEEE Trans. Contr. Syst. Technol. – 2006. – № 2. – P. 224–234.
10. Huiyi W. Qinghua daxue xuebao. Ziran kexue ban / Wang Huiyi, Song Jian // Journal of Tsinghua University. Science and Technology. – 2007. – № 2. – P. 224–227.
11. Besser bremsen // Auto, Mot., Zubehör. Hannover: AMZ, 2007. – № 10. – P. 40–41.
12. Hillenbrand S. Optimierung der Reibwertausnutzung der Reifen durch aktive Antriebsmomentenverteilung / Hillenbrand Stefan, Stolpe Ingo // Automatisierungstechnik. – 2009. – № 11. – P. 223–229.
13. Подригало М.А. Причины снижения курсовой устойчивости легковых автомобилей в процессе эксплуатации / М. А. Подригало, В. И. Назаров // Автомоб. трансп. – 2010. – Вып. 26. – С. 39–42.
14. Tang H. Kongzhi yu juece / Tang Hui, Liu Xiao–ming, He Yu–long // Control and Decision. – 2002. – С. 823–825.
15. Борщенко Я. А. Электронные и микропроцессорные системы автомобилей : учебное пособие / Я. А. Борщенко, В. И. Васильев – Курган: Изд–во Курганского гос. ун–та, 2007. – 207 с.
16. Туренко А. Н. К методике анализа и выбора распределения тормозных сил между осями автомобиля с учетом требований правил № 13 ЕЭК ООН / А. Н. Туренко, В. И. Клименко, С. И. Ломака [и др.] // Автомоб. трансп. – 2011. – Вып. 29. – С. 29–36.
17. Подригало М. А. Устойчивость автомобиля при бортовой неравномерности коэффициентов сцепления колес с дорогой / М. А. Подригало, Н. С. Корчан, Д. М. Клец // Автомоб. трансп. – 2008. – Вып. 22. – С. 38–41.
18. Pat. 6493623 US, МКИ7 G 06 F 7/00. Driving force control system for four–wheel drive vehicles / Honda Giken Kogyo, Nishida Kenzo, Nihanda Norihisa. – № 09/816410; Заявл. 26.03.2001; Опубл. 26.03.2001.
19. Смирнов И. А. Математическое моделирование заноса автомобиля : автореф. дис. на соискание уч. степени канд. физ.–мат. наук : спец. 01.02.01 «Теоретическая механика» / И. А. Смирнов. – Москва, 2011. – 167 с.

REFERENCES

1. Electronic Stability Control Systems. (2008). *Global Technical Regulation № 8 of United Nations*. Geneva, United Nations Publ. 116 p.
2. Antipov S., Dement'ev Ju., Kalinin A. (2010). Fuzzy logic and the possibility of its application in the control systems of a modern automobile [Nechetkaja logika i vozmozhnosti ee primenenija v sistemah upravlenija sovremennoho avtomobilja]. *Proc. of international scientific and technical conference «Automobile and tractors building in Russia: development priorities and trainings» [Materialy mezhdunar. nauch.–tehn. konf. «Avtomobile– i traktorostroenie v Rossii: prioritety razvitija i podgotovka kadrov»]*. Moscow, MSTU Publ., pp. 11 – 20.
3. Fürster H. (1991). Der Fahrzeugfurer als Bindeglied zwischen Reifen. *Fahrwerk und Fahrbahn. VDI Berichte*. Vol. 916, pp. 1–51.
4. Altrock C. (1997). Fuzzy Logic in Automotive Engineering. *Circuit cellar INK. Computer application magazine*. Santa Clara. 9 p.
5. Podrigalo M., Korobko A., Klets D., Feist V. (2010). System for determining of vehicle movement parameters during dynamic (qualimetric) testing [Sistema dlja viznachennja parametriv ruhu avtotransportnih zasobiv pri dinamichnih (kvalimetricnih) viprobuvannjah]. *Pat. 51031 Ukraine, MPC G01P 3/00*. Kharkiv. 5 p.
6. Sosnin D., Jakovlev V. (2005). The latest automotive electronic systems [Novejschie avtomobil'nye jelektronnye sistemy]. *Study Guide [Uchebnoe posobie]*. Moscow, Solon–Press Publ. 240 p.
7. Podrigalo M., Klets D., Nazarko O. (2010). Dynamics of a single automobile wheel during stalling to a full slippage [Dinamika odinochnogo kola avtomobilja pri sryve v polnoe buksovanie]. *Automobile transport*. Vol. 26. Kharkiv, KhNAHU Publ., pp. 35–38.

8. Serikova I. (2011). Information-measuring system of the vehicle dynamics control [Informacionno–izmeritel'naja sistema upravlenija dinamikoj dvizhenija avtomobilja]. *Automobile transport*. Vol. 28. Kharkiv, KhNAHU Publ., pp. 155–157.
9. Taeyoung S. (2006). Design and evaluation of side slip angle–based vehicle stability control scheme on a virtual test track. *IEEE Trans*. Vol. 2, pp. 224–234.
10. Huiyi W. (2007). Qinghua daxue xuebao. Ziran kexue ban. *Journal of Tsinghua University. Science and Technology*. Vol. 2, pp. 224–227.
11. Besser bremsen. (2007). *Auto, Mot., Zubehor*. Hannover, AMZ. Publ., Vol. 10, pp. 40–41.
12. Hillenbrand S. (2009). Optimierung der Reibwertausnutzung der Reifen durch aktive Antriebsmomentenverteilung. *Automatisierungstechnik*. Vol. 11, pp. 223–229.
13. Podrigalo M., Nazarov V. (2010). Causes of declining of vehicle course stability during the operation [Prichiny snizhenija kursovoj ustojchivosti legkovyh avtomobilej v processe jekspluatacii]. *Automobile transport*. Vol. 26. Kharkiv, KhNAHU Publ., pp. 39–42.
14. Tang H. (2002). Kongzhi yu juece. *Control and Decision*, pp. 823–825.
15. Borshhenko Ja., Vasil'ev V. (2007). Automobile electronic and microprocessor systems [Jelektronnye i mikroprocessornye sistemy avtomobilej. *Study Guide [Uchebnoe posobie]*. Kurgan, KSU Publ., 207 p.
16. Turenko A., Klimenko V., Lomaka S. (2011). By the method of analysis and selection of brake force distribution between the axles of the car to meet the requirements of 13 UNECE rules [K metodike analiza i vybora raspredelenija tormoznyh sil mezhdju osjami avtomobilja s uchetom trebovanij pravil № 13 OON]. *Automobile transport*. Vol. 29. Kharkiv, KhNAHU Publ., pp. 29–36.
17. Podrigalo M., Korchan N., Klets D. (2008). Autiomobile stability at the on-board traction coefficient non-uniformity [Ustojchivost' avtomobilja pri bortovoj neravnomernosti koeficientov sčeplenija koles s dorogoj]. *Automobile transport*. Vol. 22. Kharkiv, KhNAHU Publ., pp. 38–41.
18. Kogyo H., Nishida K., Nihanda N. (2010). Driving force control system for four–wheel drive vehicles. *Pat. 6493623 US, MKI7 G 06 F 7/00*. Kharkiv. 5 p.
19. Smirnov I. (2011) *Mathematical modeling of automobile skidding [Matematicheskoe modelirovanie zanosa avtomobilja]*. Ph.D. Diss. Moscow, MSU Publ., 167 p.

Клец Д. М. Моделивання процесу заносу колісних машин у гальмівному режимі руху.

В процесі руху транспортного засобу водій фізично не в змозі постійно підтримувати величину відносного ковзання коліс в необхідному діапазоні. Тому з метою підвищення безпеки руху на сучасні автомобілі встановлюють системи динамічної стабілізації.

Розробка надійного і безпечного автомобіля передбачає побудову і аналіз відповідних математичних моделей на початковому етапі проектування і в процесі його експлуатації. Використання нелінійних моделей процесу заносу автомобіля дозволяє оцінювати вплив показників системи «водій-автомобіль-дорожнє середовище» на параметри його руху. Для створення ефективного алгоритму роботи системи динамічної стабілізації необхідна розробка адаптивної моделі процесу заносу ТЗ в тяговому і гальмівному режимах, при русі прямиолінійною і криволінійною траєкторією.

Розроблена модель дозволяє визначити параметри руху автомобіля при заносі в гальмівному режимі з урахуванням умов його експлуатації. У роботі запропоновано системи диференціальних рівнянь руху автомобіля при випереджальному блокуванні коліс його задньої, передньої осі та всіх заблокованих колесах.

Виконано оцінку впливу параметрів автомобіля та дорожнього середовища на кутове прискорення при заносі автомобіля. Визначено, що зі зростанням початкової швидкості заносу автомобіля його кутове прискорення в площині дороги збільшується, а зі зростанням кута відведення – зменшується. Зниження коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою, зростання кутової швидкості повороту і відносного буксування ведучих коліс збільшують кутове прискорення автомобіля в площині дороги.

Отримані залежності дозволяють визначити інтервал швидкостей автомобіля, при русі з якими в початковий момент заносу виникає негативне кутове прискорення, що стабілізує курсовий кут автомобіля. При заносі автомобіля, що рухається на швидкостях вище максимально допустимої, власної стійкості для стабілізації недостатньо, тому необхідне втручання водія або системи курсової стійкості. Впровадження засобів автоматизації керування транспортними засобами дозволяє істотно зменшити ризик дорожньо-транспортних пригод і скоротити кількість аварій, що пов'язані зі загибеллю людей.

Ключові слова: колісна машина, гальмівної режим, занос, блокування коліс, кутове прискорення.

D. Klets. Simulation of vehicle skidding at braking movement mode.

A driver hasn't an opportunity to maintain wheels relative sliding in the desired range during vehicle movement. Therefore, we can install dynamic stabilization systems on modern vehicles to improve movement safety.

Development of reliable and safe automobile involves the construction and analysis of mathematical models corresponding to the design phase and during its operation. Using of nonlinear skidding process models allows evaluating of «driver-vehicle-road environment» system parameters impact on the parameters of its movement. For creation of efficient dynamic stabilization system algorithm, it is necessary to develop an adaptive vehicle skidding process model in traction and braking modes, during motion at rectilinear and curvilinear trajectory.

Developed model allows determining the vehicle motion parameters during skidding at braking mode, taking into account operating conditions. In this paper, it is offered the system of differential equations of vehicle motion during its rear axle outstripping lock, front axle outstripping lock and at all blocked wheels.

It is estimated the influence of vehicle parameters and road environment parameters on the angular acceleration during vehicle skidding. It's determined that with increasing of vehicle drift initial speed its angular acceleration in the road plane increases and with increasing of withdrawal angle - reduces. Reducing of road adhesion coefficient, increasing of rotation angular velocity and increasing of relative driving wheels slipping increases vehicle angular acceleration in the road plane.

Obtained dependences allow determining vehicle speed range, during the motion at this range at skidding initial point occurs negative angular acceleration, which stabilizes vehicle course angle. During automobile skidding, that moving at speeds above maximum, own resistance to stabilize is deficiency, so it is necessary the driver or course stability system intervention. Introduction of vehicles control automation system can significantly reduce the risk of accidents and reduce the number of accidents involving the loss of life.

Key words: vehicle, braking mode, skidding, wheel locking, angular acceleration.

АВТОР:

КЛЕЦ Дмитрий Михайлович, доктор технических наук, профессор кафедры автомобилей и транспортной инфраструктуры, Национальный аэрокосмический университет имени Н.Е. Жуковского, e-mail: d.m.klets@gmail.com

AUTHOR:

Dmitri KLETS, Doctor of Science in Engineering, Professor of Cars and Transport Infrastructure Department, National Aerospace University named after N. Ye. Zhukovskiy, Kharkiv, Ukraine, e-mail: d.m.klets@gmail.com

Стаття надійшла в редакцію 03.09.2015р.

Кравченко О.П.
Житомирський державний технологічний університет

ФАКТОРИ ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ФОРМУВАННЯ НОМЕНКЛАТУРИ ТА КІЛЬКІСТЬ ЗАПАСНИХ ЧАСТИН НА ПІДПРИЄМСТВАХ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ

Проведено аналіз статистичних даних надійності на прикладі парку автомобілів-тягачів Mercedes-Benz 1844 Actros LS і VOLVO FH 1242, які виконують міжнародні перевезення. Представлено порівняльні розподіли порушень працездатності за марками автомобілів і загальні показники надійності - середнє число відмов на один автомобіль, середній пробіг до першої відмови, середнє напрацювання на відмову. Встановлено закономірності порушень працездатності автомобілів-тягачів в гарантійний та післягарантійний періоди експлуатації. Визначена актуальність оптимізації ремонтного фонду запасних частин на автотранспортному підприємстві. З метою мінімізації витрат і можливості ефективного управління оперативного усунення несправностей і відмов, встановлено фактори, які впливають на формування номенклатури і кількості запасних частин. Досліджено використання запасних частин, час доставки запасних частин і виконання ремонтних робіт, проведена угруповання запасних частин по вартості і часу доставки. Визначено необхідну номенклатуру запасних частин зберігання на складі автотранспортного підприємства.

Ключові слова: автомобіль-тягач, надійність, відмова, усунення несправностей, запасні частини, номенклатура, кількість, втрати часу, планування.

Постановка проблеми. Процес керування автотранспортним підприємством являє безперервне прийняття управлінських рішень і застосування їх на практиці. Від ефективності прийнятих рішень в сучасних економічних умовах значною мірою залежить стабільний розвиток підприємства [1]. Однією з підсистем об'єкта управління є підсистема матеріально-технічного забезпечення рухомого складу запасними частинами та витратними матеріалами. Важливим фактором ефективного управління є визначення номенклатури та кількості запасних частин, які повинні знаходитися в ремонтному фонді підприємства для оперативного і своєчасного усунення відмов і несправностей рухомого складу. Напрями планово-економічної роботи матеріально-технічного постачання різноманітні і планування потреби в матеріальних ресурсах є актуальним питанням.

Підтримання вантажних автомобілів в працездатному стані для забезпечення інтенсивного використання рухомого складу є одним з основних завдань, що стоїть перед автоперевізниками. Надійна робота автомобілів забезпечується фондом запасних частин, розмір і номенклатура якого грають важливу роль в собівартості перевезень. Вирішення цього завдання пов'язане з прогнозуванням потреби в запасних частинах з метою підвищення ефективності експлуатації автомобілів [2]. Коливання попиту на запасні частини утворюються під впливом економічних, технічних, сезонних, кліматичних факторів, прояв і силу впливу яких необхідно передбачати [3].

Вирішення питання визначення необхідної кількості запасних частин пропонується на основі аналізу факторів що впливають на формування номенклатури та кількості запасних частин. Обґрунтуванням розміру оптимального запасу матеріальних ресурсів, визначенням надійності системи управління матеріальними ресурсами, ризиків і визначення стійкості системи управління матеріальними ресурсами буде ефективним рішенням проблеми оптимізації фінансових ресурсів і здійснення оперативного управління з підвищенням якості та забезпечення адекватності управлінських рішень. Загальним недоліком методів вирішення проблеми з позиції системи управління матеріальними ресурсами [4-10] є обмеженість обліку важливих в сучасних умовах економії фінансових ресурсів факторів - вартості запасних частин, часу ремонтних робіт, часу доставки запасних частин з моменту замовлення. Формування потреби в запасних частинах з урахуванням фактичної експлуатаційної надійності та скориговане з урахуванням перерахованих факторів дозволить оптимізувати ремонтний фонд автотранспортного підприємства та підвищити ефективність використання рухомого складу.

Для підвищення ефективності визначення необхідної кількості і переліку запасних частин проаналізована структура втрат часу на усунення несправностей, час доставки необхідних запасних частин, проведено класифікацію їх за тривалістю і вартістю.

Результати досліджень. Метою аналізу надійності досліджувалися дві групи автомобілів-тягачів Mercedes-Benz 1844 Actros LS та VOLVO FH 1242 в гарантійний та післягарантійний періоди

експлуатації. Автопоїзди експлуатувалися на дорогах I-ї та II-ї категорій умов експлуатації. На підставі зібраних статистичних даних проаналізовано усунення дефектів і несправностей, отримані закономірності порушень працездатності, виявлені основні статистичні характеристики (рис. 1, табл. 1).

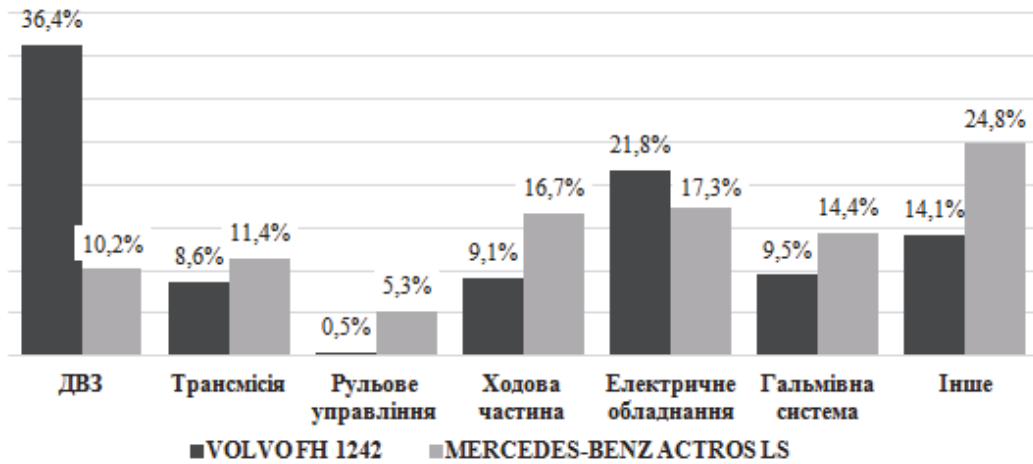


Рисунок 1 – Порівняльна діаграма розподілу відмов.

Таблиця 1 - Загальні показники надійності

Показник	VOLVO FH 1242	Mercedes-Benz 1844 Actros LS
Середнє число відмов на один автомобіль, од.	13,29	33,11
Середній пробіг до першої відмови, км		
- гарантійний період	48,0	31,0
- післягарантійний період	141750	171881
Середнє напрацювання на відмову, км	40598	23582

Дослідженнями встановлено, що витрати на забезпечення рухомого складу запасними частинами можуть досягати 30% від усіх витрат підприємства. Незважаючи на те, що автомобілі різних марок, питомі витрати на один автомобіль в середньому відрізняються незначно (табл. 2).

Таблиця 2 – Витрати на запасні частини автомобілів-тягачів

Марка автомобіля	Кількість, од.	Період	Питомі витрати на один автомобіль, грн.
Mercedes-Benz 1844 Actros LS	159	01.01.2013-31.12.2013	23869,34
VOLVO FH 1242	105	01.01.2013-31.12.2013	23285,53

Однак за структурою витрати мають значну відмінність. Для автомобілів Volvo 36% всіх порушень працездатності склали елементи двигуна, а сумарна вартість цих деталей склала 72% (рис. 2а). Кількість порушень працездатності електроустаткування склало більше 21%, проте питомі витрати складають 5,2%, що говорить про відносно невисоку вартість деталей цього типу. Для автомобілів Mercedes-Benz найбільшу частку витрат (майже 25%) склала група, до якої увійшли несправності систем обігріву салону і підйому кабіни, сумарна вартість яких склала 34% (рис. 2б).

Однією із істотних характеристик якості роботи автотранспортного підприємства є коефіцієнт готовності автомобіля, який визначається як відношення часу справної роботи до суми часу справної роботи і вимушених простоїв автомобіля, взятих за один і той же календарний термін. У сучасних умовах розвитку логістики зберігання великої кількості найменувань запасних частин на складі автотранспортного підприємства здається недоцільним, в такому випадку замовлення запасних частин проводиться найчастіше за фактом виникнення відмови. І дійсно, аналіз часу доставки запасних частин показав,

що, 61% деталей Volvo і майже 66% деталей Mercedes-Benz доставляються протягом однієї доби (рис. 3а, б).

З іншого боку, час заміни більшості деталей, як показало дослідження, займає до однієї години. Так для автомобілів Volvo це майже 90% всіх замін (рис. 4а), а для автомобілів Mercedes-Benz це число менше і складає 61%, і ще третина всіх замін виконується протягом від однієї до трьох годин (рис. 4б).

Таким чином, можна зробити висновок, що 90% всіх замін можна робити протягом до 3-х годин при наявності деталі в ремонтному фонді підприємства. Для подальшого коригування та оптимізації складу запасних частин на підприємстві доцільно розглянути співвідношення деталей по часу доставки з урахуванням часу, що витрачається на проведення робіт по заміні.

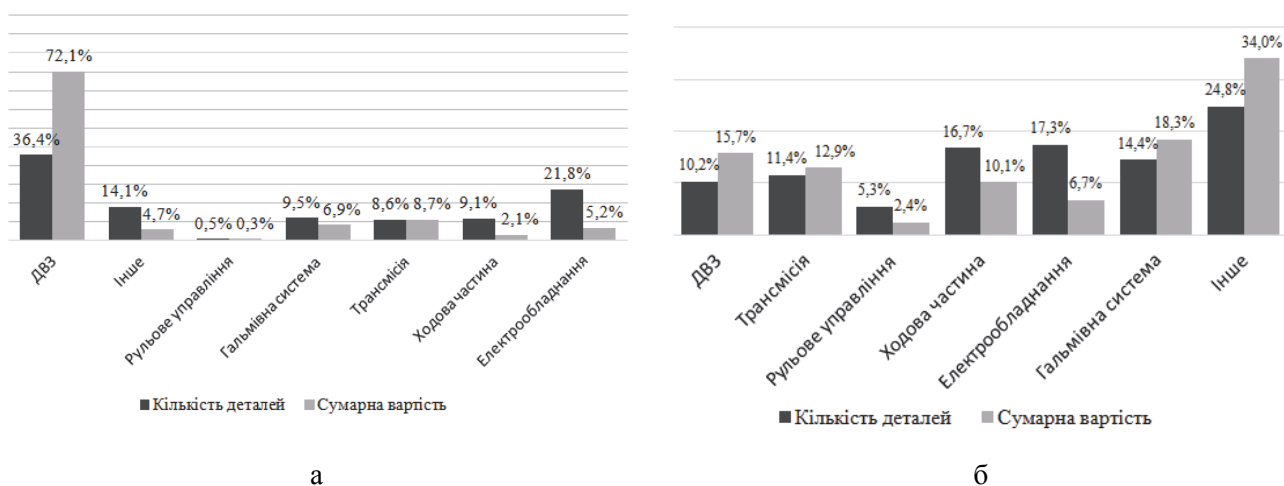


Рисунок 2 – Витрати на запасні частини автомобілів-тягачів по вузлам:
а - VOLVO FH 1242, б - Mercedes-Benz 1844 Actros LS

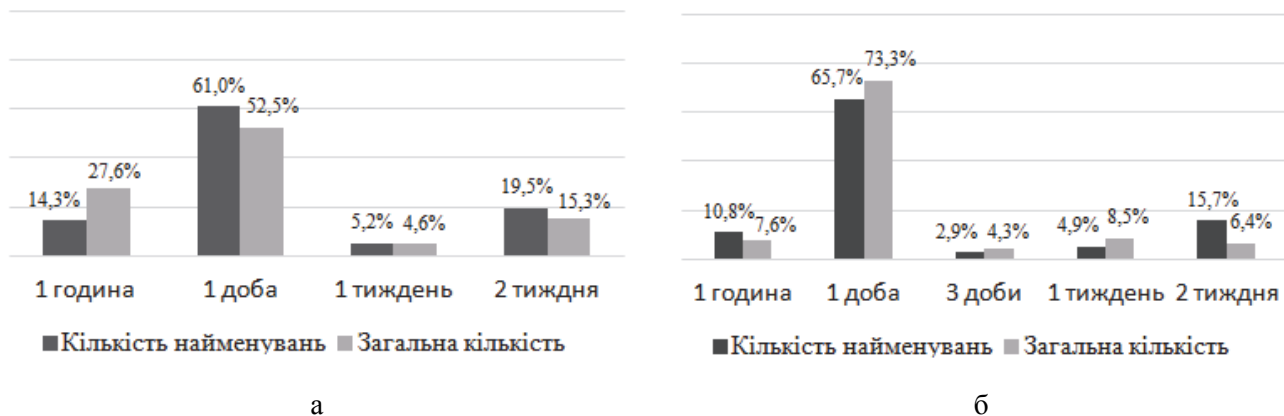
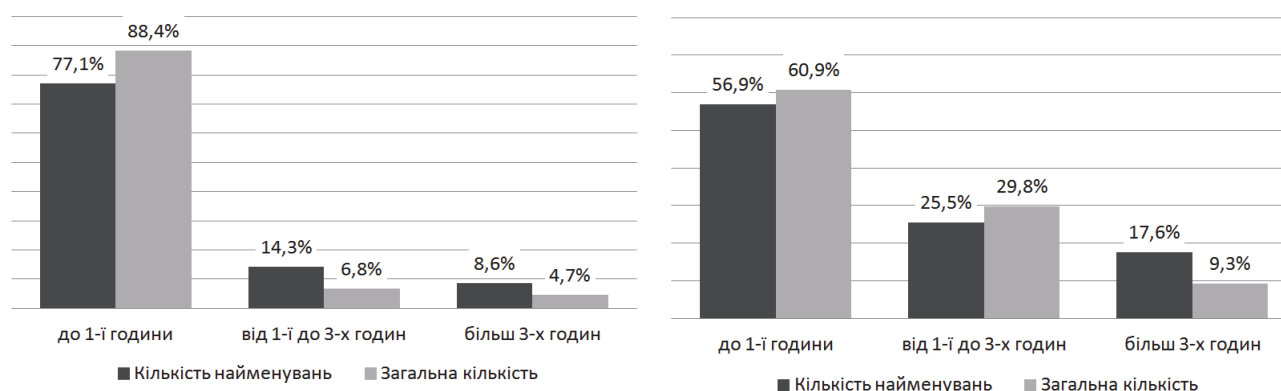


Рисунок 3 – Розподіл запасних частин по часу доставки:
а - VOLVO FH 1242, б - Mercedes-Benz 1844 Actros LS

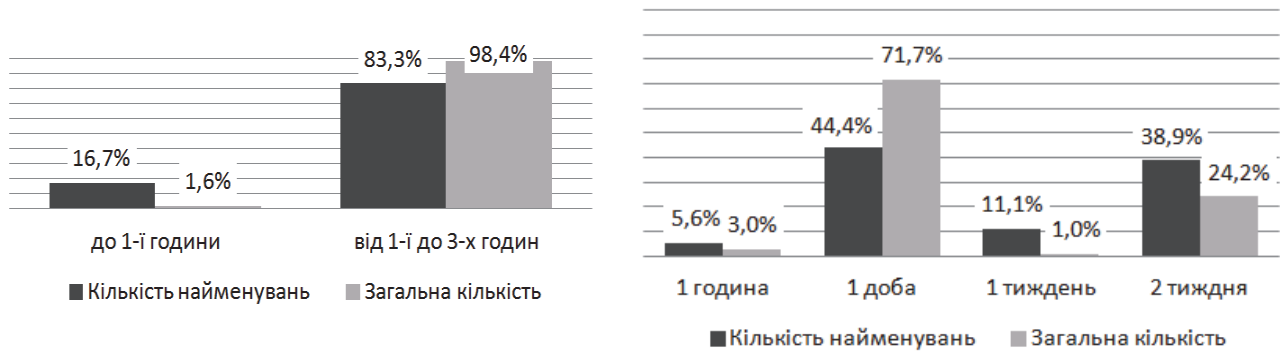


а

б

Рисунок 4 – Розподіл запасних частин по часу заміни:
а - VOLVO FH 1242, б - Mercedes-Benz 1844 Actros LS

Деталі, час заміни яких займає більше трьох годин, для автомобілів-тягачів Volvo більше 80% таких деталей доставляється протягом двох тижнів (рис. 5а), тому доцільно зберігати такі деталі на складі, незважаючи на те, що це дорогі деталі. Щодо автомобілів-тягачів Mercedes-Benz, ситуація дещо інша. Тут близько 44% найменувань деталей доставляється протягом однієї доби, і близько 39% деталей доставляється протягом двох тижнів (рис. 5б).

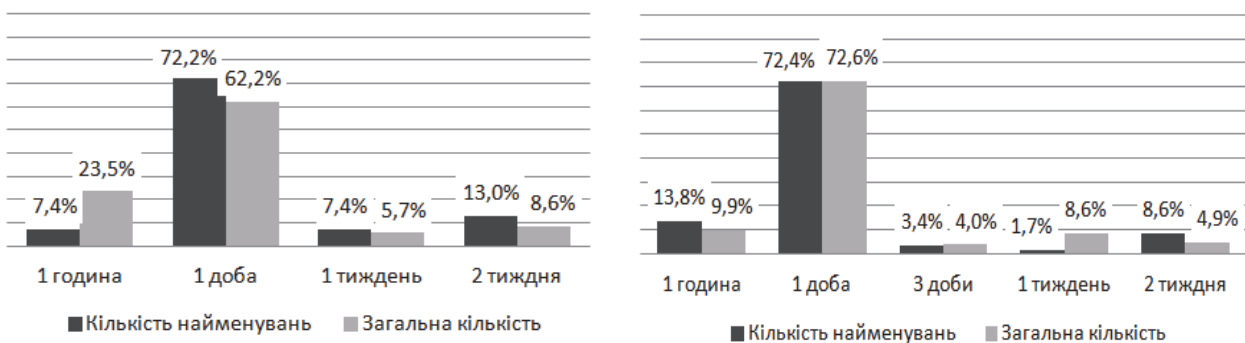


а

б

Рисунок 5 – Доставка деталей з часом заміни більш трьох годин:
а - VOLVO FH 1242, б - Mercedes-Benz 1844 Actros LS

Стосовно деталей, заміну яких можна здійснити протягом однієї години, то доставку таких деталей протягом такого ж проміжку часу можливо здійснити тільки для 14% деталей (для автомобілів Mercedes-Benz); для автомобілів Volvo тільки 7% (рис. 6). Для автомобілів обох марок 72% таких деталей здійснюється протягом доби.



а

б

Рисунок 6 – Доставка деталей з часом заміни менш однієї години:
а - VOLVO FH 1242, б - Mercedes-Benz 1844 Actros LS

Критерії необхідності зберігання запасних частин на складі автотранспортного підприємства розглянуто в роботі [11]. Приклади проведених досліджень визначення доцільності зберігання деяких запасних частин наведено у табл. 3 і 4 (для автомобілів-тягачів Mercedes-Benz – із 99 найменувань, для автомобілів-тягачів Volvo - із 69 найменувань).

Висновки. Проведений аналіз дозволяє зробити наступні висновки. У даних умовах мінімізація складу запасних частин призводить до збільшення простою автомобілів в очікуванні необхідної деталі і зниження ефективності роботи підприємства. Незважаючи на те, що більша частина запасних частин автомобілів доставляється на підприємство протягом доби, час, необхідний на виконання ремонту, як правило, набагато менше часу доставки деталі. Існують такі деталі, заміна яких

виробляється швидко, але час доставки яких може досягати двох тижнів. Тому необхідна оптимізація складу запасних частин з урахуванням отриманої інформації.

Таблиця 3 – Результати визначення доцільності зберігання запасних частин автомобілів Mercedes-Benz Actros 1844 LS

Запасні частини	Час доставки, годин	Вартість, грн.	Доцільність зберігання
Паливний бак та його елементи	168	25969,8	не зберігати
Гільзи ДВЗ	24	8131,26	не зберігати
Датчик кількості обертів	24	2041,80	не зберігати
Бачок розпилювача	24	16807,56	не зберігати
Підшипник генератора	24	1136,04	не зберігати
Ролик натягувача	24	2573,52	не зберігати
Диск гальмівний	24	3482,46	не зберігати
Пневморесора	24	5243,04	не зберігати
Кришка клапанів	24	458,52	зберігати
Амортизатор задньої вісі	24	4291,20	зберігати
Супорт	336	30235,56	зберігати
Радіатор	336	12458,16	зберігати
Шпилька колісна	24	130,80	зберігати
Форсунки	336	16458,72	зберігати
Датчик ABS	24	1071,96	зберігати
Диск зчеплення	24	2599,00	зберігати
Підшипник вижимний	24	6920,88	зберігати
Тяга поперечна	24	6798,18	зберігати

Таблиця 4 – Результати визначення доцільності зберігання запасних частин автомобілів VOLVO FH 1242

Запасні частини	Час доставки, год.	Вартість, Грн.	Доцільність зберігання
Патрубок інтеркулера	24	2219,84	не зберігати
Трос КПП	24	1966,25	не зберігати
Пневморесора	24	1364,7	не зберігати
Диск зчеплення	24	5847,66	не зберігати
Підшипник маховика	1	150,00	не зберігати
Підшипник вижимний	24	3446,11	зберігати
Суппорт гальмівний	336	14198,08	зберігати
Ремень вентилятора	24	618,36	зберігати
Термостат	24	918,32	зберігати
Датчик ABS	24	692,81	зберігати
Датчик картерних газів	24	1540,99	зберігати
Корзина зчеплення	24	5915,50	зберігати
Гайка хвостовика КПП	24	689,22	зберігати
Продольна тяга	24	4988,03	зберігати
Енергоакумулятор	24	4654,81	зберігати
Ремкомплект тахографа	24	3735,85	зберігати
Датчик тиску масла	24	2189,11	зберігати

1. Баранов В.В. Использование методов теории принятия решения в задачах эксплуатации транспортных систем / В.В. Баранов, А.П. Кравченко, В.А. Дроздов, Е.А. Кравченко // Сборник докладов XVI научно-технической конференции «Транспорт, экология – устойчивое развитие» (20-22 мая 2010). Варна: ТУ, 2010. – С. 601-607.

2. Говорушенко Н.Я. Системотехника транспорта. / Н.Я. Говорушенко, А.Н. Туренко. – Изд. 2-е, перераб. и дополн. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.
3. Кравченко А.П. Мониторинг расхода запасных частей автомобилей-тягачей VOLVO FH 1242 / А.П. Кравченко, Е.А. Верительник // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 9 (1052). – С. 33-38.
4. Бурмака М.М. Управління матеріальними ресурсами в організаціях дорожнього господарства. Автореф. дисс. на здобуття наукового ступеня кандидата економічних наук за спеціальністю 08.06.01 – економіка, організація та управління підприємствами. – Українська державна академія залізничного транспорту, Харків, 2002. – 17 с.
5. Агафонов А.В. Определение потребности дилерских станций технического обслуживания автомобилей в запасных частях и повышение эффективности управления запасами. – Автореф. дисс. канд. техн. наук. – М.: МАДИ, 2003. – 221 с.
6. Дорошкевич Д.В. Сучасний ринок систем управління ресурсами підприємства / Д.В. Дорошкевич // Управління проектами, системний аналіз і логістика. – К.: НТУ.- 2007. – №2. – С. 244-247.
7. Бажинов А.В. Усовершенствование методов прогнозирования потребности в запасных частях к силовым агрегатам грузовых автомобилей. Диссертация канд. техн. наук / А.В. Бажинов. - Харьков, ХНАДУ, 2011. – 180 с.
8. Поляков А.П. Організація забезпечення запасними частинами автотранспортних підприємств / А.П. Поляков, О.П. Антонюк, Д.О. Галушак // Наукові нотатки ЛНТУ. – Луцьк: ЛНТУ, 2012. – №36, – С. 238-240.
9. Мастепан С.М. Аналіз процесів управління запасами матеріальних ресурсів / Матеріали Всеукраїнського науково-практичного семінару «Організація обслуговування і ремонт автомобілів» (25 квітня 2014, Миколаїв). – Миколаїв, 2014. – С. 27-28.
10. Антонюк А.П. Обґрунтування вихідних принципів розробки методу формування номенклатури та кількості запасних частин / А.П. Антонюк, А.М. Баранов, С.С. Коробов, Б.С. Мар'яно // Вісник Житомирського державного технологічного університету. – Житомир: ЖДТУ, 2014. – №2(69). – С. 10-15.
11. Кравченко О.П. Щодо визначення критерію необхідності зберігання запасних частин на складі автотранспортного підприємства / О.П. Кравченко, Є.А. Верительник. // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – Донецьк: ПП «Молнія», 2014. – № 2-3. – С. 19-26.

REFERENCES

1. Baranov, V., Kravchenko, A., Drozdov, V. & Kravchenko, E. (2010). Using the methods of the theory of decision-making in the problems of operation of transport systems. [Ispol'zovanie metodov teorii prinyatiya resheniya v zadachah ehkspluatatsii transportnyh sistem]. *Proceedings of XVI scientific conference "Transport, Environment - Sustainable Development"*. [Sbornik dokladov XVI nauchno-tekhnicheskoy konferencii «Transport, ehkologiya – ustojchivoe razvitiye»]. Varna: TU, pp. 601-607.
2. Govorushchenko, N. & Turenko, A. (1999). *Transport Systems Engineering*. [Sistemotekhnika transporta]. Kharkov, RIO HGADTU. 468 p.
3. Kravchenko, A. & Veritelnik, E. (2014). Monitoring the flow of spare parts of cars, trucks VOLVO FH 1242. [Monitoring raskhoda zapasnyh chastej avtomobilej-tyagachej VOLVO FH 1242]. *News NTU "KhPI."* Seriya: *Avtomobile- that traktorobuduvannya*. Vol. 9 (1052). Kharkov, NTU "KhPI» Publ., pp. 33-38.
4. Burmaka, M. (2002). *Upravlinnya material'nimi resursami v organizacijah dorozhn'ogo gospodarstva*. Avtoref. Ph.D. Diss. Kharkiv, 17 p.
5. Agafonov A. (2003). *Determining the need for dealer service stations Car spare parts and improving the efficiency of inventory management*. Ph.D. Diss.]. [Opredelenie potrebnosti dilerskih stancij tekhnicheskogo obsluzhivaniya avtomobilej v zapasnyh chastyah i povyshenie ehffektivnosti upravleniya zapasami. Ph.D. Diss.]. Moscow. 221 p.
6. Darashkevich, D. (2007). The modern market of enterprise resource management. [Suchasnij riнок sistem upravlinnya resursami pidpriemstva]. *Project Management, System i analiz logistika*. Vol. 2. Kyiv, NTU Publ., pp. 244-247.
7. Bazhinov, A. (2011). *Usovershenstvovanie metodov prognozirovaniya potrebnosti v zapasnyh chastyah k silovym agregatam gruzovyh avtomobilej*. Ph.D. Diss. [Improved methods of forecasting demand for spare parts for power units of trucks. Ph.D. Diss.]. Kharkiv. 180 p.
8. Polyakov, A., Antoniuk, O. & Galushchak, D. (2012). Organizatsiya zabezpechennya of companies of motor spare Chastain. [Organizatsiya zabezpechennya zapasnimi chastinami avtotransportnih pidpriemstv]. *Naukovi notatki*. Vol. 36. Lutsk, LNTU Publ., pp. 238-240.
9. Mastepan, S. (2014). Analysis of control processes stock holdings. [Analiz procesiv upravlinnya zapasami material'nih resursiv]. *Proc. Vseukrainskogo scientific and practical seminaru "Organizatsiya obslugovuvannya i repair Car"*. [Materiali Vseukrains'kogo naukovo-praktichnogo seminaru «Organizatsiya obslugovuvannya i remont avtomobiliv»]. Nikolaev, pp. 27-28.
10. Antoniuk, A., Baranov, A., Korobov, S. & Mar'yanko, B. (2014). Justification of source principles of a method development of forming the range and number of spare parts. [Obgruntuvannya vihidnih principiv rozrobki metodu formuvannya nomenklaturi ta kil'kosti zapasnih chastin]. *News Zhytomyrska sovereign tehnologichnogo universitetu*. Vol. 2(69). Zhytomyr, ZHDTU Publ., pp. 10-15.
11. Kravchenko, O. & Veritelnik, E. (2014). Criteria for determining the need to store spare parts in stock motor company. [Shehodo viznachennya kriteriyu neobhidnosti zberigannya zapasnih chastin na skladi avtotransportnogo pidpriemstva]. *Visnyk Donetskoi akademii avtomobilnogo transportu*. Vol. 2-3. Donetsk, PP "Molniya», pp. 19-26.

Кравченко А.П. Факторы которые влияют на формирование номенклатуры и количество запасных частей на предприятиях автомобильного транспорта.

Проведен анализ статистических данных надежности на примере парка автомобилей-тягачей Mercedes-Benz 1844 Actros LS и VOLVO FH 1242 в гарантийный и послегарантийный периоды эксплуатации выполняющих международные перевозки. Представлены сравнительные распределения нарушений работоспособности по маркам автомобилей и общие показатели надежности – среднее число отказов на один автомобиль, средний пробег до первого отказа, средняя наработка на отказ. Установлены закономерности нарушений работоспособности автомобилей-тягачей. Определена актуальность оптимизации ремонтного фонда запасных частей на автотранспортном предприятии. Установлены факторы влияющие на формирование номенклатуры и количество запасных частей с целью минимизации затрат и возможности эффективного управления оперативного устранения неисправностей и отказов. Исследовано использование запасных частей, время доставки запасных частей и выполнения ремонтных работ, проведена группировка запасных частей по стоимости и времени доставки. Установлено, что расходы на обеспечение подвижного состава запасными частями могут достигать 30% от всех расходов предприятия. Несмотря на то, что автомобили разных марок, удельные расходы на один автомобиль в среднем отличаются незначительно. По структуре расходы имеют значительное отличие. Для автомобилей Volvo большая часть всех нарушений работоспособности составили элементы двигателя, суммарная стоимость этих деталей составила 72%. Для автомобилей Mercedes-Benz наибольшую долю расходов (почти 25%) составила группа, в которую вошли неисправности систем обогрева салона и подъема кабины, суммарная стоимость составила 34%. Анализ времени доставки запасных частей показал, что 61% деталей для Volvo и почти 66% деталей для Mercedes-Benz доставляются в течение суток. Время замены большинства деталей, как показало исследование, занимает до одного часа (для автомобилей Volvo – почти 90% всех замен, для автомобилей Mercedes-Benz – составляет 61%). Определено, что для замены деталей, которые можно осуществить в течение одного часа, доставку таких деталей в течение такого же промежутка времени возможно осуществить для автомобилей Mercedes-Benz составляет 14%, для автомобилей Volvo только 7%. Для автомобилей обеих марок 72% таких деталей осуществляется в течение суток. Приведен пример расчета целесообразности сбережения некоторых запасных частей на складе автотранспортного предприятия.

Ключевые слова: автомобиль-тягач, надежность, отказ, устранение неисправности, запасные части, номенклатура, количество, затраты времени, планирование.

O. Kravchenko. Factors affecting the formation of nomenclature and the quantity of spare parts at the motor transport enterprises.

It was conducted the analysis of statistic data of reliability at the example of park for towing vehicles Mercedes-Benz 1844 Actros LS and VOLVO FH 1242 in a guarantee and post-guarantee exploitation periods conducting international transportation. There were introduced comparative distributions of efficiency disturbance according to the car makes and common reliability indexes – the average number of rejections per one car, the average mileage up to the first rejection, the average operating time for rejection. There were established regularities of efficiency disturbances for towing vehicles. It was determined the topicality of optimizing repair fund of spare parts at the car transport enterprise. There were determined the factors affecting the formation of nomenclature and quantity of spare parts with the aim of minimizing expenses and ability of effective management of operative removing malfunctions and rejections. It was researched the usage of spare parts and fulfilling repair works; it was conducted grouping of spare parts according to price and delivery time. It was found out that expenses for providing moving stuff by spare parts may reach up to 30% of the total expenditures of enterprise. In spite of the fact that there are cars of different makes, specific expenditures per one car in average differ not very much. Expenditures have essential difference by the structure. For Volvo cars the major part of all efficiency disturbances was comprised by engine elements, total price of those details comprised 72%. For Mercedes-Benz cars the biggest part of expenditures (25%) was comprised by the group consisting of malfunctions of cabin heating and lifting, the total price comprised 34%. The analysis is spare parts delivery time showed that 61% of details for Volvo and almost 66% of details for Mercedes-Benz are delivered during a day. Replacement time for the majority of details, according to the research, takes up to one hour (for Volvo cars – almost 90% of all replacements, it takes 61% for Mercedes-Benz). It was determined that for details replacement which can be fulfilled during one hour, delivery of such details during the same period of time can be conducted for 14% for Mercedes-Benz cars and only for 7% for Volvo cars. For cars of both makes 72% of such details are conducted during a day. It was given the example of calculation for saving expediency of some spare parts at the car enterprise store.

Keywords: towing vehicle, reliability, rejection, malfunction removal, spare parts, nomenclature, quantity, time expenses, planning.

АВТОР:

КРАВЧЕНКО Олександр Петрович, доктор технічних наук, професор, професор кафедри «Автомобілі та автомобільне господарство», Житомирський державний технологічний університет, e-mail: avtoap@ukr.net

AUTHOR:

Oleksandr KRAVCHENKO, Doctor of Science in Engineering, Professor of the Department of Automobiles and Motor-Car Economy, Zhytomyr State Technological University, e-mail: avtoap@ukr.net

Стаття надійшла в редакцію 15.09.2015 р.

Кузнецов Р.М., Стельмашук В.В., Козачук Л.С.
Луцький національний технічний університет

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ АВТОПОЇЗДА КАТЕГОРІЇ М1

В статті наведено результати експериментальних досліджень показників стійкості автопоїзда категорії М1. За мету експериментальних досліджень було поставлено перевірити адекватність розроблених математичних моделей, що покладених в основу розрахунку показників маневреності і стійкості автопоїздів категорії М1. Для досягнення поставленої мети в програму експериментальних досліджень були включені такі випробування: «поворот», «рух по колу різних радіусів», «переставка», «рух по прямій». Експериментальні дослідження проводились для повної маси автопоїзда та різного навантаження на тягово-зчіпний пристрій.

Проведеними експериментальними дослідженнями підтверджена адекватність розроблених математичних моделей для визначення показників стійкості руху автопоїзда категорії М1. Максимальна розбіжність при визначенні бічних сил на осях автопоїзда не перевищила 10,5%, критичної швидкості руху - 13%.

Ключові слова: автопоїзд категорії М1, експериментальні випробування, бічні сили, коефіцієнти опору відведення осей, критична швидкість руху.

Постановка проблеми. Практика експлуатації автотранспортних засобів (АТЗ) показує, що причіпні ланки автопоїздів погіршують характеристики стійкості тягового автомобіля порівняно з аналогічними характеристиками одиночного автомобіля.

У ряді експлуатаційних властивостей АТЗ при тенденції збільшення швидкостей руху найважливішими показниками якості, що зберігаються, на будь-яких режимах, є стійкість і керованість. Вибір конструктивних параметрів АТЗ, що забезпечують саме ці властивості, підвищує активну безпеку експлуатації і знижує вірогідність дорожньо-транспортних пригод на транспортних операціях. Стійкість і керованість АТЗ в сукупності повинні забезпечити упевненість водія в реалізації режиму руху, що задається, виключити мимовільне виникнення небезпечного відхилення від нього і зберегти можливість швидкого коректування з подальшою стабілізацією того ж режиму. Управління АТЗ з недостатньою стійкістю ускладнюється, оскільки автопоїзд "рискає" або ухиляється вбік. Для підтримки необхідного напрямку руху необхідне постійне коректування напрямку руху.

Шкідлива і надмірна стійкість, оскільки обмежуються маневрені можливості АТЗ, зменшується чутливість рульового управління, а також притупляється так зване "відчуття дороги", що також приводить до підвищеної напруженості уваги водія.

З погляду практичних цілей при розробці нових АТЗ, а також модернізації існуючих важливим стає не тільки причина порушення стійкості, а реакція АТЗ на неї і управляючі дії водія, що є неоднозначними і нестабільними. Тому передбачається, що стійкість і керованість руху АТЗ повинні забезпечуватися конструктивними параметрами самої машини.

Із усіх можливих режимів руху криволінійний або близький до нього є основними в роботі автопоїздів категорії М1. Навіть інтуїтивно, можна передбачити, що рух по прямій повинен супроводжуватися постійним коректуванням кермом для відновлення заданого курсу, відхилення від якого може викликати маса причин. Якщо розглядати сучасні інтенсивні потоки руху АТЗ по дорогам загального користування з їх постійними вимушеними «переставками», то питання про можливість швидкого коректування прямолінійного курсу після переїзду на сусідню смугу руху і забезпечення курсової стійкості при цьому стає особливо актуальним.

Підсумком аналізу курсової стійкості і вписуваності для найбільш загальної лінійної моделі автопоїзда з'явилися вираз критичної швидкості прямолінійного руху і значення рівноважних фазових змінних, що відповідають круговому руху по колу достатньо великого радіусу. Подальшим розвитком в області досліджень керованості та стійкості руху було застосування нелінійних моделей взаємодії колеса з опорною поверхнею у бічному напрямку [1-5]. При цьому показники маневреності і стійкості руху автопоїзда визначалися за допомогою математичних моделей як плоскопаралельного, так і просторового руху автопоїзда на еластичних у бічному напрямку колесах, опір відведенню яких визначався за гіпотезою І. Рокара. Тому дуже важливим є перевірка отриманих показників стійкості руху за різними моделями та межі застосування кожної з них. Виходячи з цього, метою експериментальних досліджень явилася перевірка адекватності розроблених математичних моделей і

вихідних положень, покладених в основу розрахунку показників маневреності і стійкості автопоїздів категорії М1.

Для досягнення поставленої мети в програму експериментальних досліджень були включені такі випробування:

- «поворот»;
- «рух по колу різних радіусів»;
- «переставка»;
- «пряма».

Експериментальні дослідження проведені для повної маси автопоїзда та різного навантаження на тягово-зчпний пристрій.

Результати дослідження. У якості об'єкту експериментальних досліджень обрано автопоїзд (АП) у складі легкового автомобіля ВАЗ 2107 (далі - тягач) та причепа ГКБ 8160, рис.1.

На тягачі було встановлено зчпний пристрій кулькового типу.

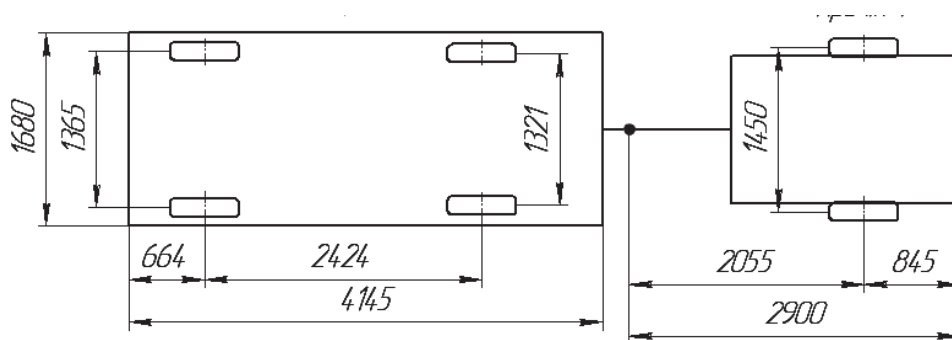


Рисунок 1 – Компонувальна схема експериментального автопоїзда

Автопоїзд було обладнано необхідною контрольно-вимірювальною апаратурою [6-7]

Галузеві стандарти [8,9] встановлюють значення вимірників стійкості, а також відповідні методи випробувань автотранспортних засобів (АТЗ), зокрема при виконанні таких маневрів як «рух по колу», «поворот», «переставка», «пряма».

Експериментальні дослідження проведені на полігоні Луцького національного технічного університету. Розміри майданчика, дозволили виконати необхідну розмітку для «руху по колу», «повороту» і «переставки».

Під час проведення експерименту для підтвердження адекватності розробленої математичної моделі руху автопоїзда необхідно було отримати такі параметри:

1. θ - кут повороту керованих коліс тягача, рад;
2. V - лінійна швидкість руху АП, м/с;
3. R_i - радіуси та траєкторії руху характерних точок АП, м;
4. φ_i - кут складання ланок АП, рад;
5. γ_i - кут крену ланок автопоїзда;
6. \dot{u}_i - бічне прискорення центрів мас ланок автопоїзда.

Кут повороту керованих коліс тягача θ вимірювався за допомогою потенціометричного датчика, встановленого на сошку рульового механізму.

Лінійна швидкість руху АП вимірювалась за допомогою «п'ятого колеса» Отримані значення V перевірялись розрахунками лінійної швидкості V_p на траєкторіях, якими рухався АП, та часу, який вимірювався двома секундомірами.

Траєкторії руху характерних точок ланок АП (R_1 - середини передньої балки автомобіля-тягача; R_2 - середини заднього моста тягача; R_3 - середини осі причепа) визначались за допомогою гідровідмітчиків, а їх радіуси вимірювались рулеткою.

У першу чергу, були здійснені випробування АП під час сталого руху по колам, радіус яких змінювався за рахунок зміни кута повороту рульового колеса α через 180° . Результати вимірювань наведені у табл. 1.

Таблиця 1 - Результати вимірювань на полігоні під час експерименту «рух по колу»

№ експ.	$\alpha, ^\circ$	$\theta, ^\circ$	$V, \text{км/год}$	$R_1, \text{м}$	$R_2, \text{м}$	$R_3, \text{м}$	$\varphi_1, ^\circ$
1	*	6° 32'	33,6	23,59	23,71	23,58	-7° 25'
2	180	9° 43'	25,2	15,29	15,26	15,19	-11° 18'
3	360	18° 21'	23,4	7,76	7,61	7,43	-22° 44'
4	540	28° 05'	20,5	5,41	4,87	4,78	-35° 13'

На підставі геометричних параметрів АП (рис. 2) і отриманих радіусів R_i за допомогою персонального комп'ютера та програмного забезпечення «Компас-3D» було виконане графічне відтворення схеми руху АП по колу [10]:

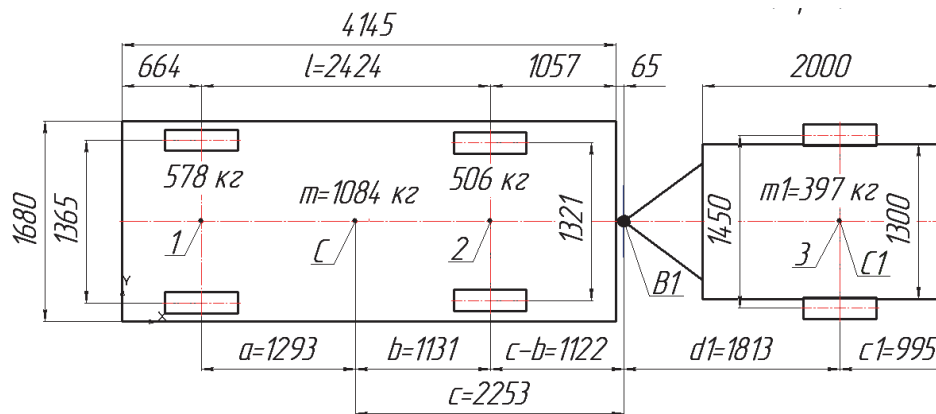


Рисунок 2 – Геометричні та масові параметри експериментального АП

У якості прикладу наведено графічну побудову схеми руху АП по колу за кута повороту керованих коліс автомобіля 18° і навантаження на тягово-зчпний пристрій 500 Н, за якої визначені кути відведення δ_i і складання ланок АП φ_i , рис. 3. Результати вимірювань наведені у табл. 1.

Поперечна складова лінійної швидкості центра мас тягача [10]:

$$u = \frac{-V(a \cdot \operatorname{tg}(\delta_2) + b \cdot \operatorname{tg}(\delta_1 - \theta))}{l} \quad (1)$$

Кутова швидкість тягача

$$\omega = \frac{V(\operatorname{tg}(\delta_2) - \operatorname{tg}(\delta_1 - \theta))}{l}, \quad (2)$$

при цьому вважаємо, що кутова швидкість тягача і причепа однакова, тобто $\omega = \omega_2$.

Для причепа поперечна складова лінійної швидкості центра мас:

$$u_2 = -V \sin(\varphi_1) + (u - c \cdot \omega) \cos(\varphi_1) - d_1 \omega_2; \quad (3)$$

поздовжня складова:

$$v_2 = V \cos(\varphi_1) + (u - c \cdot \omega) \sin(\varphi_1). \quad (4)$$

На підставі геометричних та кінематичних співвідношень та визначених вище значень кутів відведення, були обчислені параметри стаціонарного режиму u і ω та наведені в табл. 2.

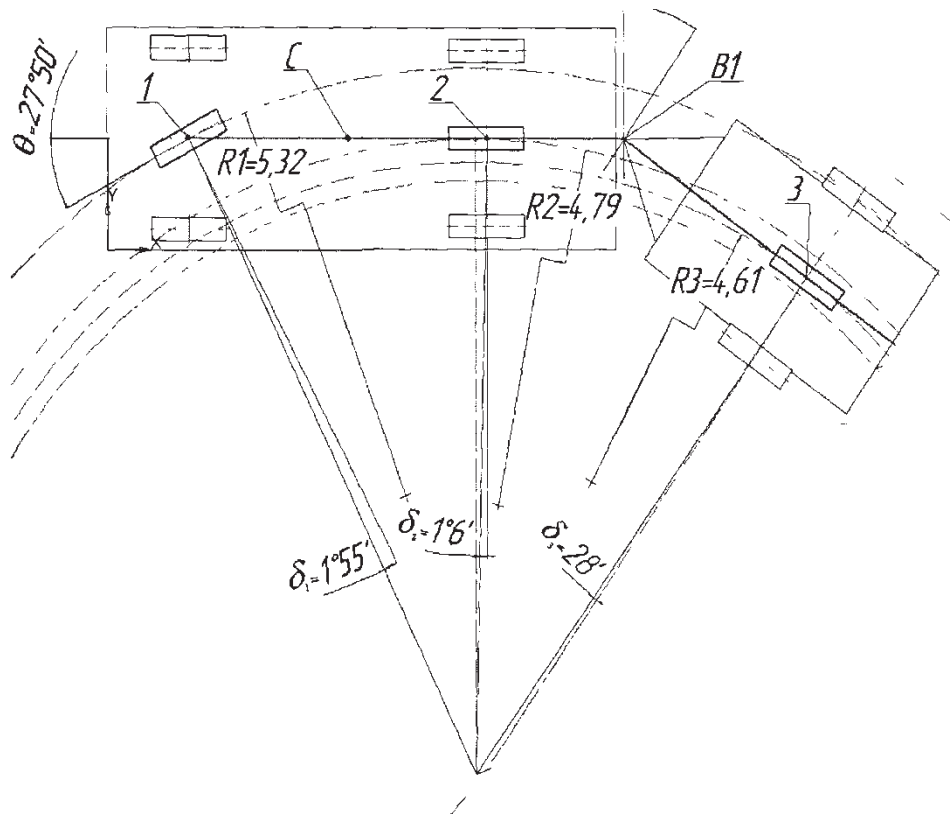


Рисунок 3 – До визначення параметрів руху АП в експерименті «рух по колу»

Таблиця 2 - Результати визначення кінематичних параметрів руху АП в експерименті «рух по колу»

№ п/п	$\delta_1, ^\circ$	$\delta_2, ^\circ$	$\delta_3, ^\circ$	$u, \text{ м/с}$	$\omega, \text{ с}^{-1}$	$u_2, \text{ м/с}$	$v_2, \text{ м/с}$	$u_3, \text{ м/с}$	$v_3, \text{ м/с}$
1	0° 57'	0° 37'	0° 16'	0,350	0,399	-0,045	9,436	-0,069	9,429
2	0° 48'	0° 31'	0° 13'	0,454	0,457	-0,028	6,922	-0,044	6,905
3	1° 55'	1° 46'	0° 48'	1,237	1,190	-0,046	5,482	-0,066	6,309
4	2° 15'	2° 25'	1° 02'	1,432	1,231	-0,053	5,113	-0,053	6,112

З системи рівнянь (5), визначаючи рівноважне положення АП у просторовому русі, обчислюємо сили відведення кожної осі Y_i :

$$\begin{aligned}
 m(\dot{u} + \omega v) &= Y_1 \cos \theta - X_1 \sin \theta + Y_{11} - Y \cos \varphi - X \sin \varphi + P_\gamma; \\
 I\dot{\omega} &= a(Y_1 \cos \theta - X_1 \sin \theta) - bY_{11} - b_b Y_2 + c(Y \cos \varphi - X \sin \varphi); \\
 I_2 \dot{\omega}_2 &= d_1 Y - b_1 Y_2 + M_{cT2};
 \end{aligned} \tag{5}$$

Коефіцієнти опору відведення

$$K_i = Y_i / \delta_i. \quad (6)$$

Результати обчислень сил відведення Y_i на осях АП наведені у табл. 3.Таблиця 3 – Результати експерименту та обчислень сил відведення Y_i на осях АП в експерименті «рух по колу» за різного навантаження на тягово-зчипний пристрій

№ п/п	$P_{зч}, H$	$j_1, м/с^2$	Y_1, H	$\Delta Y_1, \%$	$j_2, м/с^2$	Y_2, H	$\Delta Y_2, \%$	$j_3, м/с^2$	Y_3, H	$\Delta Y_3, \%$
1	500	3,4	1918,6/ 2115,5	9,3	3,3	1795,2/ 1905,8	5,8	2,9	1015,0/ 1102,3	7,9
2	1000	3,3	1828,2/ 2043,2	10,5	3,5	2037,0/ 2198,4	7,3	2,5	750,0/ 793,2	5,4
3	1500	3,2	1734,4/ 1954,1	10,2	3,8	2356,0/ 2487,9	5,3	1,8	450,0/ 491,1	8,4
4	2000	3,1	1643,0/ 1792,5	8,3	4,0	2632,0/ 2798,7	5,9	1,5	300,0/ 326,1	8,7

Примітка: у чисельнику результати експерименту, у знаменнику – результати розрахунку

Як слідує з даних таблиці 3, максимальна розбіжність при визначенні бічних сил на керованій осі автомобіля не перевищила 10,5%, на його задній осі – 7,3% і на осі причепа – 8,7%.

За визначеними бічними силами на осях автопоїзда і їх кутами відведення визначені коефіцієнти опору відведення, табл. 4.

Таблиця 4 – До визначення коефіцієнтів опору відведення коліс осей автопоїзда

№ п/п	$P_{зч}, H$	Y_1, H	δ_1°	$K_{\delta_1}, Н/град$	Y_2, H	δ_2°	$K_{\delta_2}, Н/град$	Y_3, H	δ_3°	$K_{\delta_3}, Н/град$
1	500	1918,6	1° 55'	1001	1795,2	1° 46'	1020	1015	0° 48'	1269
2	1000	1828,2	1° 48'	1015	2037,0	1° 52'	1089	750	0° 43'	1388
3	1500	1734,4	1° 40'	1032	2356,0	1° 58'	1196	450	0° 19'	1406
4	2000	1643,0	1° 32'	1074	2632,0	2° 11'	1207	300	0° 12'	1500

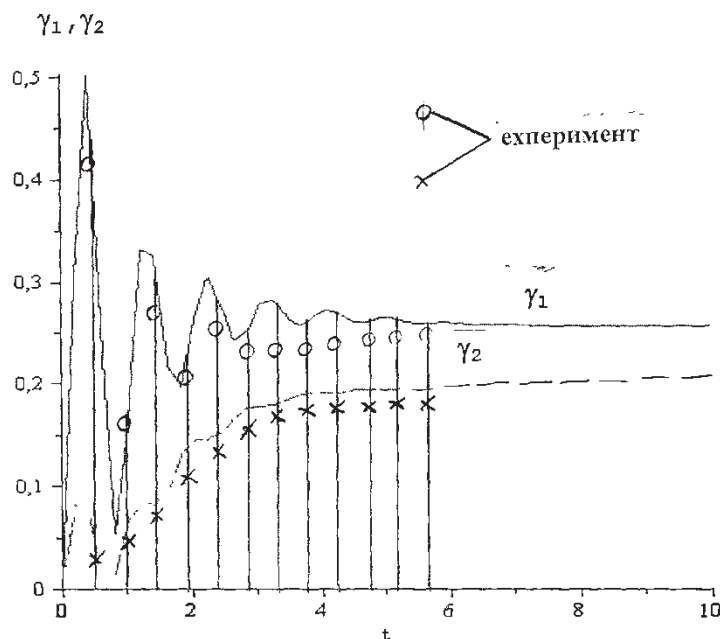
За результатами інтегрування рівнянь руху автопоїзда (5) були отримані значення кута складання φ за кута повороту керованих коліс тягача $\theta=28^\circ$, навантаження на тягово-зчипний пристрій в межах 500...2500 Н і швидкості руху автопоїзда $v=10$ м/с, табл. 5. У цій же таблиці наведені значення кута складання, що визначені експериментально.

Таблиця 5 – Результати визначення кута складання АП за математичною моделлю φ та експериментом φ_0 при вході автопоїзда в поворот

№ п/п	$P_{зч}, Н$	$\varphi_0,$ рад	$\varphi,$ рад		$\Delta\varphi,$ рад		$\Delta\varphi,$ %	
			Прост. модель	Плоска модель	Прост. модель	Плоска модель	Прост. модель	Плоска модель
1	500	1,318	1,213	1,198	0,105	0,120	7,78	9,10
2	1000	1,259	1,197	1,176	0,098	0,083	7,81	6,61
3	1500	1,250	1,178	1,154	0,072	0,096	5,76	7,72
4	2000	1,260	1,156	1,143	0,104	0,117	8,25	9,28

Як слідує з табл. 5, визначення кута складання автопоїзда можна проводити за більш простою математичною моделлю плоскопаралельного руху, так як похибка при цьому у порівнянні з моделлю просторового руху не перевищує 8,2%.

Поряд з кутом складання ланок автопоїзда визначалися і їх кути крену за умов, що використовувалися при розрахунках за математичною моделлю (розділ 3), - вхід у коло і рух по колу за $\theta=0.45$ рад і $v=10$ м/с, рис. 4.13.

Рисунок 4 – Зміна кутів крену кузова автомобіля γ_1 та причепа γ_2 у часі переходного процесу

Як слідує з рис. 4, результати розрахунку крену кузова автомобіля і причепа дещо більші у порівнянні з результатами експерименту, проте максимальна розбіжність результатів не перевищує 11,65%, що свідчить про адекватність розробленої математичної моделі просторового руху автопоїзда.

З визначеними чисельним інтегруванням залежностями фазових змінних як функцій часу кута складання $\varphi = \varphi(t)$, поперечної складової швидкості центра мас тягача $u = u(t)$ та кутової швидкості тягача $\omega = \omega(t)$ пов'язані похідні поперечні u_i та поздовжні v_i складові лінійної швидкості центру мас причепа:

$$u_2 = -v \sin(\varphi_1) + (u - c \cdot \omega) \cos(\varphi_1) - d_1 \omega_2; \quad (7)$$

$$v_2 = v \cos(\varphi_1) + (u - c \cdot \omega) \sin(\varphi_1). \quad (8)$$

У табл. 6 наведені результати визначення параметрів руху АП в експерименті «рух по колу» та за математичною моделлю просторового руху за швидкості 10 м/с

Таблиця 6 - Результати визначення параметрів руху АП в експерименті «рух по колу» та за математичною моделлю просторового руху за швидкості 10 м/с

№ п/п	$P_{зч}, Н$	$\omega, \text{рад/с}$	$u, \text{м/с}$	$\Delta u, \%$	$u_2, \text{м/с}$	$\Delta u_2, \%$	$v_2, \text{м/с}$	$\Delta v_2, \%$
1	500	0,405	0,345/ 0,364	5,2	0,039/ 0,045	7,1	9,83/ 10,0	1,7
2	1000	0,421	0,352/ 0,369	4,6	0,043/ 0,053	8,5	9,91/ 10,0	0,9
3	1500	0,459	0,373/ 0,391	4,6	0,056/ 0,076	8,2	9,85/ 10,0	1,5
4	2000	0,698	0,434/ 0,465	6,7	0,082/ 0,094	9,9	9,88/ 10,0	1,2

Примітка: чисельник – експеримент, знаменник - розрахунок

При цьому усталені значення кутових швидкостей (відповідають стаціонарному руху по колу) усіх ланок АП: $\omega = \omega_2$.

Як слідує з наведених даних, розроблена математична модель просторового руху автопоїзда [1] адекватно відображає експеримент «рух по колу».

При визначенні показників стійкості за колового руху автопоїзда у результаті розрахунків за математичною моделлю [1] за навантаження на тягово-зчіпний пристрій 500 Н були отримані корені характеристичних рівнянь:

- Для $v = 35$ км/год та $\theta = 6^\circ$:
 $-5.216511519 + 8.339404604 * I, -33.34348565 + .9933651077 * I, -4.667423627,$
 $-100.5897583, -33.34348565 - .9933651077 * I, -5.216511519 - 8.339404604 * I;$
- Для $v = 30$ км/год та $\theta = 9^\circ$:
 $-7.950619821 + 5.381030385 * I, -3.413422176, -42.40547884,$
 $-48.64727232, -133.2594572, -7.950619821 - 5.381030385 * I;$
- Для $v = 25$ км/год та $\theta = 13^\circ$:
 $-8.513980338 + 3.679160631 * I, -3.099014468, -41.75749732,$
 $-55.89800775, -127.2694783, -8.513980338 - 3.679160631 * I;$
- Для $v = 20$ км/год та $\theta = 17^\circ$:
 $-2.673348295, -6.426380612, -11.80280094,$
 $-39.77858344, -68.32264088, -124.5860330.$

Усі отримані власні значення характеристичних рівнянь знаходяться в лівій комплексній півплощині, що підтверджує стійкість цих режимів руху.

При реалізації цих режимів в процесі експерименту спостерігався стійкий рух автопоїзда для обраного навантаження на тягово-зчіпний пристрій.

Визначення граничних керованих параметрів руху АП по колу з радіусом 25 м здійснювалося методом поступового збільшення повздовжньої швидкості центра мас тягача v за навантаження на тягово-зчіпний пристрій в межах 500 Н. Дослідження були припинені після досягнення швидкості біля 12 м/с (43,2 км/год) (за результатами розрахунків критична швидкість за кута повороту керованих коліс $7^\circ - 47,9$ км/год), коли стали спостерігатися достатньо небезпечні горизонтальні та вертикальні коливання причепа, крен кузова тягача і причепа та поява зсуву коліс автомобіля у зовнішній бік. За інших навантажень на тягово-зчіпний пристрій експерименти не проводилися.

Окрім критичної швидкості за колового руху автопоїзда визначалися і бічні прискорення, що діють у центрі мас ланок автопоїзда. Так, уже за швидкості 10,5 м/с (37,8 км/год) бічні прискорення

у центрі мас причепа склали $4,3 \text{ м/с}^2$ ($0,44 \text{ g}$), що свідчить про те, що автопоїзд знаходиться на межі втрати стійкості руху (бічне прискорення не повинно перевищувати $0,45 \text{ g}$).

Окрім колового руху автопоїзда розглядалися також такі режими як «поворот», «переставка» і «пряма».

При виконанні маневрів «поворот» і «переставка» проведення експериментів здійснювалось у декілька заїздів з метою адаптації водія до заданих умов руху - підтримки постійної швидкості руху, зміни кута повороту рульового колеса для руху по заданій траєкторії. Після адаптації, швидкість поступово збільшувалась до появи зсуву коліс у зовнішній бік. Крім того, максимальна швидкість обмежувалась водієм за його відчуттям небезпечності маневрів, які супроводжувались коливанням та креном ланок АП. Під час виконання цих маневрів фіксувались поздовжні швидкості, траєкторії руху центрів осей ланок та значення бічного прискорення у центрах мас ланок.

У якості прикладу на рис. 5 наведені результати експерименту і розрахунку бічного прискорення у центрі мас причепа та автомобіля за навантаження на тягово-зчпний пристрій в межах 500 Н при виконання маневру «переставка».

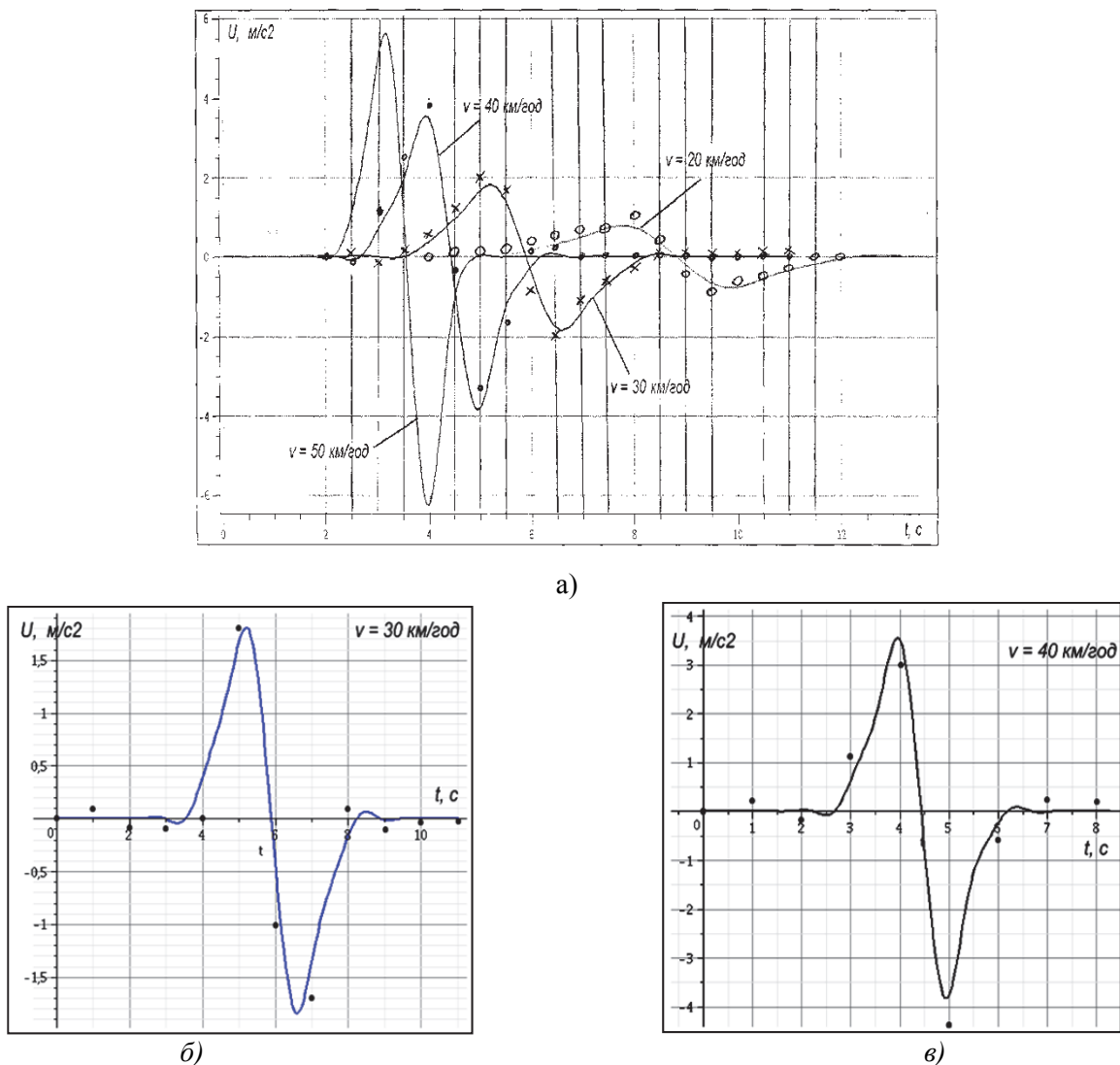


Рисунок 5 – Зміна бічних прискорень $U = U(t)$ у центрі мас причепа (а) і тягача (б, в) при виконанні маневру «переставка»:

(● ● x) - експериментальні, (—) – розрахункові

Як слідує з наведених графіків, при виконанні маневрів «поворот» і «переставка» прискорення, що діють у центрі мас автомобіля і причепа, майже однакові. Максимальна розбіжність не перевищує $10,5 \%$ за швидкості 30 км/год . При цьому розходження в результатах розрахунку за математичною моделлю просторового руху і експерименту не перевищує $8,9\%$ за швидкості 40 км/год .

Під час експерименту «рух АП по прямій» проводилось декілька заїздів з поступовим збільшенням швидкості. Дослідження були припинені після досягнення швидкості біля 110 км/год, коли стали спостерігатися достатньо небезпечні горизонтальні та вертикальні коливання причепа (критична швидкість прямолінійного руху за розрахунками на математичній моделі 35,1 м/с (126,36 км/год)). Інтенсивні коливання у вертикальній площині потенційно могли привести до втрати стійкості руху автопоїзда і його перекидання.

Розбіжність при цьому у визначенні критичної швидкості за математичною моделлю і результатами експерименту не перевищує 13%.

Висновки. Проведеними експериментальними дослідженнями підтверджена адекватність розроблених математичних моделей для визначення показників стійкості руху автопоїзда категорії М1. Максимальна розбіжність при визначенні бічних сил на керованій осі автомобіля не перевищила 10,5%, на його задній осі – 7,3% і на осі причепа – 8,7% за навантаження на тягово-зчіпний пристрій в межах 500...2000 Н. Максимальна швидкість автопоїзда за навантаження на тягово-зчіпний пристрій в межах 500 Н склала 110 км/год (при цьому спостерігатися достатньо небезпечні горизонтальні та вертикальні коливання причепа). Критична швидкість прямолінійного руху за розрахунками на математичній моделі склала 35,1 м/с (126,36 км/год). Розбіжність при цьому у визначенні критичної швидкості за математичною моделлю і результатами експерименту не перевищує 13%.

1. Сахно В.П. До визначення показників маневреності і стійкості автопоїзда категорії М1 / В.П. Сахно, Р.М. Кузнецов, В.В. Стельмашук, Л.С. Козачук // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія Машиноприладобудування та транспорт. – Випуск 152/2014. – С. 48-51.

2. Сахно В.П. До визначення показників стійкості автопоїзда категорії М1 у перехідних режимах руху / В.П.Сахно, Р.М.Кузнецов, В.В.Стельмашук, Л.С.Козачук // Сучасні технології в машинобудуванні і транспорті. – Науковий журнал. – Луцьк: Луцький НТУ, 2014. – №2. – С.123-128.

3. Марчук Р.М. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на устойчивость движения автопоездов категории М1 / Р.М. Марчук, В.В. Стельмашук, Л.С. Козачук // НАУКА И СОВРЕМЕННОСТЬ: сборник статей Международной научно-практической конференции (8 декабря 2014 г., г. Уфа) – Уфа: РИО МЦИИ ОМЕГА, САЙНС, 2014. – С.34-37.

4. Козачук Л.С. До визначення стійкості руху автопоїзда категорії М1 / Л.С.Козачук // Вісник Житомирського державного технологічного університету. –№2(53) – 2014. – С.121-128.

5. Сахно В.П. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на стійкість руху автопоїздів категорії М1 / В.П.Сахно, В.В.Стельмашук, Л.С.Козачук // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – №2-3. – 2014. – С.83-92.

6. Придюк В.М. Експериментальна установка автопоїзда-контейнеровоза для дослідження його маневреності / В.М. Придюк // Наукові нотатки.. – Вип. 31. – Луцьк. – 2011. С. 277-281.

7. Онищук В.П. Автоматизований комплекс для дослідження показників руху експериментального автопоїзда-контейнеровоза / В.П.Онищук // Луцький національний технічний університет: Наукові нотатки. – Луцьк. – 2011. – С. 478-484.

8. ДСТУ 3310-96. Засоби транспортні дорожні. Стійкість. Методи визначення основних параметрів випробуваннями. – Введено вперше. 01.01.1997. – К.: Держстандарт України, 1996. – 10 с.

9. ГОСТ Р 52302–2004. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний. – Введено 01.01.2006. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2005. – 28 с.

10. Бондаренко А.Є. Аналіз результатів дослідження курсової стійкості руху експериментального автопоїзда в сталому русі / А.Є. Бондаренко, А.В. Куплінов, Д.Л. Мойся, М.М. Макійов, В.В. Кондратьєв. // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2010.- Вип. 2. – С. 15-23.

REFERENCES

1. Sakhno, V., Kuznietsov, R., Stelmashchuk, V. & Kozachuk, L. (2014). Definition of maneuverability and stability of vehicle-trailer combination of M1 category. [Do vyznachennia pokaznykiv manevrenosti i stiiikosti avtopoizda katehorii M1]. *Bulletin of Sevastopol national technical university. [Visnyk SevNTU]*. Vol. 152. SevNTU Publ. Sevastopol, pp. 48-51.

2. Sakhno, V., Kuznietsov, R., Stelmashchuk, V. & Kozachuk, L. (2014). To defining stability indicators for lorry convoy of M1 category in transient modes of its motion. *Advances in mechanical engineering and transport*. Vol. 2. Lutsk NTU Publ. Lutsk, pp. 123-128.

3. Marchuk, R., Stelmashchuk, V. & Kozachuk L. (2014). Influence of design and operational factors on the motion stability of vehicle-trailer combination of M1 category. [Vliyanie konstruktivnykh i ekspluatatsionnykh faktorov na ustojchivost' dvizheniya avtopoezdov kategorii M1]. *Science and Modernity: collection of articles of the international scientific and practical conference. [NAUKA I SOVREMENNOST': sbornik statej mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii]*. Omega Science Publ. Ufa, pp. 34-37.

4. Kozachuk, L. (2014). Model of definition of motion stability of vehicle-trailer combination of M1 category. [Do vyznachennia stiiikosti rukhu avtopoizda katehorii M1]. *Bulletin of Zhytomyr State Technological University*. №2(53), Zhytomyr, pp. 121-128.

5. Sakhno, V., Stelmashchuk, V. & Kozachuk, L. (2014). Effect of design and operating factors on the stability of combination vehicles of category M1. [Vplyv konstruktyvnykh i ekspluatatsiynykh faktoriv na stiikist rukhu avtopoizdiv katehorii M1]. *Bulletin of Donetsk Academy of Road Transport*. [Visnyk Donetskoii akademii avtomobilnoho transportu]. Vol. 2-3. DAAT Publ. Donetsk, pp. 83-92.
6. Prydiuk, V. (2011). The experimental setup of road traincontainer for study of its maneuverability. [Eksperymentalna ustanovka avtopoizda-konteinerovoza dlia doslidzhennia yoho manevrenosti]. *Scientific Notes [Naukovi notatky]*. Vol. 31. Lutsk NTU Publ. Lutsk, pp. 277-281.
7. Onyshchuk, V. (2011). Automated system for experimental study of road traincontainer movement. [Avtomatyzovanyi kompleks dlia doslidzhennia pokaznykiv rukhu eksperymentalnoho avtopoizda-konteinerovoza]. *Scientific Notes [Naukovi notatky]*. Vol. 32. Lutsk NTU Publ. Lutsk, pp. 281-285.
8. DSTU 3310-96. [State Standard 3310-96]. *Road vehicles. Stability. Methods for determination of the basic parameters by tests*. Kyiv, Derzhstandart Ukrainy Publ., 1996. 10 p. (In Ukrainian).
9. GOST R 52302-2004. [State Standard 52302-2004]. *Road vehicles. Handling and stability. Technical requirements. Test methods*. Moscow, Izdatelstvo Standartov Publ., 2005. 28 p. (In Russian).
10. Bondarenko, A., Kuplinov, A., Moisia, D., Makiiiov, M. & Kondratiev, V. (2010). An analysis of results of experimental studies of stability of stationary regimes of motion of three-tier autotrains. [Analiz rezultativ doslidzhennia kursovoi stiikosti rukhu eksperymentalnoho avtopoizda v stalomu rusi]. *Bulletin of Donetsk Academy of Road Transport*. [Visnyk Donetskoii akademii avtomobilnoho transportu]. Vol. 2. DAAT Publ. Donetsk, pp. 15-23.

Кузнецов Р.М., Стельмашук В.В., Козачук Л.С. Результаты экспериментальных исследований автопоезда категории М1.

В статье приведены результаты экспериментальных исследований показателей устойчивости автопоезда категории М1. Целью экспериментальных исследований была проверка адекватности разработанных математических моделей, положенных в основу расчета показателей маневренности и устойчивости автопоездов категории М1.

Проведенными экспериментальными исследованиями подтверждена адекватность разработанных математических моделей для определения показателей устойчивости движения автопоезда категории М1. Максимальное расхождение при определении боковых сил на осях автопоезда не превысила 10,5%, критической скорости движения - 13%.

Ключевые слова: автопоезд категории М1, экспериментальные испытания, боковые силы, коэффициенты сопротивления уводу осей, критическая скорость движения.

R. Kuznetsov, V. Stelmashchuk, L. Kozachuk. Results of experimental research of road train of M1 category.

The article presents the results of experimental research of stability indicators of road train of M1 category. The aim of experimental research was to check the adequacy of the developed mathematical models, which used as the basis of calculation of maneuverability and stability of road trains of M1 category. To achieve this goal into a program of experimental studies were included such tests as «a turn motion», «motion around the circumference of different radiuses», «moose test», «a rectilinear motion». Experimental studies were carried out for the maximum loading of road train and with different loads on pull-coupling.

The experimental research confirmed the adequacy of the developed mathematical models for the determination of the movement stability of road train of M1 category. The maximum difference in determining of the lateral forces on the axes of road train does not exceed more than 10.5% and of the critical velocity - 13%.

Keywords: road train of M1 category, experimental research, lateral forces, drag coefficients of the axes lateral withdrawal, critical speed.

АВТОРИ:

КУЗНЕЦОВ Руслан Михайлович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький НТУ, e-mail: avto@lntu.edu.ua

СТЕЛЬМАЩУК Валерій Віталійович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький НТУ, e-mail: cdp@lntu.edu.ua

КОЗАЧУК Любомир Святославович, аспірант кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький НТУ, e-mail: lubaxxa@yandex.ru

AUTHORS:

Ruslan KUZNIETSOV, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: avto@lntu.edu.ua

Valeriy STELMASHCHUK, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: cdp@lntu.edu.ua

Liubomir KOZACHUK, Postgraduate Student of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: lubaxxa@yandex.ru

Стаття надійшла в редакцію 13.09.2015р.

Маяк М.М., Мельничук С.В., Рафальський О.І.
Житомирський державний технологічний університет

ОПТИМІЗАЦІЯ ВИБОРУ РУХОМОГО СКЛАДУ ДЛЯ ПАСАЖИРСЬКИХ АВТОМОБІЛЬНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ ПО МАГІСТРАЛЬНИХ ВУЛИЦЯХ м. ЖИТОМИРА

Проаналізовано стан перевезення пасажирів та організацію дорожнього руху по магістральних вулицях м. Житомирі. Проведено дослідження швидкісних параметрів руху транспортних засобів, що курсують автобусними пасажирськими маршрутами. Виявлено, що на оптимальний вибір пасажирських транспортних засобів впливає, в першу чергу, величина пасажиропотоку, по-друге, інтенсивність дорожнього руху на ділянках вулиць де проходять пасажирські маршрути. Слід також враховувати, що пасажиропотоки можуть істотно коливатися в залежності від періоду доби та днів тижня. Але практично не в усіх перевізників є можливість протягом доби замінювати рухомий склад з меншої пасажиромісткості на велику і навпаки. Тож обирають один тип рухомого складу, місткість якого встановлюють з урахуванням даних про часові напруженості пасажиропотоку по найбільш завантажених ділянках маршруту в години «пік», або про його об'єм за добу на маршруті загалом. Велика кількість малих автобусів та часті інтервали руху поставили електротранспорт в невідгідне становище, призвела до порушення організації дорожнього руху та утворення частих заторів.

Представлено попередні висновки і рекомендації щодо забезпечення потреб у перевезенні, та вибору раціонального виду транспортного засобу.

Ключові слова: пасажиропотоки, безпека руху, завантаженість вулиць, автобусний маршрут, транспортний засіб, середня технічна швидкість.

Вступ. В останній час у м. Житомирі склалася напружена ситуація з організацією дорожнього руху та пасажироперевезень. Значно зросла кількість транспортних засобів, при тому що вулиці та розв'язки міста не розраховані на сьогоднішній потік машин. По-друге, поглиблює цю ж проблему велика кількість автобусних маршрутів, на яких працюють автобуси переважно малої місткості.

До семидесяти процентів маршрутів проходить центральною магістраллю Житомира - по вул. Київській. Відсутність заїзних зупиночних «карманів» фактично звужує вулиці практично на одну сугу руху в кожному напрямку. Все це призводить до частих заторів та тисняви на дорогах. Значно знизилась середня технічна швидкість маршрутних транспортних засобів до 13 км/год (для порівняння в м. Вінниця середня технічна швидкість становить більше 20 км/год). Як наслідок, погіршились якість пасажироперевезень, безпека руху та екологічність міста.

До основних причин даних проблем можна віднести наступне:

-з 80-х років минулого століття взагалі не проводились дослідження пасажиропотоків, не обґрунтовано відкрито десятки нових міських автобусних маршрутів, з використанням великої кількості малих автобусів; автобусні маршрути, на яких працювали великі автобуси взагалі зникли з вулиць міста;

-не проводились дії, направлені на підвищення пропускнуої здатності вулиць міста та організації дорожнього руху;

Така ж ситуація спостерігається в багатьох містах України. В останні роки деякими обласними центрами впроваджуються реформи пасажирського транспорту направлені на забезпечення якості пасажирських перевезень та покращення дорожнього руху. Проведені системні дослідження та запропоновані (а містах Вінниця, Кіровоград та Львів впроваджено) вдосконалені маршрутні мережі, що краще забезпечують потреби населення в переміщенні, вирішують проблему дисорганізації в організації дорожнього руху, та підвищують безпеку руху та екологічність міст.

Не дивлячись на те, що число маршрутних автобусів постійно зростає, якість обслуговування пасажирів не поліпшується. Основна причина полягає в тому, що маршрутна мережа маршрутних таксі, як правило, майже повністю дублює або заміняє автобусні та тролейбусні маршрути.

Постійний розвиток послуг транспорту висуває багато вимог як до перевізників, так і до самого транспорту. Одним із важливих аспектів розвитку автомобільного транспорту є застосування належного технічного рівня транспортних засобів з урахуванням вимог енергозбереження та безпеки руху [1]. Випадковим чином сформована маршрутна мережа штучно поставила пасажирський електротранспорт в невідгідне положення порівняно з маршрутними таксі (які, по суті, працюють як автобусні маршрути з суворо визначеними зупинками).

Для виходу зі сформованої ситуації необхідно провести:

- Формування організації дорожнього руху в м. Житомирі;
- сформувані маршрутну мережу, що відповідає потребам у переміщенні;
- розрахувати інтервали руху, вибрати транспортний засіб для забезпечення необхідного рівня пасажироперевезень та покращує екологію міста необхідний.

Метою даної роботи є визначення конструктивних параметрів для вибору автобуса, що забезпечить належний рівень пасажирських перевезень в м. Житомирі.

На основі аналізу літературних джерел [2] у якості оціночних параметрів міських автобусів обираємо наступні:

- Q – пасажиромісткість;
- V_T - технічна швидкість;
- L - дальність маршруту;
- G - повна маса;
- D - динамічний фактор;
- N - потужність двигуна;
- V_{max} - максимальна швидкість руху;
- $G_{p.m}$ - загальна витрата матеріалів (палива, робочих рідин, газів, змазок, змінних агрегатів; запасних частин і ін.) за одиничний рейс по запасу палива;
- K_z коефіцієнт заповнення салону транспортного засобу;
- ϕ .опір кочення;

Потрібно відмітити серйозну значущість вибраних параметрів, бо кожний з них може служити самостійним критерієм оцінки об'єкта для потреб практики [3].

Для досягнення заданих вимог необхідно провести оптимізацію вибору за даними параметрами, що задовольнить потреби в міських пасажирських перевезень:

1. Стосовно автобуса :

- конструктивні параметри автомобіля: пасажиромісткість, габаритні розміри, конструкції салону.
- максимальна потужність двигуна N_{max} ;
- максимальний крутний момент $M_{K_{max}}$ та частоти обертання колінчастого вала двигуна, що

відповідають максимальній потужності ω_N та максимальному моменту ω_M ;

- передаточні числа трансмісії;
- коефіцієнт корисної дії трансмісії η_m ;

2. Стосовно маршруту (основна магістральна вул. Київська):

- тип покриття дороги;
- категорії дороги.

Було проведено [4] комплексне обстеження пасажиропотоків та транспортних потоків по основній магістралі м. Житомир вулиці Київській. Силуєтним методом визначені пасажирські потоки по вулиці Київській в прямому і зворотному напрямку та проаналізовані години-«пік» з урахуванням усього транспорту, що проходить по головній магістралі (рис.1).

За даними дослідження виявлено найбільші напруженості пасажиропотоку в години –«пік» з 8:00 до 9:00 та 19:00 до 20:00 години(табл.1).

Дослідження транспортних потоків [5] дозволило отримати дані розподілу за видами транспорту (рис.2) та визначити чинники перешкод сталому дорожньому руху. Кількість проїжджаючих транспортних засобів за 30 хвилин в один бік становить 344 одиниці, з яких більше 100 одиниць пасажирського транспорту. Це в свою чергу призводить до утворення заторів як на протязі усього руху, так і, особливо, в місцях зупиночних пунктів.

Встановлено, що автобуси та тролейбуси не можуть вільно пересуватись тримаючись правої смуги, це спричинено хаотично припаркованими автомобілями та розташуванням самих зупиночних пунктів на правій смузі.

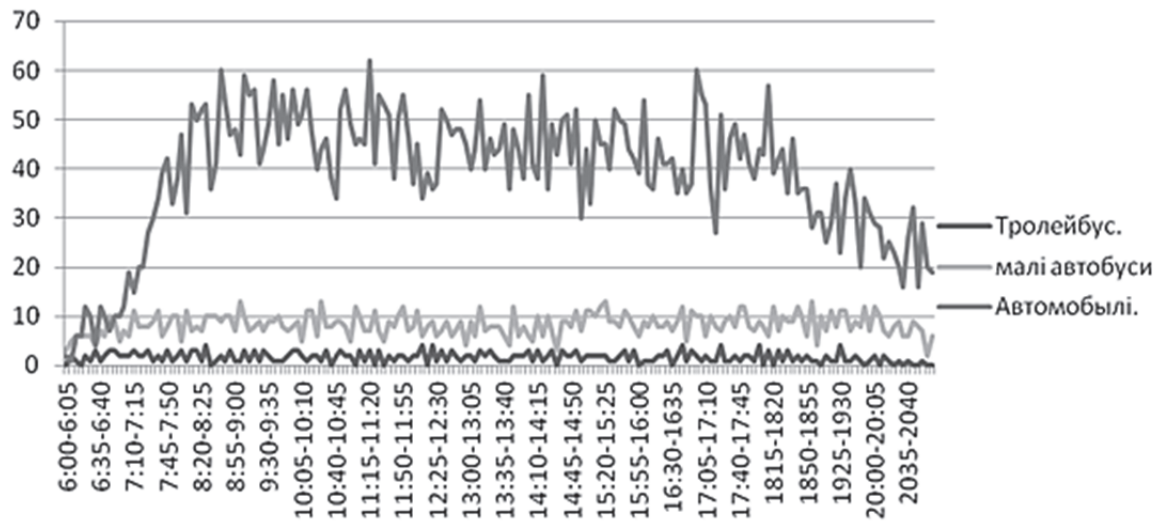


Рис.1. Пасажи́ропоті́к по вулиці Київській

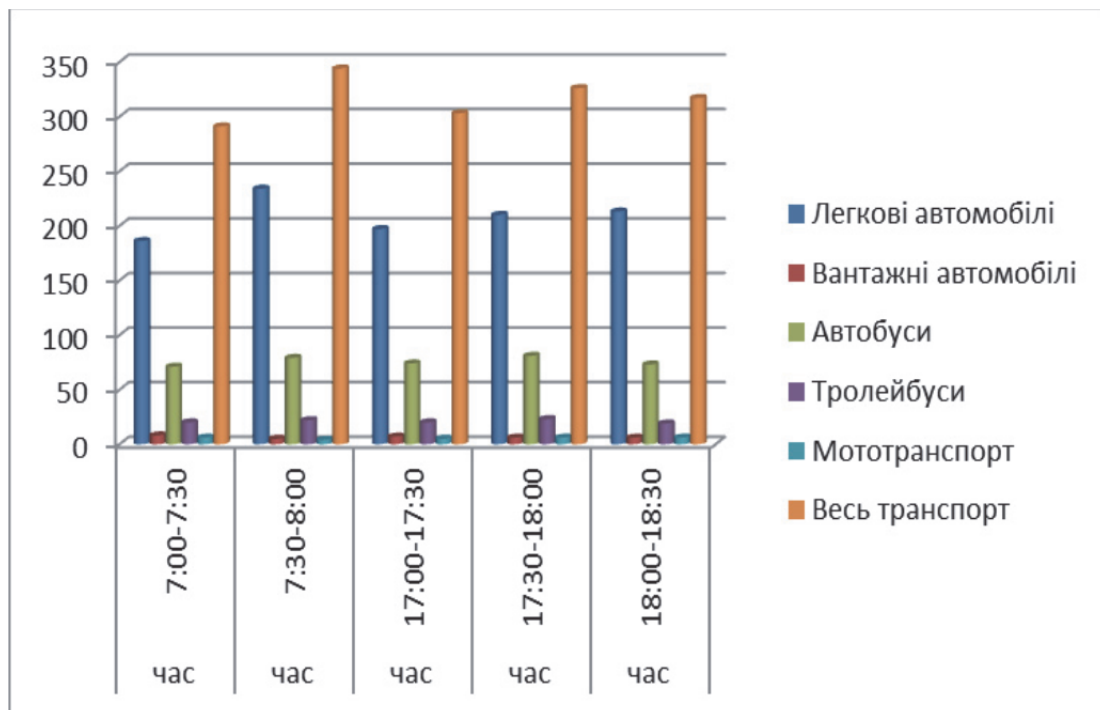


Рис.2. Розподіл транспортних потоків за видами ТЗ по вул. Київській в напрямку центра міста (7:00-8:00 та 17:00-18:30)

На основі проведених досліджень отримуємо параметри дорожнього руху такі як середня технічна швидкість по правій смузі руху $v_{\text{ср}}^{\text{пр}} = 15 \text{ км/год}$, тривалість зупинки складає приблизно 15 с (0.25 хв.), відповідно середня технічна швидкість по лівій смузі руху $v_{\text{ср}}^{\text{лів}} = 15 \text{ км/год}$ (для порівняння в м. Вінниця середня технічна швидкість становить більше 20 км/год [6]), коефіцієнт заповнення салону транспортного засобу в середньому $K_z = 0,8$, ККД трансмісії $\eta_m = 0,85$ [7], опір кочення $\phi = 0,025$, середнє необхідне прискорення для забезпечення «вклинювання» в потік транспортним засобом $a = 0,5 \text{ (м/с}^2\text{)}$

Параметри дослідженого пасажиропотоку [7]: пікова напруженість пасажиро потоку на вул. Київській – $Q_{\text{max}} = 4260 \text{ чол./год}$, кількість тролейбусів 18 шт./год, кількість автобусів малої та середньої пасажиромісткості 112 шт./год.

Одним з найважливіших початкових етапів в оптимізації системи автомобіль-пасажир-навколишнє середовище, є первинна оптимізація потенційних властивостей автомобіля. На цьому етапі варіюють тільки конструктивними і режимними параметрами агрегатів автомобіля, причому

тільки тими, які впливають на зниження часу руху і витрати палива при русі автомобіля по горизонтальній дорозі з мінімальним коефіцієнтом опору коченню.

Рух на маршруті, в загальному випадку, складається з етапів розгону, рівномірного руху, гальмування (включаючи рух накатом). Найбільш вагомим для міських умов експлуатації автобуса є етап розгону. На його частку за попередніми даними доводиться за часом - 36%, по витраті палива - 65%. Розгін автобуса відбувається при відносно значних прискореннях і неусталеному режимі роботи двигуна.

Вибору кількості місткості та технічній компоновці транспортного засобу для роботи на маршруті присвячені роботи ряду дослідників [8,9,10,11,12]. При цьому необхідну кількість автобусів визначається згідно [12] за формулою:

$$A_M = \frac{T_0 Q_{\max}}{N},$$

де Q_{\max} - пасажиропотік на найбільш завантаженому ділянці маршруту на годину «пік»;

N - повна номінальна місткість автобуса;

T_0 - час оборотного рейсу.

При організації нових маршрутів, коли відома величина пасажиропотоку, потрібна кількість автобусів на початковий період можна визначити орієнтовно за часом оборотного рейсу, прийнятому інтервалу I :

$$A_M = \frac{T_0}{I}$$

Для покращення організації дорожнього руху по центральній магістральній вул. Київській, посиляючись на досвід європейських міст, необхідно на пасажирських маршрутах залишити електротранспорт, а малі автобуси замінити великими із збільшенням інтервалу руху. При цьому вже на сьогодні існуючі тролейбусні маршрути можуть забезпечити при повному використанні пасажиромісткості тролейбуса приблизно 1500 чол./год. Іншу частину пасажиро потоку необхідно забезпечувати великими автобусами:

$$Q_{ат} = Q_{\max} - Q_{тр}$$

Якщо попередньо прийняти інтервал i_x руху такий самий як у тролейбусів $i_a = i_{тр}$, отримаємо частку пасажиропотоку, яка припадає на великі автобуси $Q_{ат}$:

$$Q_{ат} = Q_{\max} - Q_{тр} = 4260 - 1500 = 2760 \text{ чол.}$$

де $Q_{тр}$ - максимальний пасажиропотік, що може задовольнити електротранспорт

Приймаючи номінальну пасажиромісткість автобуса $A_{ат} = 90$ чол., проводимо розрахунок пасажиромісткості салону $N_{ат}$:

$$N_{ат} = \frac{Q_{ат}}{A_{ат}} = \frac{2760}{90} = 31 \text{ чол.}$$

При попередньому виборі двигуна та трансмісії міського автобуса важливо щоб, двигун мав високий крутний момент в межах малої кількості обертів, що в сою чергу обумовлено частими зупинками та розгонами на лінії міських пасажирських маршрутах.

Основними вимогами для даних розрахунків маємо $V_{\max} = 60-90$ км/год, прискорення $a \geq 0,5$ (м/с²) та екологічні норми Euro 3 - Euro 5.

За отриманими даними попередні проведені розрахунки початкових характеристик міського автобуса (Табл1), що задовольняють потребам пасажирів у переміщенні основною магістраллю м. Житомира становлять:

Параметр	Характеристика
Потужність двигуна, к.с	від 120
крутний момент, Нм	550-800
Формула дверей автобуса	1-2-2, 2-2
К-сть місць для сидіння	24-32
К-сть місць номінальна	90

Таким чином попередньо запропоновано замінити середні та малі маршрутні ТЗ на великі автобуси CityLAZ-10LE Львівського автобусного заводу, які мають номінальну пасажиромісткість 89 чоловік, потужність двигуна 180-190к.с. та відповідають вимогам міського транспорту та європейським стандартам екології Euro 3.

Для задоволення потреб в перевезенні пасажирів основною магістраллю м. Житомир в годину «пік» необхідно 31 автобуси великої пасажиромісткості замість існуючих 122 автобусів малої та середньої пасажиромісткості та 18 тролейбусів.

Висновки:

1. Відсутність наукового аналізу, обґрунтування маршрутів пасажирського транспорту та не раціонального вибору транспортних засобів призвело до зниження ефективності, якості пасажироперевезень та до порушення організації вуличного руху по головним магістралям м. Житомир (утворення заторів, підвищення аварійності, зниження швидкості сполучення).

2. Вибрано основні оціночні параметри транспортних засобів категорії М₂, що враховують основні експлуатаційні властивості – пасажиромісткість, динамічність, економічність.

3. Для вирішення проблеми пропонуємо:

- Розробити концепцію міської транспортно-пасажирської мережі, що враховує реальну картину потреб населення в переміщенні та організацію дорожнього руху з урахуванням заміни малих та середніх автобусів на великі.

- Впровадити результати дослідження та вибору рухомого складу в транспортно-пасажирську мережу м. Житомира.

1. Бурдаков В.Д. Квалиметрия транспортных средств. Методика оценки эффективности использования / Бурдаков В.Д. - М.: Издательство стандартов, 1990. – 160 с.

2. Рудзінський В.В., Мельничук С.В., Рафальський О.І., Шумляківський В. П. / Дослідження стану пасажироперевезень в місті Житомирі, аналіз проблеми / / Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. - 2014. - № 2. - С. 117-122.

3. Рафальський О.І. Дослідження стану пасажирських перевезень у м. Житомир/О.І.Рафальський // Вісник ЖДТУ. – Житомир, 2012. - №3, С.164-164.

4. Маяк М.М. и Мельничук С. В., Рафальський О.І. Стан пасажироперевезень у м. Житомирі: Тези міжвузівської науково-практичної конференції, присвяченої Дню науки ЖДТУ Т.1., С. 19-20.

5. Архипов С. Г. Повышение эффективности технической эксплуатации городских автобусов за счет рациональной адаптации их к условиям маршрута движения: Автореф. Дисс. канд. техн. наук. М. 1999.-19 с.

6. Маяк М.М., Мельничук С.В., Кравченко О.М., Рафальський О.І. Оптимізація вибору рухомого складу для пасажирських автомобільних перевезень в м. Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Вип. 143/2013. Серія: Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Вип. 143/2013. Серія: машиноприладобудування та транспорт. — Севастополь, 2013.

7. В. А. Гудков Пасажирские автомобильные перевозки: Учебник для вузов / [В.А.Гудков и др.]. –М.: Телеком, 2004. – 448 с.

8. Афанасьев Л.Л. Единая транспортная система и автомобильные перевозки: Учебник для вузов/ Л.Л. Афанасьев, Н.Б. Островский, СМ. Цукерберг-М.: Транспорт, 1984. - 333 с.

9. Страментов А.Е. Городской транспорт/ А.Е. Страментов, В.Г. Сосянс, М.С. Фишельсон - М.: Стройиздат, 1969 - 415 с.

10. Шефтер А.И. Обоснование и разработка нормативов минимальной обеспеченности пассажирскими транспортными средствами городского транспорта общего пользования - М., 2003. - 61 с.

11. Дуднев Д.И. Организация перевозок пассажиров автомобильным транспортом: учеб. пособие / Дуднев Д.И., Климов М.И., Менн А.А. - М.: Транспорт, 1974. - 296 с.

12. Блатнов М.Д. Пассажиры автомобильные перевозки / М.Д. Блатнов. – : Транспорт, 1981. – 198 с.

REFERENCES

1. Burdakov, V. (1990). *Qualimetry vehicles. Methods of assessing the effectiveness of use.* [Kvalimetrija transportnyh sredstv. Metodika ocenki jeffektivnosti ispol'zovanija]. Moscow, Izdatel'stvo standartov Publ., 160 p.
2. Rudzins'kij, V., Mel'nichuk, S., Rafalskij, A. & Shumljakivskij, V. (2014). Research of the passenger in Zhytomyr, problem analysis. *Advances in mechanical engeneering and transport.* [Suchasni tehnologii v mashinobuduvanni ta transporti]. Vol. 2. Lutsk, pp. 117-122.
3. Rafal's'kij, A. (2012). Research of passenger transport in the city. Zhitomir / [Doslidzhennja stanu pasazhirs'kih perevezen' u m. Zhitomir]. *Visnik ZHDTU.* №3. Zhitomir, pp. 164 -164.
4. Majak, M., Mel'nichuk, S. & Rafal's'kij, A. Transport in the city. Zhitomir [Stan pasazhiropervezen' u m. Zhitomiri]. *Tezi mizhvuzivs'koï naukovo-praktichnoï konferencii, prisyjachenoi Dnju nauki ZHDTU.* Vol. 1., pp. 19-20.
5. Arhipov, S. (1999). *Improving the efficiency of the technical operation of buses by their rational adaptation to the conditions of the route dvizheniya* [Povyshenie jeffektivnosti tehnichekoj jekspluatacii gorodskih avtobusov za schet racional'noj adaptacii ih k uslovijam marshruta dvizhenija]: Avtoref. Diss. kand. tehn.nauk. Moscow, 19 p.
6. Majak, M., Mel'nichuk, S. & Rafal's'kij, A. (2013). Optimization of choice of rolling stock for passenger road transport/ [Optimizacija viboru ruhomogo skladu dlja pasazhirs'kih avtomobil'nih perevezen'] *Visnik SevNTU: zb. nauk. pr. Serija: mashinoprikladobuduvannja ta transport.* Vol. 143. Sevastopol'.
7. Gudkov, V. (2004). *Passenger road transport.* [Pasazhirs'kie avtomobil'nye perevozki]: Uchebnik dlja vuzov Moscow, Telekom Publ., 448 p.
8. Afanas'ev, N., Ostrovskij, S. & Cukerberg, M. (1984). *Integrated transport system and road transport.* [Edinaja transportnaja sistema i avtomobil'nye perevozki]. Uchebnik dlja vuzov. Transport publ., 333 p.
9. Stramentov, V. & Sosjans, M. (1969). *Urban transport.* [Gorodskoj transport]. Moscow, Strojizdat Publ., 415 p.
10. Shefter, A. (2003). *Justification and development of minimum security standards for passenger vehicles, urban public transport.* [Obosnovanie i razrabotka normativov minimal'noj obespechennosti passazhirs'kimi transportnymi sredstvami gorodskogo transporta obshhego pol'zovanija]. Moscow, 61 p.
11. Dudnev, D., Klimov, M. & Menn, A. (1974). *Organization of passengers' transportation by road transport.* [Organizacija perevozok passazhiroavtomobil'nym transportom]. Moscow, Transport Publ, 296 p.
13. Blatnov, M. (1981). *Passenger road transportation.* [Passazhirs'kie avtomobil'nye perevozki]. Transport Publ., 198 p.

Н.Н. Маяк, С.В. Мельничук, О.І.Рафальський. «Оптимизация выбора подвижного состава для пассажирских автомобильных перевозок по магистральных улиц г. ЖИТОМИР».

За последние годы на улицах Житомира появилось десятки новых автобусных маршрутов, на которых работают автобусы малого и среднего классов. Новые маршруты открывались без научного обоснования, что может базироваться только на исследовании пассажиропотоков. Использование большого количества малых и средних автобусов на относительно тесных улицах города, привело к нарушению организации дорожного движения, повышению аварийности и образованию заторов в центральной части города, является традиционной проблемой и большинства других городов Украины.

Целью данной работы является определение конструктивных параметров для выбора автобуса, обеспечит надлежащий уровень пассажирских перевозок в г. Житомире.

Проанализировано состояние перевозки пассажиров и организации дорожного движения по магистральным улицам г. Житомира. Проведено исследование скоростных параметров движения транспортных средств, курсирующих автобусными пассажирскими маршрутами и представлены предварительные выводы и рекомендации по обеспечению потребностей в перевозке, и выбора рационального вида транспортного средства.

Одним из важных аспектов развития автомобильного транспорта является применение надлежащего технического уровня транспортных средств с учетом требований энергосбережения и безопасности движения.

Было проведено комплексное обследование пассажиропотоков и транспортных потоков по основной магистрали г. Житомир улице Киевской. Силуэтным методом определены пассажирские потоки по улице Киевской в прямом и обратном направлении и проанализированы время- «пик» с учетом всего транспорта, проходящего по главной магистрали. Что тем самым дало возможность расчета транспортного средства для работы на городских магистральных улицах.

Выводы:

1.Отсутствие научного анализа, обоснования маршрутов пассажирского транспорта, но не рационального выбора транспортных средств привело к снижению эффективности, качества пассажироперевозок и к нарушению организации уличного движения (образование заторов, повышения аварийности, снижение скорости сообщения).

2.Вибрано основные оценочные параметры транспортных средств, учитывающие основные эксплуатационные свойства транспортных средств - пассажироместимость, динамичность, экономичность.

3. Для решения проблемы предлагаем:

-разработать Концепцию городской транспортно-пассажирской сети, учитывающий реальную картину потребностей населения в перемещении и организации дорожного движения.

-воплотить результаты исследования и выбора подвижного состава в транспортно-пассажирскую сеть г. Житомир.

M. Maiak, S. Melnychuk, O. Rafalskyi. «Optimization of selection of fleet for passenger transportation on streets in Zhytomyr city».

Last years on the streets of Zhytomyr city dozens of bus-routes appeared with buses of small-rate and middle classes. New routes started without any scientific justification, which may be based only on *research of passenger flow*. The application of great number of small-rate and middle class buses on relatively narrow streets of the city lead to violation of traffic, increase of accidents and formation of jams in central part of the city which is a traditional problem of majority of other cities of Ukraine.

The purpose of this paper is determination of *reasonable parameters* for the selection of bus, ensuring proper level of *passenger transportation* in Zhytomyr city.

This analyzed the condition of transportation of passengers and organization of *traffic* on the main streets of Zhytomyr city. A study of speed parameters of vehicle traffic that is routed by passenger buses and presented preliminary findings and recommendations on the needs in traffic, and rational selection of type of vehicle.

One of the most important aspects of road transport is the use of appropriate technological level of vehicles to meet the requirements of energy saving and safety.

There have been a comprehensive survey and passenger traffic on the main street of Zhytomyr city: Kyiv Street. The Silhouette method determined by passenger flows on Kyiv Street in a forward and reverse ways and analyzed "rush hours" taking into account all vehicle passing along the main street.

Conclusions:

1. Lack of scientific analysis, study routes and passenger transport is not a rational choice of vehicles has led to a decrease in efficiency, quality and passenger organizations to disruption of traffic (congestion formation, increased accidents, reduced connection speed).

2. Selected basic evaluation parameters vehicles that take into account the basic operational properties of vehicles - passenger capacity, dynamics, economy.

3. We suggest the following to solve the problem:

- To develop the concept of urban transport and passenger network, taking into account the real needs of the people in the picture and move traffic management.

- Implement research results and the choice of rolling stock in *passenger transport and network of Zhytomyr city*.

АВТОРИ:

Маяк Микола Михайлович, д.т.н., професор кафедри „Автомобілі і механіка технічних систем”, Житомирський державний технологічний університет;

Мельничук Сергій Володимирович, к.т.н., доцент кафедри „Автомобілі і механіка технічних систем”, Житомирський державний технологічний університет; e-mail: s.v.melnichuk@ztu.edu.ua

Рафальський Олексій Ігорович асп., асистент кафедри „Автомобілі і механіка технічних систем”, Житомирський державний технологічний університет; e-mail: lesha-rafa@meta.ua

AUTHORS:

N. MAIAK, Ph.D. in Engineering, Professor of the Department of Automobiles and Technical System Mechanics, Zhytomyr State Technological University;

S. MELNYCHUK, Ph.D. in Engineering, Assoc. Professor of the Department of Automobiles and Technical System Mechanics, Zhytomyr State Technological University; e-mail: s.v.melnichuk@ztu.edu.ua

A. RAPHALSKYI, postgraduate student, assistant of the Department of Automobiles and Technical System Mechanics, Zhytomyr State Technological University; e-mail lesha-rafa@meta.ua

Стаття надійшла в редакцію 05.09.2015р.

Мельничук С.В., Вітюк І.В., Бовсунівський І.А.
Житомирський державний технологічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ З ПІДВІСКОЮ НА ОСНОВІ ЧОТИРИЛАНКОВОГО ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ В СЕРЕДОВИЩІ SOLIDWORKS

Проаналізовано сучасний стан перспектив та проблем використання комп'ютерних технологій для визначення експлуатаційних параметрів руху автомобіля. Проведено огляд наукових робіт, пов'язаних з вивченням властивостей керованості і стійкості автомобіля. Із наведених прикладів видно, що сучасні дослідники питань курсової стійкості недостатньо уваги приділяють питанням пов'язаним із процесами які відбуваються в підвісках автомобіля. Розроблено анімаційну модель експериментального автомобіля в середовищі SOLIDWORKS зі штатною підвіскою та підвіскою на основі чотириланкового важільного механізму. Розроблена методика та програмно-апаратний комплекс проведення випробувань на стійкість автомобіля. Проведено випробування стійкості автомобіля категорії М1 методом «поворот» зі штатною підвіскою. Проведено комп'ютерне моделювання стійкості руху автомобіля з підвіскою на основі чотириланкового важільного механізму.

Ключові слова: підвіска, автомобіль, чотириланковий важільний механізм, стійкість, моделювання.

Постановка проблеми. Сучасний науково-технічний прогрес, безпосередньо пов'язаний з появою електронно-обчислювальних машин. Обчислення складних завдань на виробництві з використанням електронно-обчислювальних машин у багато разів збільшує виробництво і скорочує витрати на проектування. Прагнення відповідати найвищому рівню технічних вимог, які з'являються у зв'язку з постійним зростанням комп'ютерної техніки, призвело до появи безлічі широкодоступних програм для моделювання технологічних процесів, які відбуваються в автомобілі. Без комплексних і обширних віртуальних тестів розвиток автомобільної техніки сьогодні вже представити неможливо - надто складними стали конструкція автомобіля і законодавчі вимоги до проведення тестів. Використання комп'ютерних технологій для моделювання дозволяє істотно підвищити якість продукції, так як дає можливість проводити нескінченну кількість тестів з однією моделлю, постійно змінюючи і вдосконалюючи її, без особливо великих витрат матеріальних і фізичних ресурсів.

Комп'ютерне моделювання займає одну з важливих ролей у проектуванні систем підресорювання на ранніх стадіях проектування. Тому використання потужних електронно-обчислювальних машин для удосконалення або для створення нових, більш прогресивних систем автомобіля є неминучим кроком.

Звичайно, моделювання не може повністю замінити фізичні експерименти, його призначення забезпечити правильне тлумачення результатів експериментів з нелінійними системами, інтерполювати і екстраполювати їх результати. Однак розвиток і широта застосування чисельних методів в останні десятиліття призвели до того, що віртуальні системи проектування сьогодні є інструментом, повністю інтегрованим в процес проектування транспортного засобу та елементів дороги, що забезпечують безпеку. Зараз розвиток галузі неможливий без віртуальних систем проектування, які вже з середини 90-х років використовується всіма провідними автомобілебудівними компаніями для визначення експлуатаційних параметрів руху автомобіля, таких як стійкість, керованість, плавність ходу та ін.

Стійкість автомобіля є одним з найважливіших експлуатаційних складових активної безпеки і які напряму пов'язані з якістю роботи підвіски.

Стійкість автомобіля - властивість автомобіля зберігати в заданих межах незалежно від швидкості руху і дії зовнішніх, інерційних і гравітаційних сил напрям швидкості руху і орієнтацію подовжньої і вертикальної осей при певному управлінні, закріпленому у вільному кермі [4,5,6].

Головними параметрами оцінки стійкості транспортного засобу є перекидання та бокове ковзання [1,2,3]. Але при проведенні натурних випробувань автомобіля на стійкість виникає ряд проблем, що ускладнюють отримання розгорнутих оціночних показників, тому використання комп'ютерного моделювання повинно по-перше полегшити цей процес, по-друге надає можливість більш повномасштабно провести експеримент при скороченні його часу та вартості.

Необхідність поліпшення якості досліджень експлуатаційних властивостей автомобілів обумовлена подальшим вдосконаленням нормативних вимог і вимогами споживачів, відповідність яким особливо важлива в умовах конкуренції між виробниками автомобілів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Різноманіття експериментальних методик оцінки керованості і стійкості перетворює процес проведення випробувань на тривалий і дорогий. Крім того, сучасні методики мають високу вартість.

Напрямок наукових робіт, пов'язаних з вивченням властивостей керованості і стійкості є найбільш складним в розділі динаміки автомобіля з огляду на те, що зачіпає усі аспекти теорії і експерименту. Виникаючі теоретичні суперечки про відсутність єдиного тлумачення понять керованості і стійкості багато в чому пов'язані з орієнтацією дослідників на різні групи оцінних показників.

Серед робіт, присвячених проблемі стійкості та керованості, слід виділити наукові праці, що заклали фундаментальні основи створення сучасного автомобіля. Завдяки роботам таких дослідників, як Д.А. Антонов, Я.М. Певзнер, А.А. Хачатуров, Р.В. Ротенберг, J.R. Ellis, Y. Furukawa, Н.В. Пасежкі багатьох інших вдалося закласти основи наукових шкіл і виробити шляхи розвитку сучасного автомобілебудування, що задовольняють виробничим і експлуатаційним вимогам, що постійно посилюються.

У дисертаційній роботі Р.П. Кушвид[8] розвиває теорію дослідження руху автомобіля, спрямовану на скорочення термінів проектування і доведення автомобілів за рахунок прогнозування їх показників. Також останнім часом питанням стійкості руху автомобіля присвячені кандидатські роботи Морозова С. А. [9] та Гурьянова М.В.[10].

Із наведених прикладів видно, що сучасні дослідники питань курсової стійкості недостатньо уваги приділяють питанням пов'язаним із процесами які відбуваються в підвісках автомобіля. Проте саме показники якості роботи підвіски відіграють визначну роль у взаємодії колеса з опорною поверхнею та як наслідок на стійкість автомобіля в цілому. Тому питання удосконалення або створення нових підвісок автомобіля залишається відкритим.

Мета роботи. Розробити комп'ютерну модель автомобіля з підвіскою на основі чотириланкового важільного механізму (ЧЛВМ) та дослідити стійкість руху автомобіля з такою підвіскою.

Виготовлення повноцінної підвіски досить тривалий, складний та дорогий процес. В якості альтернативи пропонується використати сучасне програмне забезпечення, яке дозволить побудувати повнорозмірний віртуальний автомобіль та провести ряд імітаційних комп'ютерних випробувань.

Для виконання поставленої мети було вирішено розробити повнорозмірну анімаційну модель експериментального автомобіля (ИЖ-2715), яка відповідала б усім дорожньо-експлуатаційним вимогам автомобіля.

В якості базової програми була обрана програма SolidWorks з додатком MOTION, який призначений для моделювання динамічних систем в програмному середовищі. Модуль MOTION призначений для імітації руху механізмів з урахуванням кінематичних і силових факторів. Програма повністю інтегрована в SolidWorks, функціонує на геометричній моделі базової програми, запис розрахункових параметрів і результатів також здійснюється в модель. Програма аналізує збірку SolidWorks, трансліюючи її в умовну модель механізму з урахуванням масово-інерційних характеристик деталей. При цьому інерційні параметри запозичуються з геометрії деталей SolidWorks, а щільність (маса) може бути призначена незалежно від геометричної оболонки. Далі, вже для математичної моделі будується система диференціальних рівнянь руху, яка потім вирішується за допомогою різних схем. Після цього програма перетворює чисельні результати у вид, придатний для відображення. На цьому кроці система знову взаємодіє з реальною геометрією. Відображення розрахункової кінематичної моделі (у вигляді піктограм), а також результатів проводиться в графічному вікні SolidWorks безпосередньо на тлі моделі збірки.

Модуль MOTION (рис 1) дозволяє встановлювати різні типи датчиків (кутові і лінійні переміщення, швидкості, прискорення та ін.). Програма включає наступні функціональні можливості:

- створювати розрахункові моделі на базі збірок SolidWorks з читанням з неї геометрії, масово-інерційних характеристик деталей і взаємозв'язків в збірці;
- підтримувати актуальність розрахункових моделей, щодо структури збірки SolidWorks;
- створювати з'єднання різних типів з умовними обмеженнями;
- імітувати контактні з'єднання з можливістю входу і виходу з контакту з урахуванням контактної податливості і демпферування;
- створювати віртуальні пружини, амортизатори і пластичні втулки;
- призначати руху та двигуни різних типів з використанням бібліотеки функцій MSC.ADAMS;

- виконувати настройку обчислювальних параметрів і вирішувати задачу з використанням різних типів алгоритмів;
- здійснювати візуалізацію кінематики механізму з одночасним відображенням результатів у вигляді графіків, векторів, піктограм;
- записувати результати в різноманітних графічних форматах, а також імпортувати результати динамічного розрахунку в COSMOSWorks;
- створювати процедури користувача з використанням функцій API-програми.

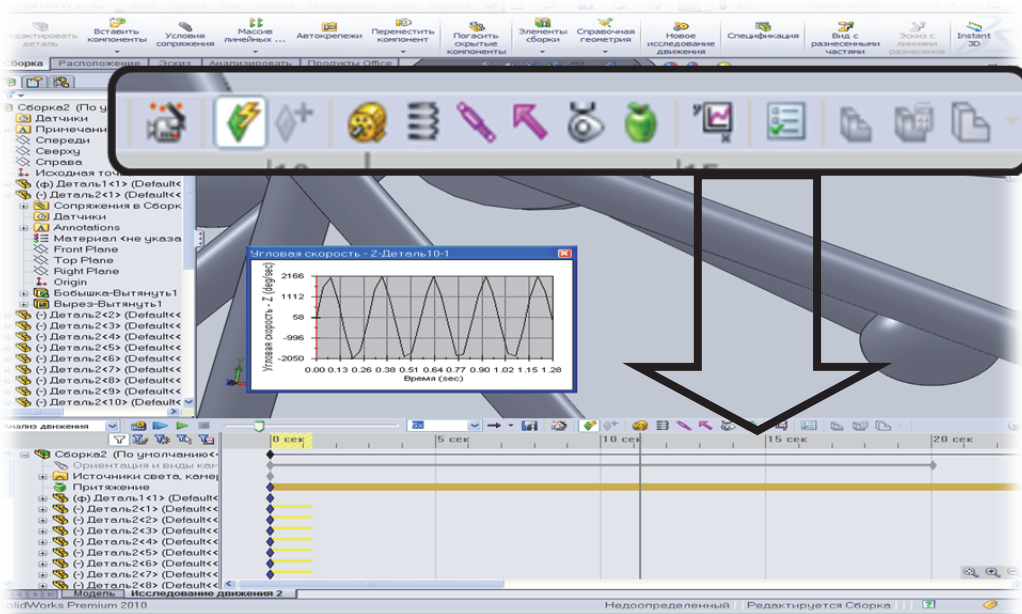


Рисунок 1. Інтерфейс програми

Але для побудови якісної моделі (рис. 1) необхідно укрαι точно призначити параметри роботи підвіски, які і будуть визначати точність і якість відображення результатів. Тому було проведено ряд лабораторно-дорожніх випробувань штатної підвіски випробовуваного автомобіля[7].

Дорожні випробування мали за мету визначити кут крену за методом «поворот» експериментального автомобіля зі штатною ресорною підвіскою на різних швидкостях руху.

Вказівки щодо безпосереднього проведення випробувань за методом «поворот»:

- плавний розгін до 20 км/год, після розгону в відключаються рушії;
- синхронізоване ввімкнення вимірювальних програмних датчиків;
- рух у коридорі з постійною швидкістю;
- гальмування на виході з коридору до повної зупинки;
- випробування проводити зі збільшення початкової швидкості на 5 км/год;
- випробування проводити з кроком довантаження 100 кг;
- для підвищення достовірності проведення експерименту заїзд повторити 3-4 рази.

За результатами експериментів були отримані основні характеристики штатної (заводської) підвіски автомобіля, які були використані для побудови базової анімаційної моделі експериментального автомобіля в оболонці SolidWorks Motion з базовою підвіскою і підвіскою на основі ЧЛВМ. Ці моделі враховують усі масово-геометричні параметри автомобіля і його елементів, також сили інерції, тертя у важелях, демпферні елементи, тертя шини з опорною поверхнею, сили гравітації і інші параметри(рис.2).

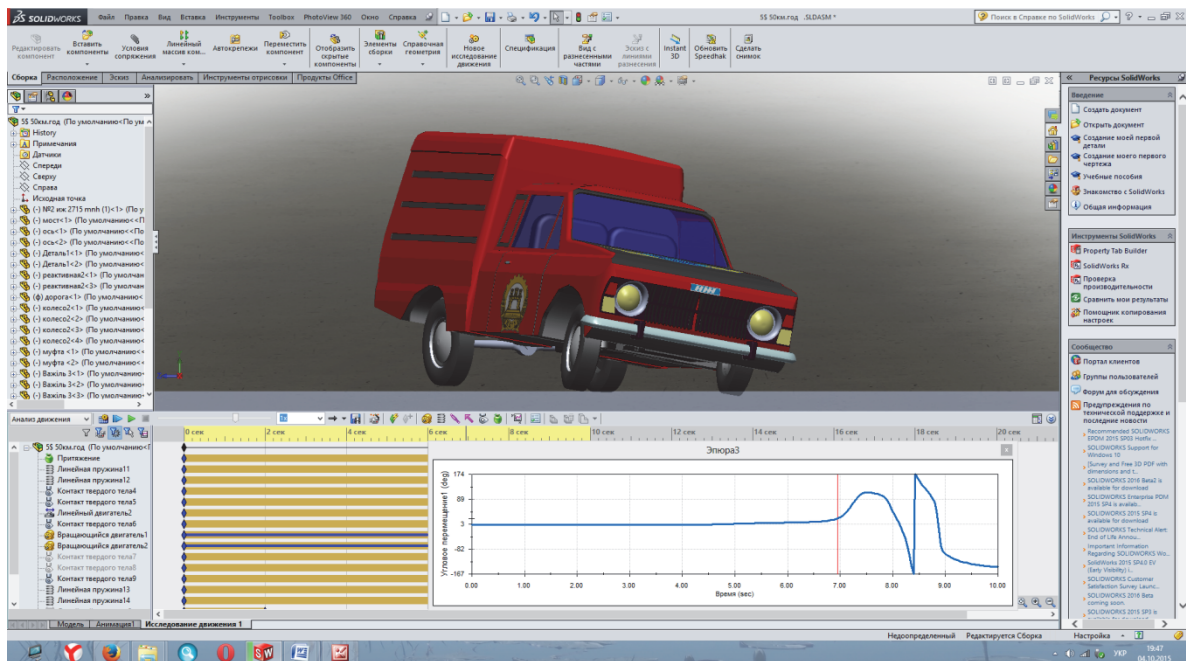


Рисунок 2. Анімаційна модель дослідження параметрів стійкості автомобіля

Наступним етапом було порівняння отриманих даних дорожнього випробування та комп'ютерного випробування (рис.3).

На рисунку 3,а показано останнє випробування в результаті якого автомобіль втратив стійкість при виконанні маневру «поворот». Для автомобіля з штатною ресорною підвіскою критичне значення крену виявилось $5^{\circ}12'$ при швидкості 73 км/год.



а) Крен автомобіля із штатною підвіскою (дорожні випробування)



а) Крен автомобіля із штатною підвіскою (комп'ютерні випробування)

Рисунок 3. Дорожні та комп'ютерні випробування

Як видно з графіків залежностей крену α від швидкості руху при дорожньому та комп'ютерному випробуваннях штатної підвіски (рис.4), результати комп'ютерного випробування співпадають з отриманими експериментальними даними в межах допустимої похибки 5%, що дає підстави використання розробленої комп'ютерної моделі для дослідження стійкості проектованої підвіски на основі ЧЛВМ.

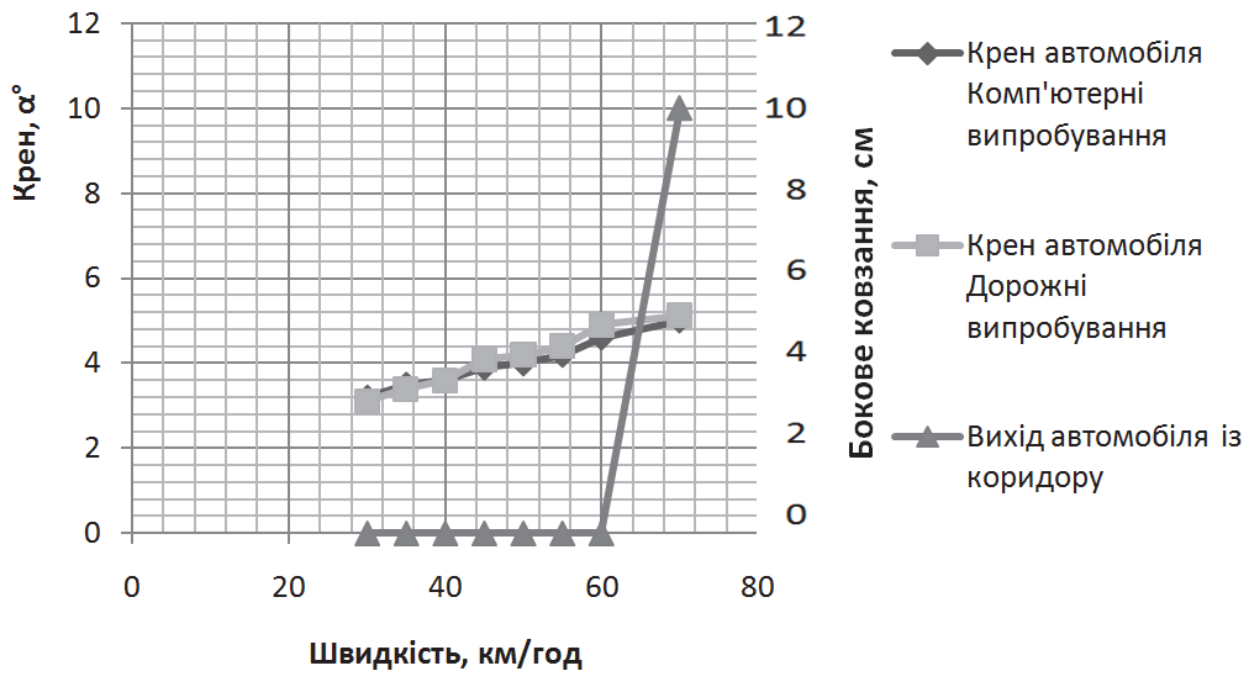


Рисунок 4. Дослідження стійкості автомобіля з штатною підвіскою

На рис. 5 приведено результати комп'ютерного моделювання стійкості автомобіля з підвіскою на основі ЧЛВМ.

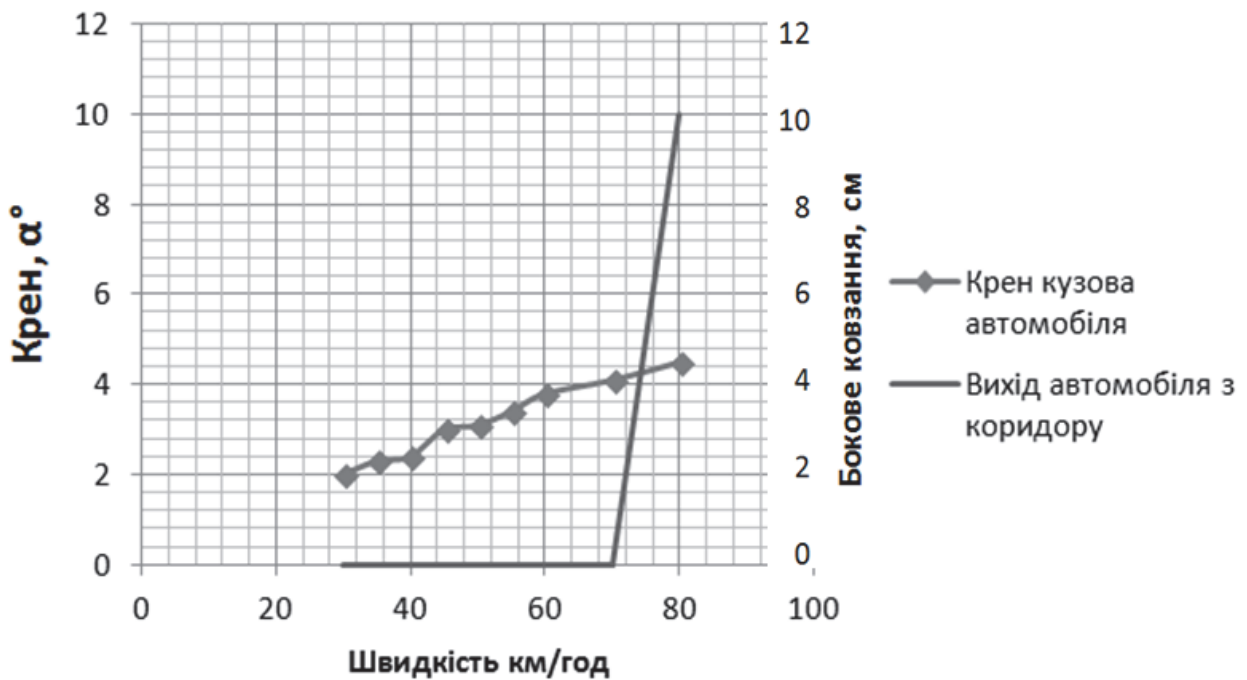


Рисунок 5. Комп'ютерне випробування з підвіскою на основі ЧЛВМ

Таким чином, з результатів експерименту, порівнюючи рисунки 4 та 5 видно:

- критична швидкість початку бічного ковзання (втрата стійкості) автомобіля з підвіскою на основі ЧЛВМ складає 80 км/год (штатна 73 км/год);
- кут крену штатної підвіски на критичній швидкості руху більший на 25% від кута крену автомобіля з підвіскою на основі ЧЛВМ.

Наступним етапом планується проведення натурних випробувань, наразі йде встановлення підвіски на основі ЧЛВМ на експериментальний автомобіль.

Висновки:

сьогодні вже представити неможливо - надто складними стали конструкція автомобіля і законодавчі вимоги до проведення тестів. Необхідність поліпшення якості досліджень автомобілів обумовлена подальшим вдосконаленням нормативних вимог і вимогами споживачів, відповідність яким особливо важлива в умовах конкуренції між виробниками автомобілів.

Проведено огляд наукових робіт, пов'язаних з вивченням властивостей керованості і стійкості автомобіля. Із наведених прикладів видно, що сучасні дослідники питань курсової стійкості недостатньо уваги приділяють питанням пов'язаним із процесами які відбуваються в підвісках автомобіля.

Метою даної роботи є розробка комп'ютерної моделі автомобіля з підвіскою на основі чотириланкового важільного механізму (ЧЛВМ) та дослідження стійкості руху автомобіля з такою підвіскою.

Для виконання поставленої мети було вирішено розробити повнорозмірну анімаційну модель експериментального автомобіля (ИЖ-2715), яка відповідала б усім дорожньо-експлуатаційним вимогам автомобіля. В якості базової програми була обрана програма SolidWorks з додатком MOTION, який призначений для моделювання динамічних систем в програмному середовищі.

Але для побудови якісної моделі необхідно укрαι точно призначити параметри роботи підвіски, які і будуть визначати точність і якість відображення результатів. Тому було проведено ряд лабораторно-дорожніх випробувань штатної підвіски випробовуваного автомобіля.

Наступним етапом планується проведення натурних випробувань, наразі йде встановлення підвіски на основі ЧЛВМ на експериментальний автомобіль.

Висновки:

- розроблено анімаційно-комп'ютерну модель, що враховує масово-геометричні параметри експериментального автомобіля завдяки якій можна проводити різні випробування в різних умовах в середовищі SOLIDWORKS;

- проведено комп'ютерне моделювання параметрів стійкості руху автомобіля з підвіскою на основі ЧЛВМ.

Ключові слова: підвіска, автомобіль, чотириланковий важільний механізм, стійкість, моделювання

С.В. Мельничук, І.В. Вітюк, І.А. Бовсунівський. Исследование устойчивости автомобиля с подвеской на основе четырехзвенного рычажного механизма в среде SOLIDWORKS

Современный научно-технический прогресс, непосредственно связан с появлением электронно-вычислительных машин. Без комплексных и обширных виртуальных тестов развитие автомобильной техники сегодня уже представить невозможно - слишком сложными стали конструкция автомобиля и законодательные требования к проведению тестов. Необходимость улучшения качества исследований автомобилей обусловлена дальнейшим совершенствованием нормативных требований и требованиями потребителей, соответствие которым особенно важна в условиях конкуренции между производителями автомобилей.

Проведен обзор научных работ, связанных с изучением свойств управляемости и устойчивости автомобиля. Из приведенных примеров видно, что современные исследователи вопросов курсовой устойчивости недостаточно внимания уделяют вопросам связанным с процессами которые происходят в подвесках автомобиля.

Целью данной работы является разработка компьютерной модели автомобиля с подвеской на основе четырехзвенного рычажного механизма (ЧЗРМ) и исследования устойчивости движения автомобиля с такой подвеской.

Для выполнения поставленной цели было решено разработать полноразмерную анимационную модель экспериментального автомобиля (ИЖ-2715), которая отвечала бы всем дорожно-эксплуатационным требованиям автомобиля. В качестве базовой программы была выбрана программа SolidWorks с приложением MOTION, который предназначен для моделирования динамических систем в программной среде.

Но для построения качественной модели необходимо крайне точно назначить параметры работы подвески, которые и будут определять точность и качество отображения результатов. Поэтому был проведен ряд лабораторно-дорожних испытаний штатной подвески испытываемого автомобиля.

Следующим этапом планируется проведение натурных испытаний, сейчас идет установка подвески на основе ЧЗРМ на экспериментальный автомобиль.

Выводы:

- разработана анимационно-компьютерная модель, учитывающая массово-геометрические параметры экспериментального автомобиля благодаря которой можно проводить различные испытания в различных условиях в среде SOLIDWORKS;

- проведено компьютерное моделирование параметров устойчивости движения автомобиля с подвеской на основе ЧЗРМ.

Ключевые слова: подвеска, автомобиль, четырехзвенный рычажный механизм, стойкость, моделирование.

S. Melnychuk, I. Vityuk, A. Bovsunivskiy. Investigation of the stability of vehicle suspension based on four-bar linkage in SOLIDWORKS

Modern scientific and technological progress, is directly associated with the advent of electronic computers. Without comprehensive and extensive virtual tests of the development of automotive technology today, it is impossible to imagine - have become too complex car design and legal requirements for conducting tests. The need to improve the quality of research vehicles as a result of further development of the regulatory requirements and

customer requirements, compliance with which is especially important in the conditions of competition between car manufacturers.

Review of scientific works connected with the exploration of properties of controllability and stability of the vehicle. From the above examples it is evident that modern researchers of issues of exchange rate stability, not enough attention is focused on the issues related to the processes that occur in suspensions.

The aim of this work is to develop a computer model of a car suspension based on four-link motion mechanism (FLMM) and study the stability of motion of car with the suspension.

To fulfill this goal it was decided to develop a full-sized animated model of an experimental vehicle (IZ-2715), which would meet all road maintenance requirements of the vehicle. As the basic programme has been selected, the SolidWorks software with the MOTION application, which is intended for simulation of dynamical systems in the software environment.

But to build high-quality models must be very accurately set the parameters of the suspension, which will determine the accuracy and quality of results are displayed. Therefore conducted a series of laboratory and road tests of the regular suspension of the test car.

The next step it is planned to conduct full-scale tests, now comes the installation of the suspension on the basis of FLMM on the experimental vehicle.

Conclusions:

- developed animation and computer model taking into account the mass-geometric parameters of the experimental vehicle through which you can perform various tests under different conditions in the environment of SOLIDWORKS.

- computer simulations of the stability parameters of the vehicle suspension on the basis of FLMM.

Keywords: suspension, vehicle, four-link motion mechanism, durability, simulation.

АВТОРИ:

МЕЛЬНИЧУК Сергій Володимирович, к.т.н., доцент кафедри „Автомобілі і механіка технічних систем”, Житомирський державний технологічний університет; e-mail: s.v.melnychuk@ztu.edu.ua

ВІТЮК Іван Васильович, старший викладач кафедри „Автомобілі і механіка технічних систем”, Житомирський державний технологічний університет; e-mail: vnvik74@gmail.com

БОВСУНІВСКИЙ Ігор Анатолійович, старший викладач кафедри „Автомобілі і механіка технічних систем”, Житомирський державний технологічний університет; e-mail: bovigor@mail.ru

АВТОРЫ:

МЕЛЬНИЧУК Сергей Владимирович, к.т.н., доцент кафедры „Автомобили и механика технических систем”, Житомирский государственный технологический университет; e-mail: s.v.melnychuk@ztu.edu.ua

ВИТЮК Иван Васильевич, старший преподаватель кафедры „Автомобили и механика технических систем”, Житомирский государственный технологический университет; e-mail: vnvik74@gmail.com

БОВСУНОВСКИЙ Игорь Анатоліевич, старший преподаватель кафедры „Автомобили и механика технических систем”, Житомирский государственный технологический университет; e-mail: bovigor@mail.ru

AUTHORS:

S. MELNYCHUK, Ph.D. in Engineering, Assoc. Professor of the Department of Automobiles and Technical System Mechanics, Zhytomyr State Technological University; e-mail: s.v.melnychuk@ztu.edu.ua

I. VITYUK, Senior Lecturer of the Department of Automobiles and Technical System Mechanics, Zhytomyr State Technological University; e-mail: vnvik74@gmail.com

I. BOVSUNIVSKIY, Senior Lecturer of the Department of Automobiles and Technical System Mechanics, Zhytomyr State Technological University; e-mail: bovigor@mail.ru

Стаття надійшла в редакцію 14.09.2015р.

Новицкий А.В., Литвин В.В.
Национальный горный университет

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ МАГНИТОРЕЛЬСОВЫХ СИСТЕМ ШАХТНЫХ ЛОКОМОТИВОВ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ МАГНИТНЫХ БЛОКОВ

Проанализированы причины низкой эффективности тормозных устройств, которые в настоящее время используются на шахтных локомотивах. Рассмотрены и проанализированы некоторые известные технические решения по повышению тормозных характеристик шахтных локомотивов, указаны их недостатки. Представлены результаты математического моделирования процесса торможения шахтного поезда с использованием магниторельсовых систем при работе в выработках с уклоном пути 15 и 50 ‰ и различных эксплуатационных условиях. Проведен сравнительный анализ основных параметров торможения при применении магнитных блоков традиционной и секционной компоновки. Установлено, что использование секционного тормозного блока на участках с несовершенствами рельсового пути обеспечивает более стабильные значения сил притяжения и торможения, что позволяет существенно уменьшить тормозной путь поезда. В результате сделан вывод о целесообразности применения в выработках с уклоном пути более 15 ‰, имеющих значительные несовершенства рельсовой колеи, магниторельсовых систем с секционным магнитным блоком.

Ключевые слова: шахтный локомотив, магниторельсовая система, торможение, тормозной путь, рельсовая колея.

Постановка проблемы. В настоящее время основным средством транспортирования грузов и людей по горизонтальным выработкам угольных шахт является рельсовый локомотивный транспорт. Повышение его производительности возможно за счет увеличения скорости движения и весовой нормы поезда, что ограничивается возможностями традиционно применяемых тормозных средств локомотива, который в настоящее время является единственной тормозной единицей шахтного поезда.

Согласно действующим нормативным документам, основным показателем безопасности движения является тормозной путь поезда – 40 м для грузовых и 20 м для людских составов, причем указанные значения должны быть обеспечены в любых условиях эксплуатации. Используемые на эксплуатируемых в настоящее время локомотивах колодочно-колесные тормозные системы реализуют ограниченную по условиям сцепления тормозную силу в точках контакта колеса с рельсом и не гарантируют безопасную остановку поезда на регламентируемом тормозном пути. Это объясняется тем, что при наложении на тормозную колодку тормозного нажатия, величина которого больше некоторого предельного для данных условий значения, происходит срыв сцепления и блокирование колеса [1]. Величина предельного для данных условий тормозного нажатия определяется рядом факторов, среди которых наиболее значимыми являются вертикальная нагрузка на колесо и состояние рельсового пути (характер и степень загрязненности, износа дорожек катания и т.д.). Способы управления параметрами сцепления колеса с рельсом, например, подсыпка песка, на практике оказываются недостаточно эффективными, поэтому задача повышения безопасности локомотивной откатки за счет обеспечения безюзового режима движения сводится к разработке способа увеличения вертикальной нагрузки на колесо, что позволит прилагать к колесу максимально возможный тормозной момент без риска срыва сцепления колеса с рельсом.

Одним из перспективных способов повышения тормозных характеристик шахтных локомотивов является применение магниторельсовых систем, реализующих тормозное усилие за счет сил фрикционного взаимодействия между магнитным блоком и рельсом [1, 2]. Достоинствами магниторельсовых систем применительно к шахтным локомотивам является высокая эффективность, независимость от внешних источников питания (при применении в качестве источника магнитного потока постоянных магнитов), возможность передачи части силы магнитного притяжения на оси локомотива для увеличения эффективности работы колесно-колодочного тормоза и повышения устойчивости движения локомотива.

Опыт эксплуатации магниторельсовых систем в шахтных условиях показал, что фактические значения основных показателей эффективности работы магниторельсовых систем (сила магнитного притяжения, реализуемая тормозная сила) на 30 – 50% ниже значений полученных расчетным путем или в результате экспериментов в лабораторных условиях [3]. Анализ результатов исследований

процесса торможения штатного локомотива магниторельсовыми тормозами показал, что основной причиной снижения силы магнитного притяжения является уменьшение площади контакта полюсных наконечников магнитного блока с рельсом при прохождении локомотивом неровностей рельсового пути, наезде на препятствие, изменении диаметра круга катания колеса. Расчеты, выполненные в работе [4], показали, что при величине эквивалентного зазора 0,1 мм (полное прилегание приработанных полюсных наконечников к рельсу) реализуемая сила магнитного притяжения составляет 97 % от теоретически возможной, а при зазоре 0,5 мм – только 72 %.

Решение данной проблемы может быть использование секционного магнитного блока, в котором секции имеют возможность относительного перемещения в продольной плоскости. Перспективность данного технического решения подтверждена испытаниями в полигонных условиях [5], однако теоретическое обоснование эффективности его применения, как и методики проектирования магниторельсовых систем с секционным магнитным блоком, в научной литературе отсутствуют. Поэтому целью работы является сравнительная оценка основных показателей эффективности работы магниторельсовых систем с различными типами магнитных блоков на основе результатов математического моделирования процесса торможения шахтного поезда.

Результаты исследований.

Основным показателем, определяющим эффективность работы магниторельсовой системы, является сила магнитного притяжения, величина которой прямо пропорциональна площади контакта полюсных наконечников с рельсом. При движении по идеально ровным рельсам площадь контакта остается постоянной как для магнитного блока традиционной конструкции, так и для секционного блока. При контакте тормозного блока с рельсом на каждую секцию действует сила магнитного притяжения $F_{n\ m\ in}$ и реакция рельса Q_{in} , отклоненная на угол трения ρ . Горизонтальная проекция реакции рельса представляет собой тормозную силу рельсового тормоза $F_{n\ mij}$. В тяге возникает усилие $F_{t\ in}$ и реакция тяги R_{in} , направленные под углом α_{in} . Вертикальная проекция силы $F_{t\ in}$ представляет собой силу разгрузки тормоза $F_{p\ in}$, а соответствующая ей вертикальная проекция реакции тяги $N_{Fn\ 11}$ через опорную балку нагружает оси экипажа. При наезде колеса на неровность рельсового пути или изменения диаметра круга катания колеса изменяется расстояние от поверхности рельса до точки крепления наклонной тяги на опорной балке l_{in} , что при использовании тормозного блока традиционной конструкции приводит к возникновению воздушного зазора и исчезновению силового взаимодействия между тормозом и рельсом (рис.1, а). При использовании секционного тормоза в аналогичной ситуации сила F_{111} получает приращение ΔF_{111} , соответственно увеличиваются и её проекции $F_{p\ 11}$ и $F_{\delta\ 11}$. При этом первая секция под действием силы $F_{\delta\ 11} + \Delta F_{\delta\ 11}$ перемещается вперед, компенсируя увеличение расстояния l_{11} , вследствие чего вероятность отрыва секции от рельса уменьшается (рис.1, б).

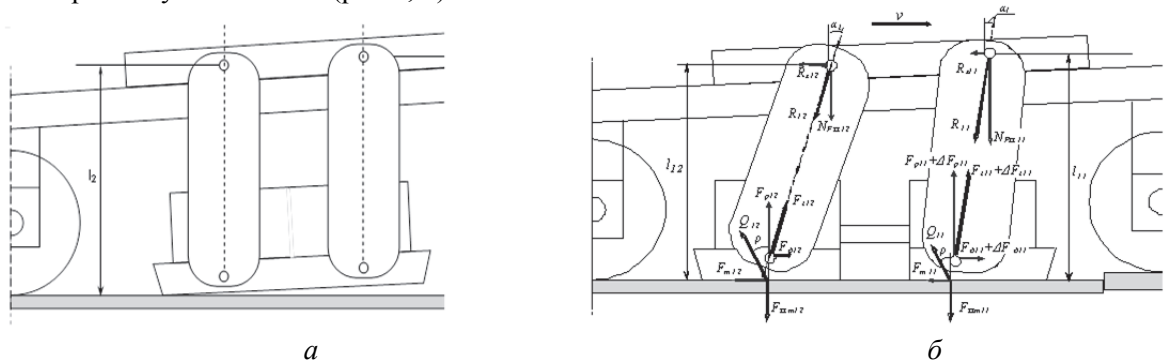


Рисунок 1 – Магниторельсовая система шахтного локомотива с тормозным блоком традиционной конструкции (а) и с секционным тормозным блоком (б)

Для исследования процесса торможения использована математическая модель, которая дает возможность рассчитывать параметры движения поезда в режиме торможения колесно-колодочными и рельсовыми тормозами. Для обозначения переменных приняты следующие индексы, обозначающие принадлежность переменной объекту математической модели: n – к колесным парам, упругим и диссипативным элементам подвески, причем 1 обозначена ближняя к голове поезда колесная пара; s – к колесно-колодочному тормозу, установленному на колесе ($s = 1, 2$), при этом 1 обозначены левые в направлении к голове поезда колодки; o – к рельсовой колее: L – к левому рельсу; R – к правому рельсу. Численное решение системы из 33 дифференциальных уравнений второго порядка

выполнено в программе Wolfram Mathematica 8. Для определения тормозного пути поезда и времени торможения использовался программный продукт *5DKP.nb* [6], выполненный в программном комплексе Wolfram Mathematica 8, геометрические характеристики неровностей пути задавались в дополнительном файле *Path Parametrs.xls*.

Первый этап исследований предусматривал моделирование процесса торможения шахтного поезда в составе электровоза АРП10РВ и 5 груженых вагонеток на участке идеально ровного рельсового пути с продольным уклоном 15%. Общая длина магнитного блока магниторельсовой системы принималась равной 0,6 м, к каждому колесу локомотива прикладывался постоянный тормозной момент M_{s11} , равный 1287 Н (рис.2).. В результате установлено, что при идентичных условиях работы тормозной путь поезда составит 10,1 м как при использовании секционного магнитного блока, так и при применении магнитного блока традиционной конструкции. Результаты моделирования подтвердили предположение о том, что при отсутствии неровностей рельсового пути тормозной путь поезда не зависит от типа магнитного блока, а определяется в первую очередь его длиной.

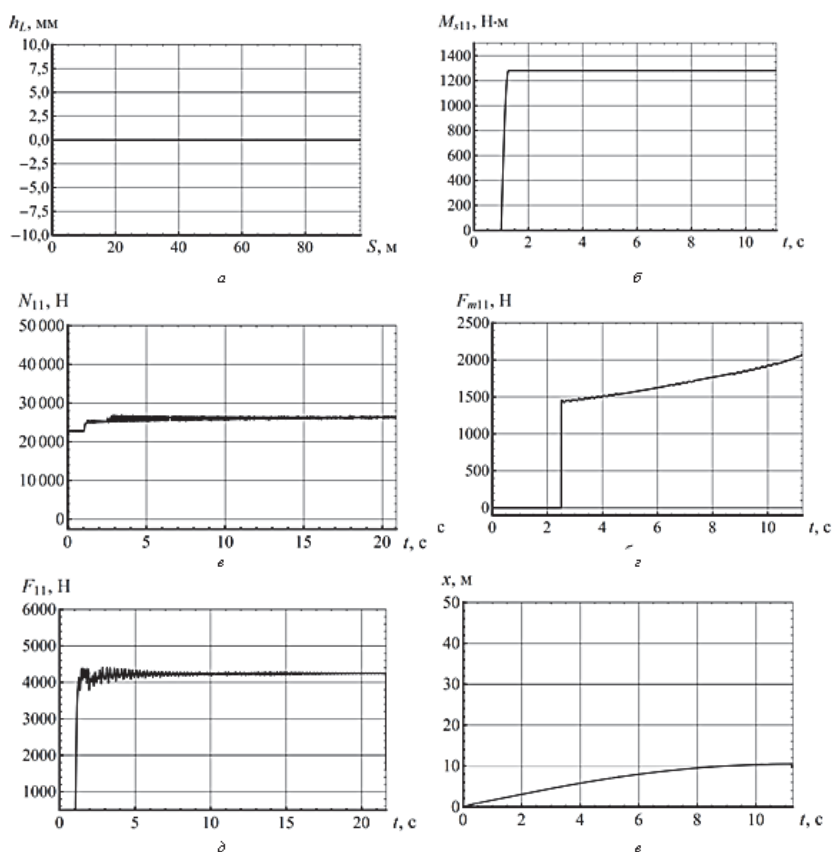


Рисунок 2 – Графики параметров процесса торможения шахтного поезда при совместном использовании колесо - колodочных тормозов и магниторельсовой системы (идеально ровный рельсовый путь): а – высота ступеньки рельсового стыка на левом рельсе; б – тормозной момент на колесе; в – реакция рельса под колесом; г – тормозная сила, реализуемая магнитным блоком; д – тормозная сила на колесе; е – тормозной путь

Второй этап исследований предусматривал моделирование процесса торможения шахтного поезда на участке рельсового пути с одиночными короткими локальными неровностями в виде ступенек в местах стыков рельсов. Масса поезда, продольный уклон и прочие условия торможения принимались те же, что и на первом этапе. В результате получены графики, отображающие изменение основных параметров процесса торможения (рис. 3, 4).

Как видно из графиков, при прохождении неровностей рельсового пути вследствие отрыва магнитного блока от рельса значение тормозной силы F_{m11} скачкообразно снижается (рис. 3, г), причем при применении магнитного блока традиционной конструкции значение силы F_{m11} падает до нуля, а при секционного применении магнитного блока падение составляет 45 % от начального значения.

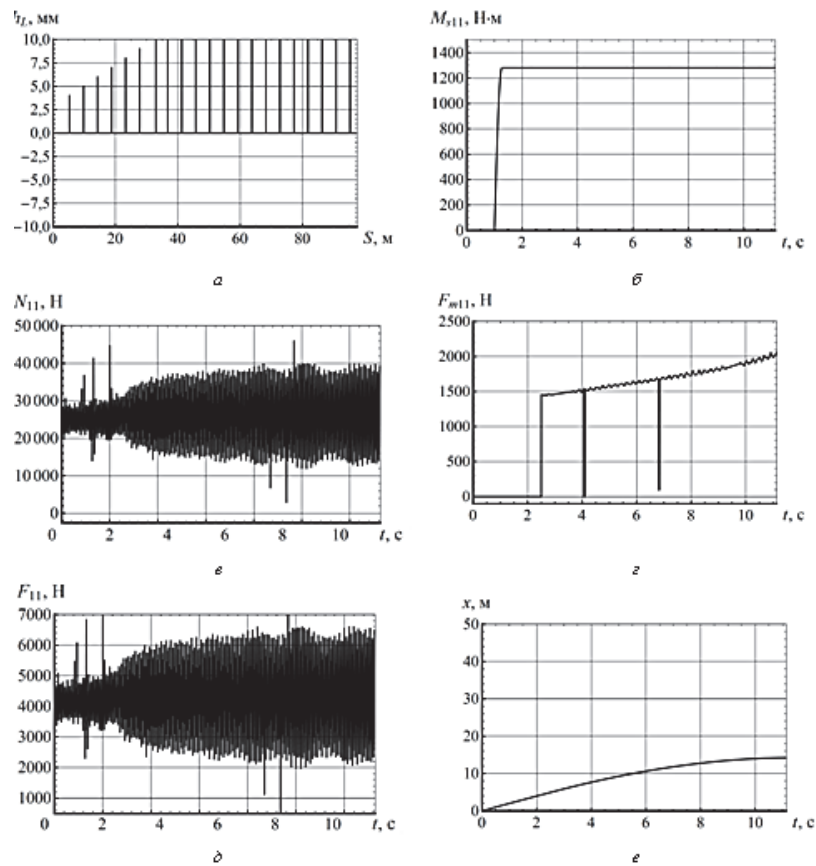


Рисунок 3 – Графики параметров процесса торможения шахтного поезда при совместном использовании колесо - колодочных тормозов и магниторельсовой системы с магнитным блоком традиционной конструкции на участке рельсового пути с уклоном 15% (см. обозначения на рис.1)

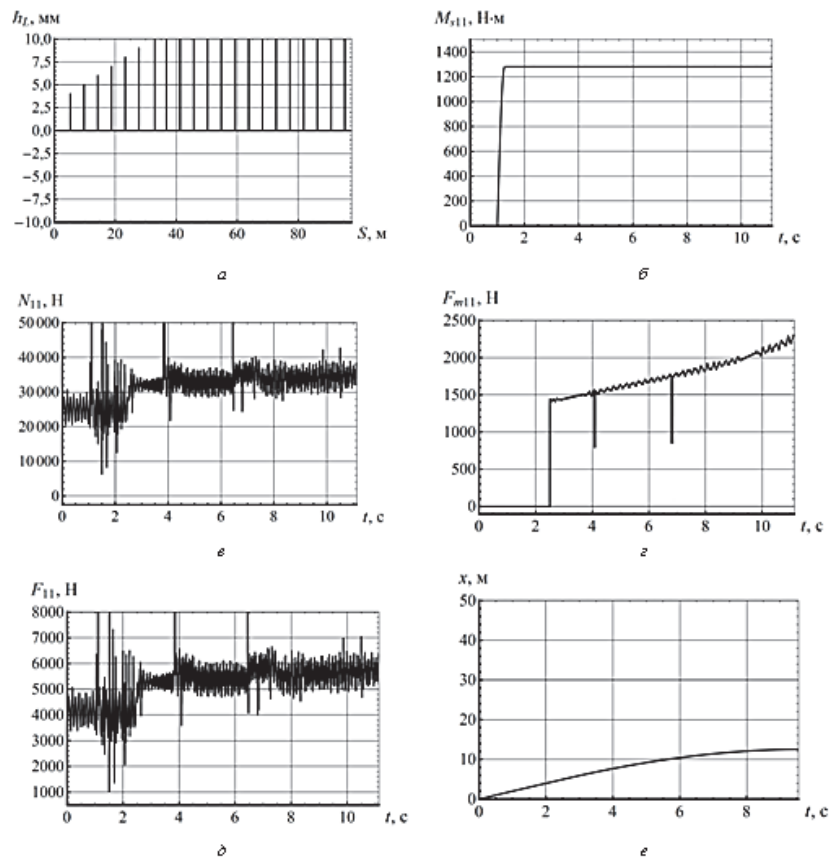


Рисунок 4 – Графики параметров процесса торможения шахтного поезда при совместном использовании колесо - колодочных тормозов и магниторельсовой системы с секционным магнитным блоком на участке рельсового пути с уклоном 15% (см. обозначения на рис.1)

Передача части силы магнитного притяжения на оси локомотива позволяет уменьшить негативное влияние неровностей рельсового пути, выражаемое в разгрузке колесных пар, что приводит к снижению тормозной силы, реализуемой в точке контакта колеса с рельсом. При обеспечении стабильного значения силы догружения колесных пар заметно уменьшается амплитуда колебания значений реакции рельса под колесом N_{11} , что позволяет получить большие значения тормозной силы на колеса локомотива (рис. 4). Так, при применении магнитного блока традиционной конструкции отклонения мгновенного значения тормозной силы F_{11} достигают 76 %, в то время как при применении секционного блока этот показатель составил 22 %. Вследствие этого средняя за период торможения тормозная сила, реализуемая локомотивом, увеличивается на 12 %, а тормозной путь уменьшается 14 % (с 14,1 м до 12,3 м).

Третий этап исследований предусматривал моделирование процесса торможения в наиболее тяжелых условиях эксплуатации локомотивного транспорта – при максимальном уклоне рельсового пути 50 ‰. Характеристики неровностей рельсового пути и прочие условия торможения принимались те же, что и на предыдущих этапах. Поскольку на всех этапах исследования использовались одни и те же тормозные механизмы, результаты расчетов тормозных сил F_{m11} и F_{11} равны, однако эффект от использования секционного магнитного блока более заметен (рис.5, 6). Так, если при торможении блоком традиционной конструкции тормозной путь поезда составил 55,4 м, то при использовании секционного блока тормозной путь поезда составил 33,6 м. Следовательно, можно сделать вывод о том, что применение секционного тормозного блока более целесообразно при больших значениях уклона рельсового пути.

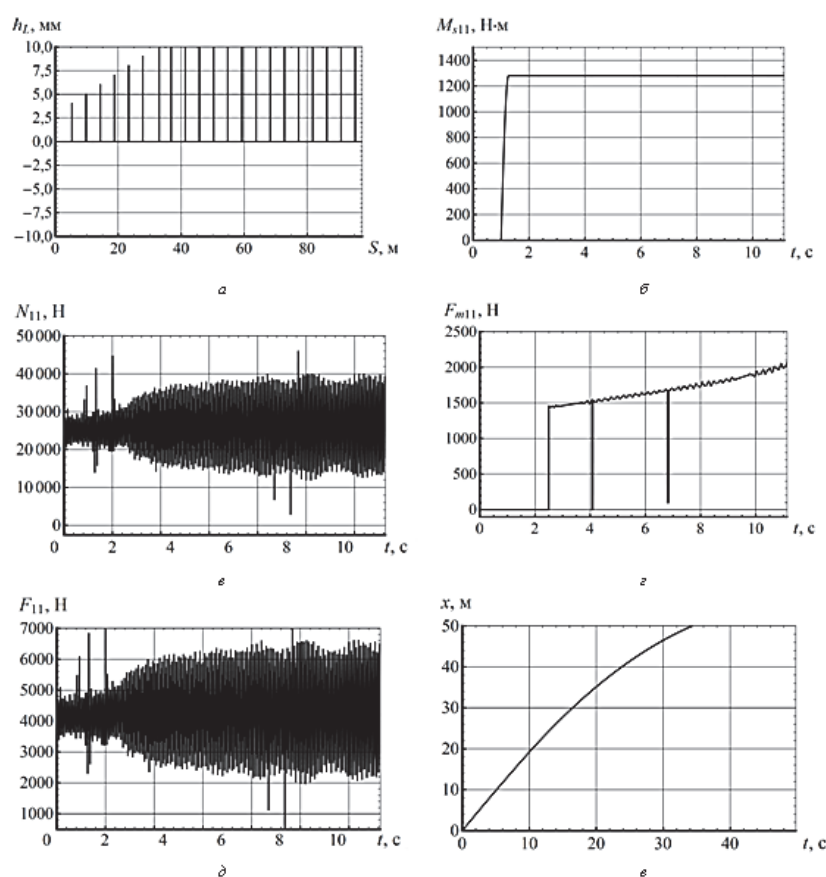


Рисунок 5 – Графики параметров процесса торможения шахтного поезда при совместном использовании колесо - колодочных тормозов и магниторельсовой системы с магнитным блоком традиционной конструкции на участке рельсового пути с уклоном 50‰ (см. обозначения на рис.1).

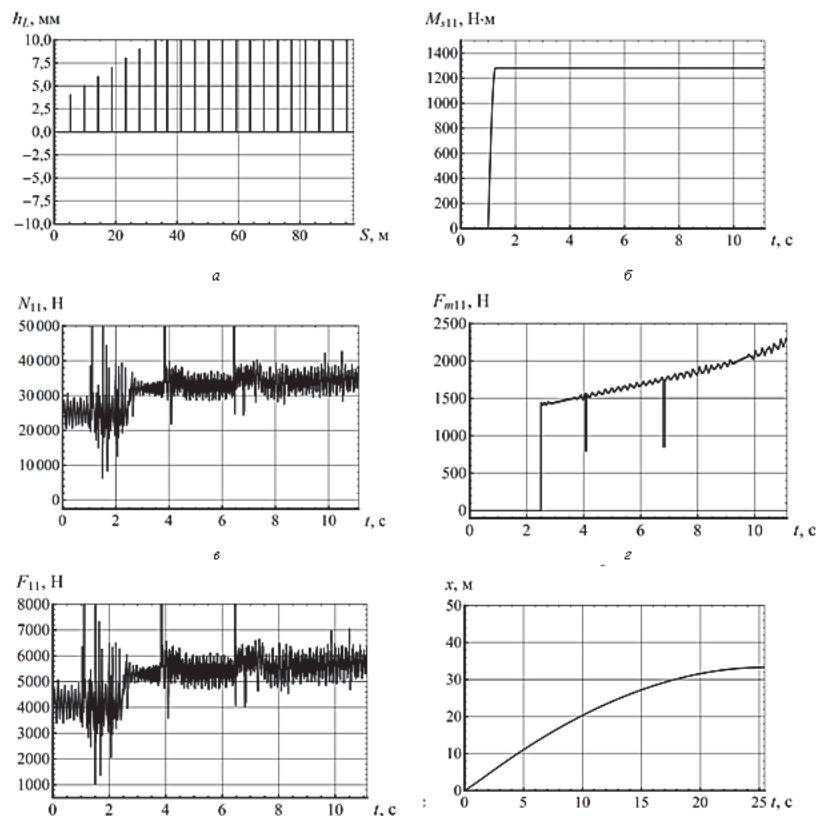


Рисунок 6 – Графики параметров процесса торможения шахтного поезда при совместном использовании колесо - колодочных тормозов и магниторельсовой системы с секционным магнитным блоком на участке рельсового пути с уклоном 50‰ (см. обозначения на рис.1).

Выводы. На основании результатов моделирования процесса торможения шахтного поезда магниторельсовыми тормозными системами с различными типами магнитного блока установлено, что при эксплуатации на участках рельсового пути, имеющих геометрические несовершенства, секционный блок имеет существенные преимущества перед магнитным блоком традиционной конструкции, поскольку за счет возможности относительного перемещения секций обеспечиваются более стабильные значения силы магнитного притяжения, торможения и догрузки осей, что в свою очередь позволяет улучшить тормозные характеристики шахтного локомотива, уменьшить тормозной путь, повысить безопасность работы локомотивного транспорта. Передача части силы магнитного притяжения на оси локомотива позволяет уменьшить амплитуду колебания вертикальной нагрузки на колесо, что положительно сказывается на эффективности работы колодочно-колесного тормоза. Применение секционных блоков целесообразно при работе в откаточных горных выработках с продольным уклоном рельсового пути от 15‰ до 50 ‰ и значительными несовершенствами рельсовой колеи, причем эффективность применения при увеличении уклона возрастает.

1. Салов В. А. Повышение тяговой и тормозной способности шахтного подвижного состава с помощью магнитных устройств / В. А. Салов // Известия вузов: Горный журнал. – 1990. – № 2. – С. 77 – 80.

2. Абрамов А. П. К вопросу увеличения производительности локомотивной откатки / А. П. Абрамов, В. Д. Елманов // Механизация очистных и проходческих работ : сб. науч. тр. Кузбас. политехн. ин-та. – Кемерово, 1985. – С. 97 – 99.

3. Новицкий А.В. Исследование характеристик колебательного процесса рельсового тормоза при воздействии импульса мгновенной силы / А.В. Новицкий // Вісник Кременчуц. держ. політех. ун-ту. – 2006. – № 2 (37), ч.1 - С. 51 - 56.

4. Процив В. В. Научное обоснование новых технических решений по совершенствованию тормозной системы шахтного шарнирно-сочлененного локомотива. – Дис. ... соиск. уч. степ. д.т.н. – Дн-ск, 2012. – 415 с.

5. Салов В.А. Определение характеристик магниторельсового тормоза шахтного локомотива при движении по рельсовому стыку / В. А. Салов, В. А. Сердюк // Вибрации в технике и технологиях. – 2000. – № 4 (16). – С. 56 – 58.

6. Новицкий А. В. Влияние несовершенств рельсового пути на характеристики колебательного режима шахтного локомотива / А. В. Новицкий // Сборник научных трудов НГУ. – 2004. – № 19 – С. 171 – 176.

REFERENCES

1. Salov, V. (1990). Increased traction and braking ability of mine rolling stock using magnetic devices. [Povyshenie t'jagovoj i tormoznoj sposobnosti shahtnogo podvignogo sostava s pomosh'ju magnitnyh ustrojstv]. *Gornyj Journal*. Vol 2. Moskou, pp. 77 – 80.
2. Abramov, A. & Elmanov, V. (1985). On the question of increasing the productivity of locomotive haulage. [K voprosu uvelichenija proizvoditel'nosti lokomotivnoj otkatki] *Mehanizacija ochistnyh i prohodcheskih rabot*. Vol. 2(14). Kemerovo, Kuzbasskii politehnicheskii universitet, pp. 97 – 99.
3. Novytski, A. (2006). Investigation of the characteristics of the oscillatory process under the influence of a rail brake pulse instant power [Issledovanie harakteristik kolebatel'nogo processa rel'sovogo tormoza pri vozdeystvii impul'sa mgnovennoj sily]. *Vestnik Kremenchutskogo gosudarstvennogo politekhnicheskogo universiteta*. Vol 2(37). Kremenchug, pp. 51 – 56.
4. Protsiv, V. (2015). *Nauchnoe obosnovanie novyh tehniceskikh reshenij po sovershenstvovaniju tormoznoj systemy shahtnogo sharnirno-sochlenennogo locomotive*. Dokt. Diss. [Scientific ground of technical decisions on perfection of the brake system of the mine joint-joined locomotive. Dokt. Diss.]. Dnepropetrovsk, 415 p.
5. Salov, V. & Serdyuk, V. (2000). Characterization of magnetic rail brakes of mine locomotive when driving on the rail joints. [Opredelenie harakteristik magnitrel'sovogo tormoza shahtnogo lokomotiva pri dvizhenii po rel'sovomu styku]. *Vibracii v tehnike i tehnologijah*. Vol. 4(16). Dnepropetrovsk, NMU Publ., pp. 56 – 58.
6. Novytski, A. (2010). The impact of imperfections on the track characteristics of the vibrational mode of mine locomotive. [Vliyanie nesovershenstv rel'sovogo puti na kharakteristiki kolebatel'nogo rezhima shakhtnogo lokomotiva]. *Sbornik nauchnykh trudov NGU*. Vol. 37. Dnepropetrovsk, NMU Publ., pp. 171 – 176.

Новицкий О.В., Литвин В.В. Оцінка ефективності магниторейкових систем шахтних локомотивів при використанні різних типів магнітних блоків.

Проаналізовано причини низької ефективності гальмівних пристроїв, які в даний час використовуються на шахтних локомотивах. Розглянуто та проаналізовано деякі відомі технічні рішення щодо підвищення гальмівних характеристик шахтних локомотивів, вказані їх недоліки. Представлені результати математичного моделювання процесу гальмування шахтного поїзда з використанням магниторейкових систем при роботі у виробках з ухилом колії 15 і 50 ‰ та різних експлуатаційних умовах. Проведено порівняльний аналіз основних параметрів гальмування при застосуванні магнітних блоків традиційної та секційної компоновки. Встановлено, що використання секційного гальмівного блоку на ділянках з недосконалістю рейкового шляху забезпечує більш стабільні значення сил притиснення і гальмування, що дозволяє істотно зменшити гальмівний шлях поїзда. У результаті зроблено висновок про доцільність застосування у виробках з ухилом шляхи більш 15 ‰, що мають значні недосконалості рейкової колії, магниторейкових систем з секційним магнітним блоком.

Ключові слова: шахтний локомотив, магниторейкова система, гальмування, гальмівний шлях, рейкова колія.

A. Novytski, V. Litvin. Evaluating the effectiveness of magnetic rail systems for mine locomotives using different types of magnetic blocks.

The reasons for the low efficiency of braking devices that are currently used in the mine locomotive. We considered and analyzed some of the known technical solutions to improve the braking performance of mine locomotives, given their limitations. The results of mathematical modeling of the mine train braking using magnitorel'sovyh systems at work in the mines sloping path 15 and 50 ‰ and a variety of operating conditions. A comparative analysis of the basic parameters of braking when using the traditional magnetic blocks and sectional layout. It was found that the use of the brake unit in the sectional areas of the imperfections of the track provides a more stable value of the pressing force and braking, which can significantly reduce the braking distance of the train. As a result of the conclusion of the feasibility of the use of mines in the path with a slope of more than 15 ‰, with significant imperfections rail track, magnetic rail systems with the section of the magnetic unit.

Keywords: mine locomotive, the magnetic rail system, braking, stopping distance, rail track.

АВТОРИ:

НОВИЦЬКИЙ Олексій Володимирович, кандидат технічних наук, доцент кафедри управління на транспорті, Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», e-mail: novitsk_a@mail.ru;

ЛИТВИН Вадим Вікторович, старший викладач кафедри управління на транспорті, Державний ВНЗ «Національний гірничий університет».

AUTHORS:

Alexey NOVYTSKI, Ph.D. in Engineering, Assoc. Professor of Transport Management Department, National Mining University, e-mail: novitsk_a@mail.ru;

Vadim LITVIN, Senior Lecturer of Transport Management Department, National Mining University.

Новікова О.О., Дерюгін О.В.
Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет»

ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ЕФЕКТИВНОГО ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ ДЛЯ ПЕРЕВЕЗЕНЬ В МІЖНАРОДНОМУ СПОЛУЧЕННІ

Велика кількість автотранспортних підприємств здійснює перевезення різного типу вантажів в міжнародному сполученні. Вимоги до якості транспортно-логістичних послуг мають відповідати світовим стандартам, але здійснення цих вимог можливе тільки за наявності сучасного парку рухомого складу. Тому, автотранспортні підприємства підходять до стадії прийняття управлінського рішення з оновлення парку рухомого складу. А саме, до необхідності вибору ефективного вантажного автомобіля. В статті проведено аналіз методів для вирішення багатofакторних задач, та за допомогою обраного методу виконано розрахунок інтегрованого показника якості за групами техніко-експлуатаційних, ергономічних, екологічних властивостей, які визначають ефективність використання вантажного автомобіля при здійсненні транспортної роботи. Для встановлення коефіцієнтів вагомості була побудована матриця порівняння груп показників якості вантажних автомобілів. Аналіз отриманих результатів вказує на те, що є можливість достовірного проведення вибору ефективного вантажного автомобіля для виконання перевезень вантажів в міжнародному сполученні. А також слід зазначити що, за допомогою обраної методики вибору ефективного автомобіля можна обгрунтовувати управлінське рішення з вибору ефективного вантажного автомобіля, виходячи з даних умов експлуатації – беручи до уваги вид вантажу, робочий час, довжину маршруту.

Ключові слова: вантажні перевезення, рухомий склад, вантажні автомобілі.

Вступ. Автомобільний транспорт є найбільш поширеним видом перевезення вантажів в Україні. В даний час на вітчизняному ринку вантажних автомобільних перевезень працює близько чотирьох тисяч автотранспортних компаній, що надають транспортно-логістичні послуги своїм клієнтам. Частина з них здійснює перевезення різного типу вантажів в міжнародному сполученні, надаючи послуги на рівні світових стандартів відповідно до вимог сучасної логістики, а саме: потрібний вантаж повинен бути доставлений в потрібній кількості, в потрібний час, в потрібне місце, без втрат і за прийнятною ціною. Здійснення цих вимог можливе тільки за наявності сучасного парку рухомого складу і вимагає суттєвих капітальних вкладень [1]. **Мета роботи** саме і полягає в тому, щоб виявити переваги одного автомобіля над іншим, незалежно від того, які складові їх розрізняють, що дозволить обгрунтувати вибір ефективного вантажного автомобіля для автотранспортного підприємства на стадії прийняття управлінського рішення з оновлення парку рухомого складу.

Прийняття управлінських рішень про вкладення грошових ресурсів в оновлення парку рухомого складу на автотранспортному підприємстві має свої характерні особливості і включає в себе кілька етапів, основними з яких є:

- виявлення потреби автотранспортного підприємства в оновленні парку рухомого складу. На цьому етапі з'ясовуються основні мотиви прийняття управлінського рішення з точки зору стратегії розвитку автотранспортного підприємства. Перш за все це стосується розширення спектра послуг, що надаються основним клієнтам цих компаній і зростання прогнозованого вантажообігу автотранспортного підприємства. Для автотранспортних підприємств, що здійснюють перевезення вантажів в міжнародному сполученні, на сьогоднішній день існує необхідність оновлення рухомого складу через невідповідність автотранспортних засобів, які є в наявності автопарку, відповідним існуючим європейським екологічним стандартам та іншим вимогам - рівня безпеки і комфорту.

- обгрунтування вибору ефективного парку рухомого складу. Етап включає в себе розрахунок необхідної кількості автотранспортних засобів і обгрунтування вибору їх конкретних марок. Вибір типу рухомого складу засобів на автотранспортному підприємстві проводиться на основі характеристик (хімічно-фізичних властивостей) вантажів, які пред'являються до перевезення рухомих складом підприємства. До них відносяться такі характеристики - як розмір партії вантажу, особливості вантажу, а також умови його перевезення і зберігання. Після визначення необхідних характеристик вантажу приймається рішення про вибір типу необхідного рухомого складу на автотранспортному підприємстві (рис.1). Після прийняття управлінського рішення з обгрунтування вибору ефективного типу рухомого складу слід переходити до вибору конкретних марок вантажних

автомобілів, що вимагає виконання порівняльних розрахунків на основі принципу економічної доцільності прийняття управлінського рішення з оновлення парку рухомого складу автотранспортного підприємства [2]. На цьому етапі визначаються технічні та економічні характеристики існуючих марок вантажних автомобілів, які використовуються для виконання перевезення вантажів в міжнародному сполученні, проводиться порівняння їх значень за основними критеріями оцінювання ефективного вантажного автомобіля. Остаточний вибір здійснюється за результатами порівняння обраних критеріїв оцінювання. Ефективне використання автотранспортних засобів передбачає забезпечення збереження вантажів та економії паливно-мастильних матеріалів. Частково виконання цього завдання можливе вже при виборі рухомого складу відповідної вантажопідйомності і вантажомісткості для заданих до перевезення видів вантажу та його обсягів.

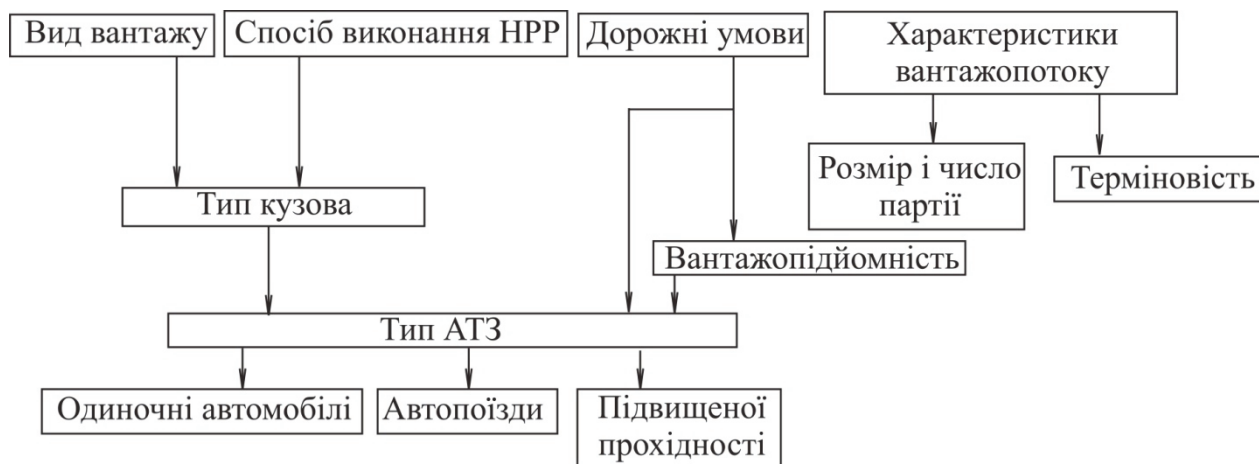


Рисунок 1 – Схема вибору ефективного вантажного автомобіля для виконання транспортної роботи з перевезення вантажів на автотранспортному підприємстві

Вирішальними факторами при цьому є - продуктивність рухомого складу, вартісні показники (транспортні витрати, собівартість, прибуток) та енергоємність виконання транспортного процесу перевезення вантажу (питома витрата палива)[2].

- оцінка ефективності інвестицій в оновлення парку рухомого складу автотранспортного підприємства. Управлінські рішення про вкладення коштів в оновлення парку рухомого складу автотранспортного підприємства відносяться до інвестиційних проектів, оскільки мається на увазі отримання грошових надходжень для відшкодування первинних інвестованих витрат грошових потоків протягом тривалого терміну. Тому при оцінюванні ефективності інвестицій в оновлення парку рухомого складу використовуються динамічні методи оцінки, засновані на дисконтуванні грошових потоків. Сам процес оцінки ефективності інвестицій в оновлення парку рухомого складу включає в себе розрахунок експлуатаційних витрат, прибутку від обсягів транспортних послуг, що надаються основним клієнтам, та основних показників ефективності інвестицій[3].

Обираючи алгоритм прийняття управлінського рішення з оновлення парку рухомого складу необхідно враховувати, що рухомий склад існуючих автотранспортних підприємств є застарілий і витрати відповідно зростають на технічне обслуговування і ремонт для підтримки його в робочому стані. Також необхідно відмітити, що рухомий склад багатьох автотранспортних підприємств частково не відповідає існуючим нормам і стандартам Європейських країн (ваговим, розмірним, екологічним та ін.), які пред'являються до вантажних автомобілів які здійснюють перевезення вантажів в міжнародному сполученні.

При прийнятті управлінського рішення з вибору марок вантажних автомобілів проведемо порівняльний аналіз сучасних марок сідельних тягачів, що випускаються відомими виробниками великовантажних автомобілів: RENAULT, SCANIA, VOLVO, MAN, MERCEDES BENZ і КамАЗ і напівпричепів вітчизняного та імпорного виробництва з відповідними технічними характеристиками. Зазначені марки транспортних засобів універсальні, відповідають всім стандартам екологічності та ергономічності для надання послуг транспортування та експедирування вантажів на міжнародному рівні. А також, запропоновані до розгляду автотранспортні засоби належать до однієї категорії великовантажних сідельних тягачів. Різниця допустимих ваг для одного класу вантажних

автомобілів незначна і обмежена навантаженнями на вісі і швидкостями руху на транспортних шляхах.

Теоретична частина. Сучасний автомобіль характеризується великою кількістю показників якості, які можна об'єднати в основні шість груп: експлуатаційні, споживчі, екологічні, транспортні, ергономічні, показники безпечності. Виходячи із поставлених завдань вибору ефективного транспортного засобу для оновлення парку рухомого складу або для перевезення відповідного типу вантажу можна локалізувати в цьому процесі тільки ті властивості, що відповідно забезпечать ефективність його використання. Тому це дає змогу вибрати найбільш вагомі показники для відповідних умов експлуатації [4].

Для вибору ефективного вантажного автомобіля з метою мінімізації витрат на здійснення транспортної роботи доцільно врахувати наступні властивості: розмірні, динамічні, силові, ергономічні, екологічні, та надійності. Перші три – характеризують властивість вантажного автомобіля транспортувати вантаж з відповідною швидкістю. Ергономічні властивості – оцінюють комфорт в салоні автомобіля і впливають на кількість енергозатрат водія при виконанні транспортної роботи з перевезення вантажу і його адаптації на робочому місці. Надійність автомобіля визначає затрати енергії на його обслуговування під час технічних оглядів, ремонтів. Зауважимо, що цей перелік за необхідності можна розширити для розв'язання інших поставлених завдань. Отже, для прийняття управлінського рішення з вибору ефективного вантажного автомобіля, необхідно всебічно проаналізувати різні властивості даних транспортних засобів, кожна з яких характеризується безліччю різних показників, що значно ускладнює процес аналізу і прийняття рішення.

Для вирішення подібних завдань використовують декілька відомих методів, які дозволяють перетворити багатofакторну задачу в однофакторну за допомогою наступних способів:

- множенням показників якості або відносин показників оцінюваного вантажного автомобіля і базового виробу на вагові коефіцієнти і підсумовуванням множин (метод використання коефіцієнтів вагомості);

- присвоєнням кожному індивідуальному показнику якості балів і підсумовуванням їх (метод бального оцінювання);

- переведенням індивідуальних кількісних показників у якісні, додаванням кожному рівню якості оцінки в інтервалі від нуля до одиниці і знаходженням середнього геометричного значення за сукупністю показників;

- діленням одного комплексного показника вантажного автомобіля на інший, наприклад результатів на витрати, продуктивність вантажних автомобілів на сумарні експлуатаційні витрати та ін. [5];

- інтегруванням вимірних показників якості одним з відомих способів, наприклад «радара» або «профілів», в один числовий показник без «зважування» [6,7]. Кожен з названих підходів має свої переваги і недоліки, які детально розглянуті в роботі [5].

Результати досліджень. Найбільш оптимальним підходом до вирішення розглянутої задачі є метод профілів. Суть якого полягає в об'єднанні множини показників без зважування в інтегральний коефіцієнт якості. Перевагами методу є простота у використанні і можливість інтегрування великої кількості різноманітних показників. Отже, різні характеристики автомобіля можна згрупувати, виходячи з припущення, що в одній групі вони є рівнозначними.

Відповідно до методу профілів алгоритм здійснення вибору автомобіля, який характеризується складною ієрархічною класифікацією наступний:

- вибираються найбільш вагомі показники вантажних автомобілів, що розглядаються;
- проводиться ієрархічна класифікація вибраних показників;
- методом профілів для кожної групи визначаються комплексні показники якості групи;
- методом аналізу ієрархій («МАІ») визначаються коефіцієнти вагомості кожної групи показників;

- підсумовуванням добутку комплексних показників якості груп та їх коефіцієнтів вагомості розраховується інтегральний критерій якості вантажних автомобілів, що розглядаються.

Комплексний показник якості всередині групи визначається за формулою :

$$P_i = \frac{\left(\frac{Y_1}{2} + Y_2 + Y_3 + \dots + Y_{n_i-1} + \frac{Y_{n_i}}{2}\right)}{(n_i - 1)},$$

де P_i – комплексний показник якості i -ї групи показників; n_i – кількість показників в i -ї групі; $Y_1, Y_2, Y_3, Y_{n_i-1}, Y_{n_i}$ – розрахункові величини, які визначаються за наступними формулами :

– для «прямих» показників, збільшення значень яких підвищує якість вантажного автомобіля

$$Y_k = \frac{P_k - P_{kmin}}{P_{kmax} - P_{kmin}},$$

– для «зворотних» показників, підвищення яких знижує якість вантажного автомобіля

$$Y_k = \frac{P_{kmax} - P_k}{P_{kmax} - P_{kmin}},$$

де P_{kmax} – максимальне значення k -го показника; P_{kmin} – мінімальне значення k -го показника.

За P_{kmax} рекомендується приймати максимальне значення i -го показника серед обраних вантажних автомобілів, а за P_{kmin} – мінімальне значення. Для спрощення розрахунків рекомендується прийняти значення $P_{kmin} = 0$. P_k – значення i -го показника для оцінюваного вантажного автомобіля.

Для визначення інтегрального показника якості необхідно розрахувати значення коефіцієнтів вагомості групи показників. На жаль, в даний час немає об'єктивної методики з оцінки значень цих коефіцієнтів. Відомі методи, такі, як методи параметричних регресійних залежностей, граничних і номінальних значень, еквівалентних співвідношень, експертного оцінювання, мають як свої сфери застосування, так і суттєві недоліки. Для розрахунку коефіцієнтів вагомості доцільно використовувати мало поширений, досить об'єктивний, універсальний метод аналізу ієрархій розроблений в («МАІ») [5]. Він, на відміну від аналогічних існуючих методів, враховує багатокритеріальність і невизначеність завдання, дозволяє здійснювати вибір рішення і безлічі альтернатив різного типу на підставі критеріїв, які виражаються як кількісними, так і якісними характеристиками, що визначають ефективність вибору вантажного автомобіля. Метод полягає в ієрархічній декомпозиції системи на більш прості складові і подальшій обробці послідовності суджень особою, яка приймає рішення, за допомогою парного порівняння. При цьому критерії оцінки експертів формалізовані і не вимагають застосування додаткових обчислювальних процедур. Під ієрархією тут розуміється багаторівнева система, що складається з елементів і альтернатив, об'єднаних у взаємопов'язані підгрупи. На найвищому рівні ієрархії розташовується цільова функція, далі проміжні рівні – елементи ієрархії (показники). Комплексні групові показники нерівномірно впливають на рівень якості вантажного автомобіля. Для встановлення пріоритетів окремих факторів у методу аналізу ієрархій («МАІ») формують матрицю попарних порівнянь (табл. 1). Порядок матриці визначається числом груп показників. У табл. 1 A_1, A_2, \dots, A_n – групи показників якості виробу; $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ – відповідно їх ваги.

Таблиця 1– Загальний вигляд матриці попарних порівнянь для розрахунку коефіцієнта ваги

Група	A_1	A_2	A_i	A_n	Оцінка компонента власного вектора по рядку	Коефіцієнт ваги
A_1	1	$\frac{\omega_1}{\omega_2}$	$\frac{\omega_1}{\omega_i}$	$\frac{\omega_1}{\omega_n}$	$e_1 = \sqrt[n]{\frac{\omega_1}{\omega_1} \cdot \frac{\omega_1}{\omega_2} \dots \frac{\omega_1}{\omega_n}}$	$X_1 = \frac{e_1}{\sum_{i=1}^n e_i}$
A_2	$\frac{\omega_2}{\omega_1}$	1	$\frac{\omega_2}{\omega_i}$	$\frac{\omega_2}{\omega_n}$	$e_2 = \sqrt[n]{\frac{\omega_2}{\omega_1} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_2} \dots \frac{\omega_2}{\omega_n}}$	$X_2 = \frac{e_2}{\sum_{i=1}^n e_i}$
A_i	$\frac{\omega_i}{\omega_1}$	$\frac{\omega_i}{\omega_2}$	1	$\frac{\omega_i}{\omega_n}$	$e_i = \sqrt[n]{\frac{\omega_i}{\omega_1} \cdot \frac{\omega_i}{\omega_2} \dots \frac{\omega_i}{\omega_n}}$	$X_i = \frac{e_i}{\sum_{i=1}^n e_i}$
A_n	$\frac{\omega_n}{\omega_1}$	$\frac{\omega_n}{\omega_2}$	$\frac{\omega_n}{\omega_i}$	1	$e_n = \sqrt[n]{\frac{\omega_n}{\omega_1} \cdot \frac{\omega_n}{\omega_2} \dots \frac{\omega_n}{\omega_n}}$	$X_n = \frac{e_n}{\sum_{i=1}^n e_i}$

Для переведення якісної інформації в числа в методі аналізу ієрархій («МАІ») використовується вербально-числова шкала відношень (табл. 2), що містить числові значення з відповідним обґрунтуваннями даних градацій.

Таблиця 2– Шкала відношень «МАІ»

Ступінь вагомості	Якісний критерій оцінювання	Коментарі
1-ша	Однакова значимість	Дві дії вносять однаковий внесок у досягнення мети
3-тя	Деяке переважання значимості однієї дії над іншою	Існують міркування на користь переваги однієї з дій, однак ці міркування недостатньо переконливі
5-та	Суттєва або сильна значимість	Є надійні дані або логічні судження для того, щоб відобразити перевагу
7-ма	Очевидна або дуже сильна значимість	Переконливе свідчення на користь однієї дії щодо іншої
9-та	Абсолютна значимість	Свідчення на користь переваги однієї дії щодо іншої з найвищою мірою переконливості
2, 4, 6, 8-а	Проміжні значення між сусідніми судженнями	Ситуація, коли потрібно компромісне рішення
Зворотні величини чисел, які наведені вище	Якщо дії i при порівнянні з дією j ставиться у відповідність одне з наведених вище чисел, то зворотній дії порівняння приписується зворотна величина	Якщо узгодженість суджень була при отриманні N числових значень для утворення матриці

Шкала відношень дозволяє ставити у відповідність до ступенів переваги одного показника, що розглядається над іншим – певні числа. Попарні порівняння показників якості ведуться в термінах домінування одного показника над іншим – який з них найбільш значущий з точки зору експерта. Порівнюючи дві групи показників за ступенем їх впливу на рівень якості, експерт відповідно до змісту табл. 2 ставить цілі числа від 1 до 9 або зворотні значення цих чисел. В даному методі («МАІ») за погодженням порівнюється відносна важливість лівих елементів матриці з елементами, які розташовані зверху. Тому, якщо елемент зліва важливіший, ніж елемент, який розташований зверху, то в клітинку заноситься відповідне відношення типу, наприклад, 3/1, в іншому випадку – зворотне число (наприклад – 1/3).

Достовірність застосування шкали відношень підтверджується результатами порівняльного аналізу багатьох інших шкал. Ефективність застосування методу аналізу ієрархій («МАІ») доведена як теоретично, так і практично при вирішенні багатокритеріальних задач оцінки об'єктів у різних сферах наукової діяльності.

Матриця парних порівнянь характеризується властивістю зворотної симетрії. Відмінною особливістю цієї матриці, та й системи оцінки в цілому, є стійкість і гнучкість. Незначні зміни і додавання додаткових елементів не руйнують характеристик ієрархічного представлення, тобто при видаленні або додаванні ієрархічних гілок пріоритети альтернатив не зазнають якісних змін. Незначні зміни значень показників призводять до несуттєвих змін кількісних показників пріоритетів альтернатив, що доводить стійкість даного методу.

Оцінювання компоненту власного вектора e_i в матриці попарних порівнянь визначається за наступною формулою

$$e_i = \sqrt[n]{\frac{\omega_i}{\omega_1} \cdot \frac{\omega_i}{\omega_2} \dots \frac{\omega_i}{\omega_n}}$$

Коефіцієнт вагомості i -ї групи показників визначається за наступною формулою

$$X_i = \frac{e_i}{\sum_{i=1}^n e_i}$$

Інтегральний коефіцієнт якості K_k виробу (вантажного автомобіля) буде визначатися за наступним співвідношенням:

$$K_k = \sum_{i=1}^n P_i \cdot X_i,$$

де P_i – комплексний показник якості i -ї групи показників,
 X_i – коефіцієнт вагомості i -ї групи показників якості.

Для вибору ефективного вантажного автомобіля на основі запропонованого методу проведено розрахунок показника якості за прийнятими шістьма групами властивостей, які визначають ефективність використання вантажного автомобіля при здійсненні транспортної роботи (табл. 3). Розмірні властивості: дорожній просвіт, передній кут звісу, задній кут звісу, кут відкриття дверей, ширина дверного отвору, ширина кабіни всередині, висота до стелі в кабіні, об'єм кабіни, площа лобового скління, площа бокового скління, висота дверного отвору, об'єм паливного баку, висота підлоги, висота автомобіля, кількість сходин, відстань між сходами, колісна база, висота першої сходинки від землі. Силкові властивості: вантажопідйомність, потужність двигуна, максимальний крутний момент двигуна, робочий об'єм двигуна, передатне число головної передачі, ККД двигуна, ККД трансмісії, тип пального, максимальний підйом, який здолає автомобіль, повна маса, споряджена маса. Динамічні властивості: максимальна швидкість, середня технічна швидкість, вибіг зі швидкістю 100 км/год., число коліс з дисковими гальмами, керованість, тип підвішування (пневмо - 2; ресорна - 1), розгін до 60 км/год. Екологічні властивості: екологічність (відповідність вимогам EUVRO), внутрішній шум, зовнішній шум. Ергономічні властивості: зручність робочого місця водія, оглядовість, інформативність приладів, число регулювань сидіння, число регулювань кермового колеса, тип управління КП, зовнішність, інтер'єр, зручність заходу - виходу, число передач склоочищувача, зусилля на важелі КП, зусилля на педалі зчеплення, зусилля на кермовому колесі. Властивості надійності: пробіг до першого капітального ремонту, напрацювання на відмову, періодичність ТО-2, пристосованість до умов експлуатації в Україні, мінімальний час очікування запасних частин [8].

Таблиця 3– Результати розрахунку показників якості

Показники якості	КАМАЗ 5460	MAN TGS 18.400 lx	SCANIA P380CA	VOLVO FM CLASSIC	RENAULT MAGNUM 440DXI	MERCEDES-BENZ ACTROS
ДИНАМІЧНІ						
Максимальна швидкість, км/год.	90	90	90	110	120	120
Середня технічна швидкість, км/год.	50	55	60	60	60	60
Вибіг зі швидкістю 100 км/год., м	2431	2250	2500	2500	2500	2500
Число коліс з дисковими гальмами, шт.	6	6	6	6	6	6
Тип підвішування (пневмо - 2; ресорна - 1)	1	1	1	1	1	1
Керованість, бали	6	7	9	9	9	9
Розгін до 60 км/год., с	33	30	36	36	36	36
Показник якості динамічних властивостей	0,88	0,90	0,98	0,99	1,00	1,00
Показник якості силових властивостей	0,89	0,93	0,86	0,90	0,95	0,96
Показник якості екологічних властивостей	0,63	0,65	0,63	0,63	0,63	0,63
Показник якості ергономічних властивостей	0,79	0,90	0,92	0,92	0,92	0,95
Показник якості розмірних властивостей	0,83	0,94	0,95	0,98	0,94	0,96
Показник якості властивостей надійності	0,69	0,93	1,00	1,00	1,00	1,00

Для встановлення коефіцієнтів вагомості була побудована матриця порівняння груп показників якості вантажних автомобілів, що розглядаються (табл. 4). Достовірність отриманих даних оцінювалась виходячи із узгодженості результатів різних експертів. Для цього визначався

індекс узгодженості. Розрахунок коефіцієнтів вагомості за шістьма показниками показав, що коефіцієнт узгодженості склав 0,05, що є меншим за критичне значення 0,1.

Таблиця 4 – Матриця попарних порівнянь груп показників якості вантажних автомобілів

Група показників якості автомобіля	Динамічні	Розмірні	Силові	Ергономічні	Надійності	Екологічні	Коефіцієнт вагомості
Динамічні	1	3/1	1/6	1/5	1/3	1/2	0,31
Розмірні	1/3	1	1/7	1/6	1/2	1/3	0,27
Силові	6/1	7/1	1	2/1	4/1	4/1	0,17
Ергономічні	5/1	6/1	1/2	1	3/1	3/1	0,11
Надійності	3/1	2/1	1/4	1/3	1	1/2	0,09
Екологічні	2/1	3/1	1/4	1/3	2/1	1	0,05

За наведеним методом було проведено оцінювання якості шести моделей вантажних автомобілів з метою пріоритету визначення впливу ергономічних властивостей на психофізіологічне навантаження водія, характеристики яких наведені в табл.5. Також в таблиці представлені результати розрахунку інтегрального показника якості за прийнятими шістьма групами властивостей.

Таблиця 5 – Підсумкова таблиця отриманих результатів

Група показників якості автомобіля	Коефіцієнт вагомості	КамАЗ 35460	MAN TGS 18.400 lx	SCANIA P380CA	VOLVO FM CLASSIC	RENAULT MAGNUM 440DXI	MERCEDES-BENZ ACTROS
Силові	0,27	0,24	0,25	0,23	0,25	0,25	0,25
Динамічні	0,17	0,14	0,16	0,17	0,17	0,16	0,17
Надійності	0,11	0,09	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11
Розмірні	0,09	0,06	0,08	0,09	0,09	0,09	0,09
Екологічні	0,05	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
Ергономічні	0,31	0,27	0,27	0,30	0,30	0,30	0,31
Інтегральний показник якості	-	0,9715	0,9840	0,9872	0,9906	0,9909	0,9911
МІСЦЕ В РАНЖІ	-	6	5	4	3	2	1

Із проведених розрахунків, можна зробити висновок, що за значенням інтегрального показника якості, позицію лідера займає вантажний автомобіль MERCEDES-BENZ ACTROS з двигуном екологічного рівня ЕВРО 5 (інтегральний показник якості з урахуванням вагових коефіцієнтів - 0,9911). На другому місці вантажний автомобіль RENAULT MAGNUM 440DXI ЕВРО 5 (0,9909). Третє місце займає автомобіль VOLVO FM CLASSIC 440DXI ЕВРО 5 (0,9906). Четверте і п'яте місце займають автомобілі SCANIA P380CA ЕВРО 5 (0,9872) і MAN TGS 18.400 lx ЕВРО 5 (0,9840). І останнє місце займає вантажний автомобіль КамАЗ 35460 ЕВРО 3 (0,9715). На рис. 2 представлено радарну діаграму показників основних властивостей вантажних автомобілів, що розглядалися.

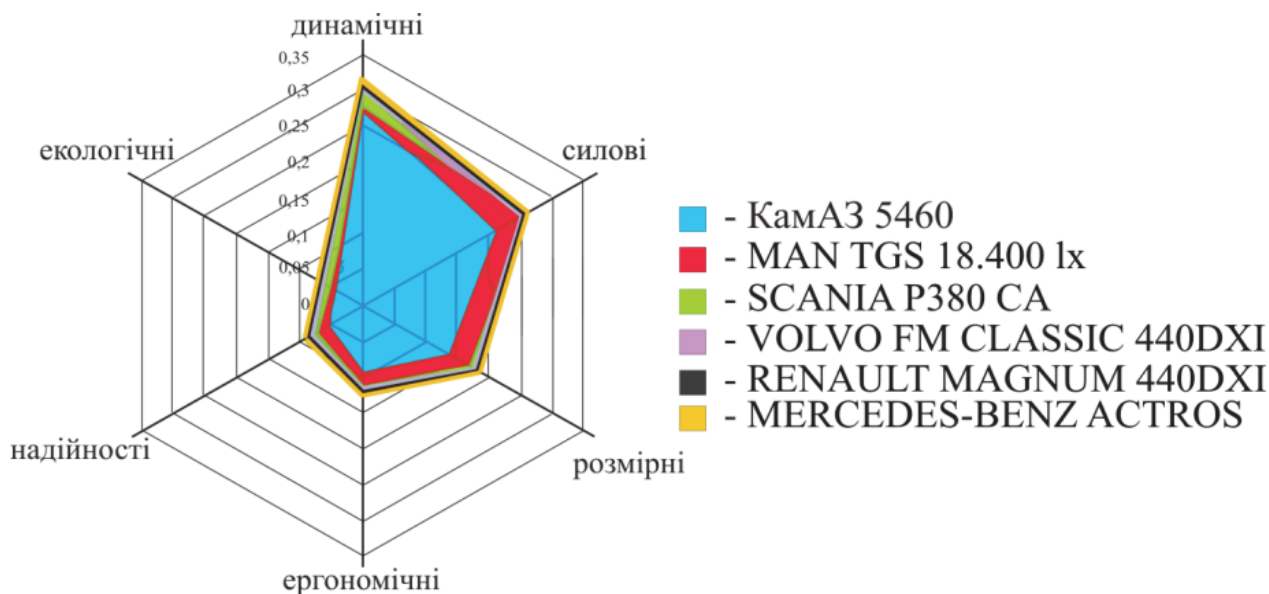


Рисунок 2–Радарна діаграма показників основних властивостей вантажних автомобілів

Висновок. Аналіз отриманих результатів дозволяє зробити висновок про можливість проведення вибору ефективного вантажного автомобіля для виконання перевезень вантажів в міжнародному сполученні. Крім того, за допомогою запропонованої методики вибору ефективного автомобіля можна обґрунтувати управлінське рішення з вибору ефективного вантажного автомобіля, виходячи з даних умов експлуатації – беручи до уваги і вид вантажу, робочий час, довжину маршруту тощо.

Зазначимо, що значення отриманих інтегральних показників якості вантажних автомобілів, мають незначну різницю. Мета проведеного дослідження саме і полягає в тому, щоб виявити переваги одного автомобіля над іншим, незалежно від того, які складові їх розрізняють. Таке вирішення задачі, дозволяє обґрунтувати вибір ефективного вантажного автомобіля для автотранспортного підприємства на стадії прийняття управлінського рішення з оновлення парку рухомого складу, з метою зменшення витрат, а також безпеки при здійсненні вантажних автомобільних перевезень.

1. Кулакова Т.Н. Особенности экономического обоснования управленческого решения о вложении средств в обновление парка подвижного состава автотранспортного предприятия /Т.Н.Кулакова // Мир транспорта и технологических машин. □ 2011. □ № 2. □ С. 17-22.

2. Левковець П.Р. Міжнародні перевезення і транспортне право /П.Р.Левковець, В.С.Маруніч// Навчальний посібник. – 3-є видання, виправлене та доповнене. – К.: Арістей, 2005. – 292 с.

3. Аземша С.А. Международные перевозки грузов /С.А.Аземша//Учеб.-метод. пособие. – Гомель: БелГУТ, 2007. – 69 с.

4. Кредисов А. Политика стимулирования экспорта и ее основные инструменты /А. Кредисов, В.Бабенко// ЭкономикаУкраины. – 2003. – №2-С.4-12.

5. Фатхутдинов Р.А. Конкурентоспособность: экономика, стратегия, управление. / Р.А.Фатхутдинов//М.: ИНФРА-М, 2000. – 312 с.

6.Фасхiev Х.А. Оценка уровня конкурентоспособности грузовых автомобилей и их двигателей / Х.А. Фасхiev, А.В. Крахмалева// Маркетинг в России и за рубежом. – 2004. – №5. – С. 3 – 16.

7.Фасхiev Х.А. Техничo-економическая оценка грузовых автомобилей при разработке. / Х.А. Фасхiev, И.М. Костин//НабережныеЧелны: Изд-воКамПИ, 2002. – 480 с.

8. Дерюгін О.В. Обґрунтування вибору вантажного автомобіля за критерієм мінімізації психологічного навантаження на водія./О.В.Дерюгін, С.І.Чеберячко// Східно-Європейський журнал передових технологій. –2015. –№ 3/3 (75). – С.15-22.

REFERENCES

1. Kulakova, T. (2011). Osobennosti ekonomicheskogo obosnovaniya upravlencheskogo resheniya o vlozhenii sredstv v obnovenie parka podvizhnogo sostava avtotransportnoho predpriyatiya. *Mir transporta i tehnologicheskikh mashin.* no.2. pp.17-22.

2. Levkovets, P. & Marunich, V. (2005). *Mizhnarodni perevezennia I transportne pravo.* Navchalnyi posibnik. 3 vidannia. Kyiv, Aristei Publ., 292 p.

3. Azemsha, S. (2007). *Mezhdunarodnie perevozki грузов*. Ucheb.-metod.posobie. Homel.BelGUT. 69 p.
4. Kredisov, A. & Babenko, V. (2003). *Politika stimulirovaniya eksporta i eyo osnovnye instrumenti. Ekonomika Ukrainy*. no.2. pp.4-12.
5. Fatkhutdinov, R. (2000). *Konkurentosposobnost': ekonomika, stratehiya, upravlenie*. Moscow, INFRA-M Publ., 312 p.
6. Faskhiev, Kh. (2004). *Otsenka urovnya konkurentosposobnosti грузовikh avtomobiley i ikh dvigatelei. Marketinh v Rosii i za rubezhom*. no.5. pp. 3-16.
7. Faskhiev, Kh. & Kostin, I. (2002). *Tekhniko-ekonomicheskaya otsenka грузовikh avtomobilei pri razrabotke*. Naberezhnie Chelni, KamPI Publ., 480 p.
8. Deryugin, O. & Cheberyachko, S. (2015). *Obhruntuvannia vyboru vantazhnoho avtomobilya za kryteriem minimizatsii psykholohichnoho navantazhennia na vodiya. Skhidno-Evropeiskii zhurnal peredovykh tekhnolohii*. no. 3/3 (75). pp. 15-22.

Новікова Е.А., Дерюгін О.В. Обоснование выбора эффективного грузового автомобиля для перевозок в международном сообщении.

Большое количество автотранспортных предприятий осуществляет перевозки различного типа грузов в международном сообщении. Требования к качеству транспортно-логистических услуг должны соответствовать мировым стандартам, но осуществление этих требований возможно только при наличии современного парка подвижного состава. Поэтому, автотранспортные предприятия подходят к стадии принятия управленческого решения по обновлению парка подвижного состава. А именно, к необходимости выбора эффективного грузового автомобиля. В статье проведен анализ методов для решения многофакторных задач, и с помощью выбранного метода выполнен расчет интегрированного показателя качества по группам технико-эксплуатационных, эргономических, экологических свойств, которые определяют эффективность использования грузового автомобиля при осуществлении транспортной работы. Для установления коэффициентов весомости была построена матрица сравнения групп показателей качества грузовых автомобилей. Анализ полученных результатов указывает на то, что есть возможность достоверного проведения выбора эффективного грузового автомобиля для выполнения перевозок грузов в международном сообщении. А также следует отметить, что, с помощью выбранной методики выбора эффективного автомобиля можно обосновать управленческие решения по выбору эффективного грузового автомобиля, исходя из данных условий эксплуатации – принимая во внимание вид груза, рабочее время, расстояние.

Ключевые слова: грузовые перевозки, подвижной состав, грузовые автомобили.

O. Novikova, O. Deryugin. Justification of the choice of effective trucks for the transporting international traffic.

A large number of trucking companies transports various types of cargo in international traffic. Quality requirements for transport and logistics services have to meet international standards, but implementation of these requirements is only possible if modern rolling stock. Therefore, trucking companies are suitable for the stage management decision to upgrade rolling stock. Namely, the need to select an efficient truck. The article analyzes methods to solve problems of multifactorial, and using the selected method calculated the integrated quality index by groups of technical and operational, ergonomic and ecological characteristics that determine the effectiveness of using a lorry in the implementation of the transport operation. To establish the weighting coefficient matrix was constructed comparison groups of indicators of quality vehicles. Analysis of the results indicates that there is a significant opportunity to conduct an effective selection of the truck to carry cargo in international traffic. And it should be noted that, with the help of the chosen method of choice can be an effective vehicle to justify management decisions on the choice of an efficient truck, based on the data of operating conditions - taking into account the type of cargo, time, distance.

Keywords: freight transportation, rolling stock, freight cars.

АВТОРИ:

НОВІКОВА Олена Олександрівна, к.т.н., доцент кафедри «Управління на транспорті», ДВНЗ Національний гірничий університет.

ДЕРЮГІН Олег Валентинович, к.т.н., доцент кафедри «Управління на транспорті», ДВНЗ Національний гірничий університет.

AUTHORS:

Olena NOVIKOVA, Ph.D. in Engineering, Associate Professor of Transport Management Department, State Higher Education Institution National Mining University (SHEI NMU).

Oleg DERYUGIN, Ph.D. in Engineering, Associate Professor of Department of Transport Management, State Higher Education Institution National Mining University (SHEI NMU).

Стаття надійшла в редакцію 19.09.2015

Павлюк В.І.
Луцький національний технічний університет

ВИКОРИСТАННЯ КЛОТОЇД ДЛЯ АПРОКСИМАЦІЇ ТРАЄКТОРІЙ РУХУ АВТОМОБІЛЯ ПІД ЧАС МАНЕВРУВАННЯ

Наведено послідовність визначення параметрів та приклад побудови перехідних траєкторій руху автомобіля виражених клотоїдами, під час зміни напрямку руху транспортного засобу. Проаналізовано особливості апроксимації траєкторії руху автомобіля маневру «поворот». Вказано на можливість використання результатів досліджень у математичному моделюванні для покращення керованості автомобіля

Ключові слова: автомобіль, маневрування, траєкторія руху, параметри клотоїди, апроксимація.

Постановка проблеми. Простір для маневрування автомобіля визначається динамічним коридором руху транспортного засобу, обмеженим елементами дорожньої обстановки. Відведені межі дозволяють водієві, з врахуванням його досвіду і навиків керування, вибрати різноманітні траєкторії для здійснення маневрування. Для задоволення вимог комфорту і безпеки виконання маневру на високих швидкостях кривина траєкторій руху має бути мінімальною. Для оцінювання експлуатаційних властивостей автомобіля, у заданих обмеженнях на такий коридор, зацікавлення викликає дослідження можливих варіантів траєкторій руху, що забезпечать найбільш сприятливі умови з точки зору комфорту і безпеки.

Криволінійні траєкторії руху будь-якої складності можливо подати сукупністю ділянок більш простих за математичним описом. Визначення параметрів криволінійних траєкторій руху автомобіля під час маневрування сприятиме математичному моделюванню процесів криволінійного руху. Результати моделювання можуть використовуватися у дослідженнях керованості стійкості автомобіля.

На актуальність проведення таких досліджень вказує інтенсивний розвиток та широке впровадження допоміжних електронних систем конструкційної безпеки автомобіля, зокрема систем стабілізації руху.

Аналіз досліджень і публікацій. Зміна напрямку руху автомобіля при маневруванні супроводжується перехідними процесами які залежать від багатьох умов, зокрема: конструкції та технічного стану транспортного засобу, керування водієм, дорожніх умов.

Досліджуючи керованість автомобіля чи вивчаючи при цьому характеристики керування транспортного засобу водієм, часто розглядають умови руху заданими траєкторіями [1-6]. Галузеві нормативні документи [7-9], що регламентують проведення випробувань стійкості і керованості автомобіля, розміткою визначають у плані межі динамічного коридору його руху. Однак і вони точно не визначають траєкторію руху.

Під час руху автомобіля зі сталою швидкістю на малій довжині ділянки відведеної умовами дорожньої обстановки для маневрування, використання клотоїд у побудові траєкторій руху транспортного засобу є доцільним для отримання мінімальної швидкості наростання відцентрової сили [10]. У проекті галузевої нормалі [11] пропонується за перехідну траєкторію входу у поворот з коловою траєкторією певного радіусу вибрати клотоїду з рекомендованим параметром. Вивчаючи характеристики керуючих дій водія під час руху автомобіля перехідними траєкторіями у роботі [4] прийнято припущення, що маневр для зміни смуги руху «переставка» здійснюється спряженими симетричними біклотоїдами з фіксованими геометричними параметрами на побудову (зміщення між смугами на ділянці визначеної довжини), а маневр «поворот» передбачає в'їзд на колову траєкторію визначеного радіуса клотоїдою з параметрами, визначеними розмірами коридору перехідної ділянки.

Для зручності можливого використання клотоїд в апроксимації перехідних ділянок траєкторій руху автомобіля при маневруванні, на думку автора даної статті є потреба, на основі базових відомостей про ці криві [12], навести деякі особливості використання математичного апарату для побудови цих траєкторій.

Метою роботи є апроксимація клотоїдами перехідних ділянок траєкторій руху автомобіля при маневруванні графічно-аналітичним способом.

Для цього у роботі розглядаються особливості побудови траєкторій деяких маневрів зі зміни

напрямку руху з використанням клотоїд.

Результати досліджень. Найбільш поширеним маневром зі зміни напрямку руху автомобіля є поворот на визначений курсовий кут. Зміна напрямку руху з прямолінійного, здійснюється перехідними траєкторіями, з можливістю руху проміжними коловими вставками (рис. 1).

Враховуючи задані обмеження дорожньої обстановки на побудову траєкторії руху автомобіля та використовуючи аналітичні вирази запропоновані у роботі [12], можливо визначити основні геометричні параметри клотоїд для апроксимації ними перехідних ділянок траєкторій.

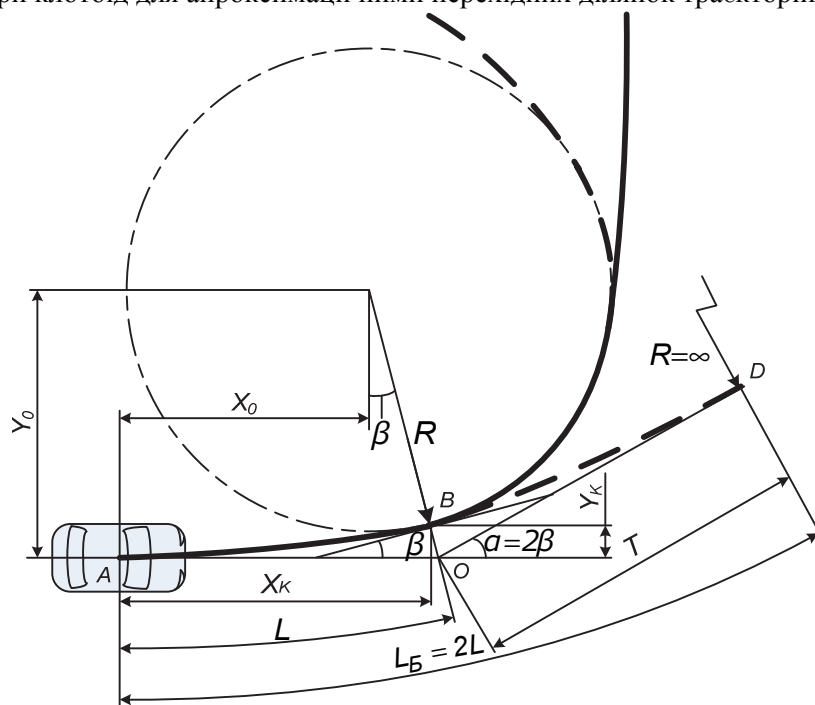


Рисунок 1 – Схема до визначення параметрів клотоїд, як перехідних кривих траєкторій руху зі зміною його напрямку під час маневрування автомобіля

Параметр клотоїди $C=A^2$ [12]:

$$C = A^2 = R \times L, \quad (1)$$

де R – радіус у кінці клотоїди, м;

L – довжина клотоїди, м.

Довжина L та радіус R клотоїди, з кутами кривої β , α (в рад), поєднані відношенням [12]:

$$L = \alpha \times R = 2 \times \beta \times R, \text{ м.} \quad (2)$$

Тангенс клотоїди T та її радіус R , з врахуванням відомих виразів для визначення координат точок клотоїди X , Y [12]:

$$T / R = \left[\left(\frac{2}{3} \beta^2 - \frac{\beta^4}{21} + \frac{\beta^6}{660} \right) \times \text{tg} \beta + 2\beta - \frac{\beta^3}{5} + \frac{\beta^5}{108} \right], \text{ м.} \quad (3)$$

Таким чином, необхідно володіти інформацією про, що найменше, два параметри для побудови клотоїди та визначення інших величин перехідної кривої, використовуючи наведені залежності чи табличні дані [12].

На прикладі маневру «поворот $R_p=35\text{м}$ » у межах накладених розміткою на його виконання [7-9], можливо провести побудову ймовірної траєкторії руху автомобіля з припущення того, що вона буде представлена клотоїдою. Початковими умовами на побудову є координати центра колової вставки X_0 , Y_0 (рис. 2), та радіус R цієї колової траєкторії (ділянка 3, рис. 2). Причому цей радіус відповідає радіусу кінця перехідної кривої з координатами X_k , Y_k (рис. 2).

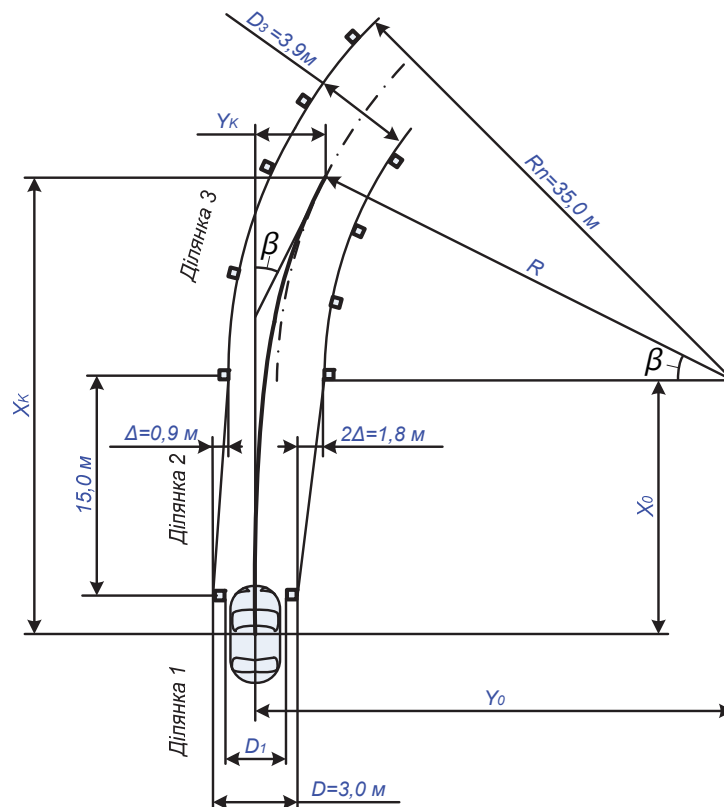


Рисунок 2 – Схема до визначення можливої траєкторії руху автомобіля для маневру «поворот 35м»

Для визначення параметрів клотоїди, зокрема координат X_K , Y_K кінця перехідної кривої (рис. 2), відповідно до схеми руху потрібно визначити кут β , з виразу отриманого після математичних перетворень залежностей між параметрами клотоїди [12]:

$$Y_0 / R = \frac{2}{3} \beta^2 - \frac{\beta^4}{21} + \frac{\beta^6}{660} + \cos \beta. \quad (4)$$

Після визначення кута β потрібно провести уточнення координат початку перехідної кривої. Отже з виразу для визначення відстані від початку клотоїди до початку колової кривої X_0 [12]:

$$X_0 = R \left(2\beta - \frac{\beta^3}{5} + \frac{\beta^5}{108} - \sin \beta \right), \text{ м.} \quad (5)$$

Як наслідок, довжина L визначається з рівняння (2), а параметр клотоїди:

$$C = L \times R = 2 \times \beta \times R^2. \quad (6)$$

Наступним кроком є визначення координат кінця кривої X_K , Y_K [12]:

$$X_K = X_0 + R \times \sin \beta \quad Y_K = Y_0 - R \times \cos \beta \quad (7)$$

Всі інші параметри клотоїди, за необхідності, слід отримувати використовуючи табличні дані наведені у роботі [12].

Так для наведеної схеми маневру (рис.2):

$$R = R_{\Pi} - D_3 / 2 = 35 - 3,9 / 2 = 33,05 \text{ м;} \quad (8)$$

$$Y_0 = R_{II} + \Delta - D/2 = 35 + 0,9 - 3,0/2 = 34,40 \text{ м.} \quad (9)$$

Визначений числовим способом кут β становить $0,5 \text{ рад}$ ($28,48 \text{ град}$), довжина клотоїди – $L=32,85 \text{ м}$. Довжина відведеного розміткою перехідного коридору – 15 м (ділянка 2, рис 2.).

Аналогічно, використовуючи вказану методику графічно-аналітичного визначення параметрів перехідної траєкторії, отримано характеристику клотоїди, як траєкторії неусталеного криволінійного руху автомобілів, для маневру «поворот $R_{II}=25$ » [8, 9]. Величина зміщення колової траєкторії – p [12] за розмірами розмітки маневру – $p=Y_0 - R=0,15\dots 0,20 \text{ м}$. Кут β становить близько $0,2 \text{ рад}$ ($10,89\dots 12,55 \text{ град}$), довжина L клотоїди близько 10 м та величина віддалі між початком перехідної і центром колової кривої X_0 , близько 5 м (довжина перехідного коридору 10 м).

Висновки.

За результатами розрахунків і графічних побудов можливо зробити висновок, що траєкторія неусталеного криволінійного руху виражена клотоїдою, згідно до прийнятих початкових умов на побудову, завершується на частині ділянки 3 (рис.2.) колової траєкторії руху, а довжина перехідної кривої, у випадку маневру «поворот $R_{II}=35\text{м}$ », вдвічі переважає відведений за довжиною перехідний коридор.

Тому можна припустити, що навіть у визначених нормативами випробувань межах, траєкторія руху може мати різні геометричні параметри, які залежатимуть від кваліфікації водія, конструкції і експлуатаційних властивостей автомобіля. На практиці траєкторії маневрування автомобіля визначатимуться додатковим впливом на їх формування реальних дорожніх умов і обстановки.

Відомості про вплив згаданих чинників на траєкторію руху автомобіля при маневруванні потрібно враховувати для поліпшення роботи електронних систем активної конструкційної безпеки автомобіля. Особлива увага має бути приділена моделюванню перехідних процесів криволінійного руху автомобіля.

1. Вербицкий В.Г. К вопросу реализации управляемого движения вдоль программной кривой / Вербицкий В.Г., Банников В.А., Червякова Е.В., Белевцова Н.Л. [Электронный ресурс] // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту: науковий журнал. – Донецьк, 2012. – № 3. – С. 67–73. URL: http://dspace.diat.edu.ua:8080/jspui/bitstream/123456789/54/1/12_3_2012.pdf.

2. Добрин А.С. Исследование движения автомобиля по заданной траектории // Труды семинара по управляемости и устойчивости автомобилей. – М.: НАМИ, 1966. – Вып. 1. – С. 35-65.

3. Жилин И.В. Моделирование управляющих воздействий при исследовании криволинейного движения автотранспортных средств [Электронный ресурс]. URL: http://www.adf.spbgasu.ru/Conference2006/section_5.pdf.

4. Карпенко В.Р. Визначення керуючих дій водія в умовах маневрування легкового автомобіля малого класу / В.Р. Карпенко, Р.М. Кузнецов, В.І. Павлюк // Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів та поїздів: щорічний науково-виробничий журнал. – № 21. – Львів, 2013. – С. 109–114.

5. Wach W. Model kierowcy pod w programie do symulacji ruchu pojazdyw/ W.Wach // Konstrukcja, badania, eksploatacja, technologia pojazdow samochodowych i silnikow spalinowych. – Krakow, 2005. – Zeszyt Nr 29-30. – Str. 465–472.

6. Więckowski D. Model samochodu dla symulacyjnego badania wybranych (typowych) manewrow/ D. Więckowski // Konstrukcja, badania, eksploatacja, technologia pojazdow samochodowych i silnikow spalinowych. – Krakow, 2005. – ZeszytNr 29-30. – Str. 489–498.

7. ДСТУ 3310-96. Засоби транспортні дорожні. Стійкість. Методи визначення основних параметрів випробуваннями. – Введено вперше. 01.01.1997. – К.: Держстандарт України, 1996. – 11 с.

8. ОСТ 37.001.471–88. Управляемость и устойчивость автотранспортных средств. Методы испытаний [Электронный ресурс]. – М.: НАМИ, 1989. URL: <http://meganorm.ru/Data2/1/4293833/4293833184.pdf>.

9. ГОСТ Р 52302–2004. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний [Электронный ресурс]. – Введено 01.01.2006. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2005. – 28 с.

URL: <http://gostexpert.ru/gost/getDoc/49872>;

10. Величко, Г.В. Сравнительные свойства переходных кривых [Электронный ресурс] / Г.В. Величко, В.В.Филиппов. URL: <http://www.credo-dialogue.com/getattachment/28ba3ec2-3d4d-4087-b8d8-a24a7de6296a>.

11. Автомобили грузовые, легковые и автобусы. Методы определения и оценки параметров управляемости. Проект отраслевой нормали ОН 025–68 (Первая редакция). – М.: НАМИ, 1968.

12. Ксенодохов В. И. Таблицы для клотоидного проектирования и разбивки плана и профиля автомобильных дорог: Справочник. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1981. 431 с.

REFERENCES

1. Verbitskiy, V., Bannikov, V., Chervyakova, Ye. & Belevtsova, N. (2012). K voprosu realizatsii upravlyayemogo dvizheniya vdol' programmnoy krivoy. *Visnyk Donetskoi akademii avtomobilnoho transportu*. No. 3. Donetsk, pp. 67–73.

2. Dobrin, A. (1966). Issledovaniye dvizheniya avtomobilya po zadannoy trayektorii. *Trudy seminara po upravlyayemosti i ustoychivosti avtomobiley*. Vol. 1. Moscow, NAMI Publ., pp. 35–65.
3. Zhilin, I. *Modelirovaniye upravlyayushchikh vozdeystviy pri issledovanii krivolinyynogo dvizheniya avtotransportnykh sredstv*. Available at: http://www.adf.spbgasu.ru/Conference2006/section_5.pdf.
4. Karpenko, V., Kuznietsov, R. & Pavliuk, V. (2013). Vyznachennia keruiuchykh dii vodiia v umovakh manevruvannia lehkovooho avtomobilia maloho klasu. *Proektuvannia, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia avtotransportnykh zasobiv ta poizdiv*. No 21. Lviv, pp. 109–114.
5. Wach, W. (2005). Model kierowcy pid w programie do symulacji ruchu pojazdyw. *Konstrukcja, badania, eksploatacja, technologia pojazdow samochodowych i silnikow spalinowych*. No. 29-30. Krakow, pp. 465–472.
6. Więckowski, D. (2005). Model samochodu dla symulacyjnego badania wybranych (typowych) manewrow. *Konstrukcja, badania, eksploatacja, technologia pojazdow samochodowych i silnikow spalinowych*. No. 29-30. Krakow, pp. 489–498.
7. DSTU 3310-96. [State Standard 3310-96]. *Road vehicles. Stability. Methods for determination of the basic parameters by tests*. Kyiv, Derzhstandart Ukrainy Publ., 1996. 10 p. (In Ukrainian).
8. OST 37.001.471–88. [Industry Standard 37.001.471–88]. *Handling and stability of road vehicles. Test methods*. Moscow, NAMI Publ., 1989. 48 p. (In Russian).
9. GOST R 52302–2004. [State Standard 52302–2004]. *Road vehicles. Handling and stability. Technical requirements. Test methods*. Moscow, Izdatelstvo Standartov Publ., 2005. 28 p. (In Russian).
10. Velichko, & Filippov, V. *Sravnitel'nyye svoystva perekhodnykh krivykh*. Available at: <http://www.credo-dialogue.com/getattachment/28ba3ec2-3d4d-4087-b8d8-a24a7de6296a>.
11. *Avtomobili gruzovyye, legkovyye i avtobusy. Metody opredeleniya i otsenki parametrov upravlyayemosti. Proyekt otraslevoy normali ON 025–68*. – Moscow, NAMI Publ., 1968.
12. Ksenodokhov, V. (1981). *Tablitsy dlya klotoidnogo proyektirovaniya i razbivki plana i profilya avtomobil'nykh dorog*. Spravochnik. 2-nd ed. Moscow, Transport Publ., 431 p.

Павлюк В.І. Использование клотоид для аппроксимации траекторий движения автомобиля при маневрировании

Приведены последовательность определения параметров и пример создания переходных траекторий движения автомобиля выраженных клотоидами, во время изменения направления движения транспортным средством. Проанализированы особенности аппроксимации траектории движения автомобиля при маневре «поворот». Результаты исследований могут быть использованы в математическом моделировании для улучшения управляемости автомобиля.

Ключевые слова: автомобиль, маневрирование, траектория движения, параметры клотоиды, аппроксимация.

V. Pavliuk. The use of clothoid for approximation of the trajectories movement of the vehicle during maneuvering

The safe maneuvering of the car is provided by its movement in a certain dynamic corridor. Such corridor for the movement of the vehicle is limited by elements placed on the road (road conditions). Curves (Cornu's spirals) as elements of constructing the trajectory of the car were proposed to use. The trajectories of some types of maneuvering of cars during the change of driving direction were considered. Peculiarities of use of analytical apparatus for graphical construction of turning path were presented. Geometric restrictions imposed on the traffic lane of the vehicle as a road marking during testing of stability and handling were considered. The example of determination of transitional curves of steering maneuvers containing in the industry regulatory documents was presented. The parameters of transitional curves are used for typical trajectories of maneuvering the vehicle were analyzed. The possibility of using the transition parameters of curvilinear trajectories in modeling of curvilinear motion of the vehicle is indicated. The results of modeling can be used in the researches of stability and handling of the car. The results of approximation of trajectories of transition curves can be used to improve the electronic systems of stabilization of movement of the car. The estimated trajectory obtained by the modeling, defined by the nature of the helm. Compliance the real conditions of vehicle motion calculation is checked by an electronic system of stabilization of movement of the car. The urgency of research is caused by intensive development and widespread introduction of electronic auxiliary systems structural safety of the vehicle.

Keywords: car, maneuvering, movement trajectory, clothoid parameters, approximation.

АВТОР:

ПАВЛЮК Василь Іванович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій. Луцький НТУ, e-mail: wasilijpi@mail.ru.

AUTHOR:

Vasyl PAVLIUK, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: wasilijpi@mail.ru.

Стаття надійшла в редакцію 16.09.2015р.

Подригало¹ М.А., Артёмов² Н.П., Клец³ Д.М.¹Национальная академия Национальной гвардии Украины²Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П. Василенко³Харьковский университет воздушных сил им. И. Кожедуба**ОЦЕНКА НЕОПРЕДЕЛЕННОСТИ ИЗМЕРЕНИЯ ЛИНЕЙНЫХ УСКОРЕНИЙ**

Предложена методика оценки неопределенности измерения линейных ускорений мобильным регистрационно-измерительным комплексом. Суммарная неопределенность подчиняется закону нормального распределения, для которого определены математическое ожидание и среднее квадратичное отклонение.

Ключевые слова: акселерометр, неопределенность, динамические испытания, колесная машина.

Введение. В процессе квалитетических испытаний автотранспортных средств акселерометры широко используются при оценке аэродинамических и тягово-скоростных качеств, тормозных качеств, управляемости и устойчивости, плавности хода, шума и вибрации, надежности, пассивной безопасности и т.д. [2]. Воздействие внешних возмущений, а также необходимость снижения погрешностей приводят к необходимости подтверждать результаты заводской градуировки акселерометров и проводить повторную градуировку через заданные интервалы времени [6].

Анализ публикаций. В работе [1] предложена система для определения параметров движения автотранспортных средств при динамических (квалитетических) испытаниях. Указанная система лежит в основе авторского мобильного регистрационно-измерительного комплекса (МРИК), чувствительными элементами которого являются трёхосевые акселерометры.

В работе [3] исследована динамика изменения параметров в процессе тарировки датчиков линейных ускорений для быстрой проверки чувствительности разработанного мобильного регистрационно-измерительного комплекса систем сельскохозяйственных машинно-тракторных агрегатов при выполнении почвообрабатывающих операций.

Однако в известных работах не выполнена оценка неопределенности измерения линейных ускорений мобильным регистрационно-измерительным комплексом, данный вопрос требует дополнительных исследований.

Цель и задачи исследования. Целью статьи является разработка методики оценки неопределенности измерения линейных ускорений акселерометрами мобильного регистрационно-измерительного комплекса.

Для достижения указанной цели необходимо выполнить градуировку акселерометров и провести статистическую обработку полученных результатов с использованием теории неопределенности измерений.

Изложение основного материала. В 2003 г. Украина присоединилась к международному соглашению СИПМ МРА, что обуславливает необходимость перехода к новой системе обеспечения единства измерения [4]. Указанное соглашение предполагает оценку неопределенности типа *A* и *B* при выполнении градуировки и измерений. Для оценки неопределенности и проверки адекватности показаний использованных акселерометров модели ММА–7260QT выполнена градуировка на специальном вибростенде. При проведении градуировки датчиков использована измерительная аппаратура, приведенная в табл. 1. В табл. 2 приведены условия проведения поверки указанных акселерометров.

Таблица 1. Средства измерительной техники для проведения поверки акселерометров ММА–7260QT

№	Наименование измерительного средства
1	Мегаомметр М4100/3, номинальное напряжение 500 В
2	Эталонная вибрационная установка 2 разряда с диапазоном частот от 5 до 500 Гц, амплитудой виброперемещения до 1000 мкм (вибростенд ВЭД–10)
3	Осциллограф типа С1–83 или С1–55
4	Генератор сигналов специальной формы Г6–26
5	Частотомер ЧЗ–33
6	Усилитель мощности У4.2
7	Источник питания ЛИПСИ–50
8	Измеритель вибрации ИВПА–07 с датчиком ММА 7160

Таблица 2. Условия проведения поверки акселерометра MMA-7260QT

№	Наименование	Значение
1	Температура окружающего воздуха, °С	20^{+5}_{-2}
2	Влажность окружающей среды, %	30 – 80
3	Атмосферное давление, кПа (мм. рт. ст.)	86 – 106,7 (630 – 800)
4	Напряжение питающей сети, В	$220 \pm 4,4$
5	Частота сети питания, Гц	$50,0 \pm 0,5$
6	Отсутствие электрических и магнитных полей, внешней вибрации и тряски, которые могут повлиять на результаты поверки.	

Процесс снятия показаний с испытуемых датчиков и вибростенда приведен на рис. 1 и рис. 2. Неопределенность измерения акселерометра определим на частоте колебаний 10 Гц при пяти значениях виброскорости, равномерно распределённых по рабочему диапазону.



Рис. 1. Снятие показаний с датчиков ускорений MMA7260QT на вибростенде
а – внешний вид вибростенда; б – вспомогательная аппаратура

Значения амплитуд виброскорости выбирались в пределах от 2,5 до 20 мм/с. При каждом воспроизводимом значении виброскорости в протокол испытаний вносились показания испытываемого акселерометра и эталонного датчика. По осциллографу на ноутбуке регистрировали значения сигнала акселерометра.

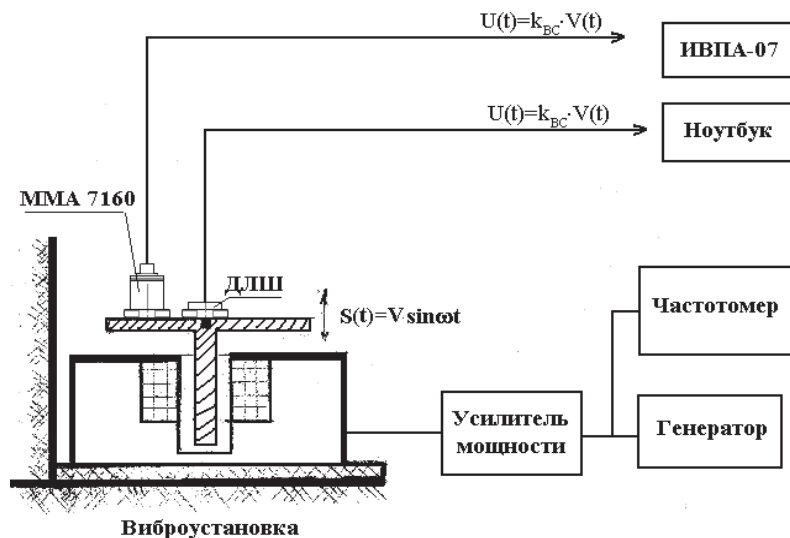


Рис. 2. Схема стенда для проведения испытаний

Определим расширенную неопределенность типа A измерения датчиками MMA7260QT линейных ускорений в вертикальной плоскости. После n -кратных измерений датчиком максимальной величины $\dot{V}_{Z\max}$ (см. рис. 3) определим $u_A(\overline{\dot{V}_Z})$ как стандартное отклонение экспериментальных значений от среднего арифметического $\overline{\dot{V}_Z} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \dot{V}_{Zi}$ с помощью следующей зависимости [5]

$$u_A(\overline{\dot{V}_Z}) = t_{v,\beta} \cdot \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\dot{V}_{Zi} - \overline{\dot{V}_Z})^2}{n \cdot (n-1)}}, \quad (1)$$

где $t_{v,\beta}$ – коэффициент Стьюдента;
 v – число независимых отклонений, $v = n - 1$;
 β – доверительная вероятность.

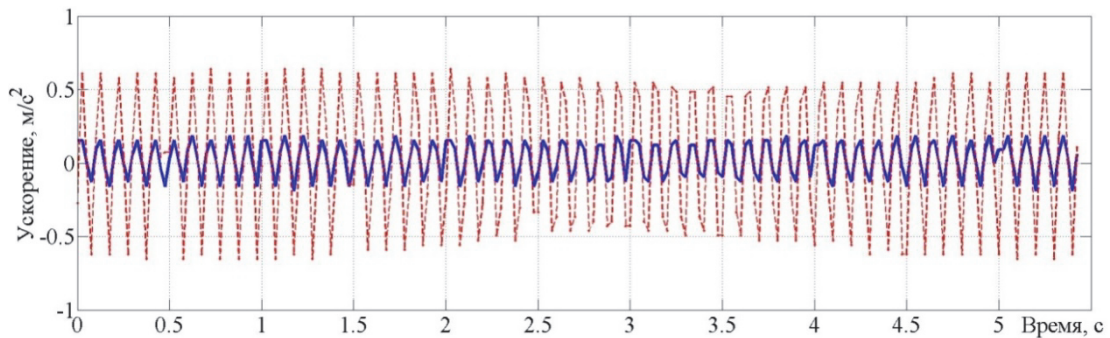
Расширенную неопределенность типа B , обусловленную разрешенной предельной ошибкой измерительного инструмента (предполагающей нормальное распределение погрешности инструмента и ее соответствие 3σ), с доверительной вероятностью β найдем с помощью выражения [5] **Помилка! Закладку не визначено.**

$$u_B(\dot{V}_Z)_m = t_{v,\beta} \cdot \frac{x_i}{\sqrt{3}}, \quad (2)$$

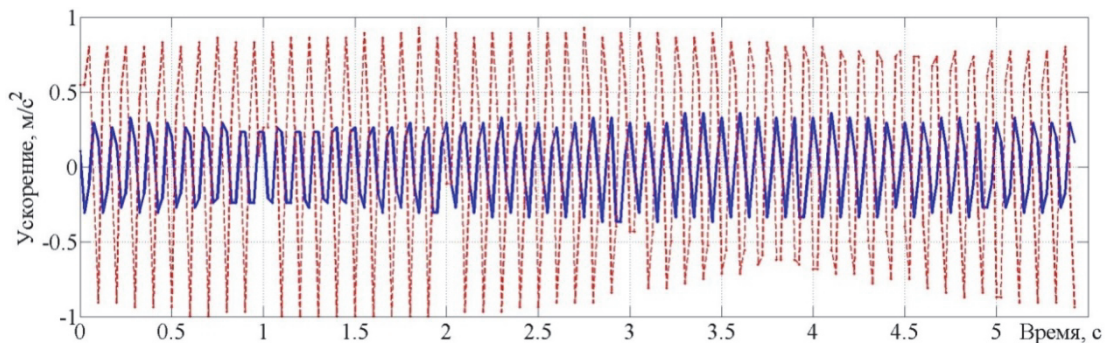
где x_i – разрешенная предельная погрешность измерительного прибора, $x_i = \pm 0,01 \cdot \overline{\dot{V}_Z}$.

При прямых повторных измерениях суммарную неопределенность находим следующим образом

$$u_C(\dot{V}_Z) = \sqrt{u_A^2(\dot{V}_Z) + u_B^2(\dot{V}_Z)_m}. \quad (3)$$



а)



б)

а – виброскорость = 2,5 мм/с и 7,5 мм/с, $\dot{V}_{Z\max} = \pm 0,22 \text{ м/с}^2$ и $\pm 0,66 \text{ м/с}^2$;

б – виброскорость = 5 мм/с и 10 мм/с, $\dot{V}_{Z\max} = \pm 0,44 \text{ м/с}^2$ и $\pm 0,88 \text{ м/с}^2$

Рис. 3. Показания датчика MMA7260QT в процессе работы стенда

Подставляя в зависимость (3) выражения (1) и (2) получим суммарную неопределенность измерения линейных ускорений мобильным регистрационно-измерительным комплексом

$$u_c(\dot{V}_Z) = t_{v,\beta} \cdot \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\dot{V}_{Z_i} - \bar{\dot{V}}_Z)^2}{n \cdot (n-1)}} + \frac{x_i^2}{3}. \quad (4)$$

Расчетные изменения неопределенностей стандартного отклонения экспериментальных значений линейных ускорений от среднего арифметического по осям координат контролируемого датчика занесены в табл. 3.

Таблица 3. Оценка неопределенности измерения линейных ускорений датчиками MMA7260QT

$\bar{\dot{V}}_Z, \text{ м/с}^2$	$u_A(\bar{\dot{V}}_Z), \text{ м/с}^2$	$u_B(\bar{\dot{V}}_Z)_m, \text{ м/с}^2$	$u_C(\bar{\dot{V}}_Z), \text{ м/с}^2$
0,9073	0,0085	0,0059	0,0104
0,8144	0,0159	0,0053	0,0167
0,5831	0,0318	0,0038	0,0320
0,2992	0,0109	0,0020	0,0111
0,1558	0,0041	0,0010	0,0043

Проанализировав результаты неопределенности измерения линейных ускорений датчиками MMA7260QT, которые приведены в табл. 3 приходим к выводу, что суммарная неопределенность подчиняется закону нормального распределения.

Закон нормального распределения неопределенности измерения линейных ускорений датчиками MMA7260QT показан на рис. 4.

Анализ рис. 4 показал, что математическое ожидание указанного закона составляет 0,015 м/с², а среднее квадратичное отклонение 0,01 м/с². Максимальная величина суммарной неопределенности при этом составляет 0,032 м/с².

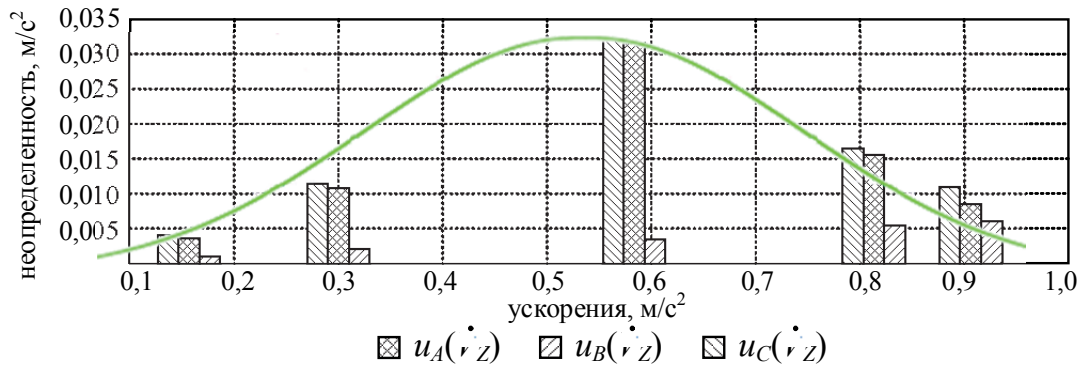


Рис. 4. Неопределенность измерений линейных ускорений

Выводы

1. Разработанная методика позволяет оценивать неопределенность измерения линейных ускорений мобильным регистрационно-измерительным комплексом перед проведением динамических и кваліметрических испытаний колесных машин.

2. Суммарная неопределенность подчиняется закону нормального распределения, математическое ожидание которого для датчиков MMA7260QT составляет 0,015 м/с², а среднее квадратичное отклонение 0,01 м/с². Максимальная величина суммарной неопределенности составляет 0,032 м/с².

1. Пат. 51031 Україна, МПК G01P 3/00. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях / Подригало М. А., Коробко А. И., Клец Д. М., Файст В. Л.; заявник та патентовласник ХНАДУ. – № u 2010 01136; заявл. 04.02.10 ; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12.

2. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / [Артемов Н. П., Лебедев А. Т., Клец Д. М. и др.]. – Х. : Миськдрук, 2012. – 220 с.
3. Артьомов М. П. Динамічні випробування датчиків прискорень на лабораторному вібростенді / М. П. Артьомов, Д. М. Клец // Вібрації в техніці і технологіях. – Вінниця, 2012. – № 2 (66). – С. 5–9.
4. Паракуда В. В. Еволюція вимог до метрології / В. В. Паракуда, Б. Д. Колпак, В. П. Чалий // Укр. метролог. журн. – 2005. – № 3. – С. 56–60
5. Измерение физических величин. Неопределенности измерения, погрешности измерения [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://parsek.yf.ttu.ee/inst/praktikumid>.
6. Клец Д. М. Оценка чувствительности акселерометров бортовой контрольно–измерительной системы автомобиля / Д. М. Клец // Актуальні проблеми технічного забезпечення внутрішніх військ МВС України : наук.–практ. семінар, 25 квітня 2012 р. : тези доп. – Х., 2012. – С. 31–33.

REFERENCES

1. Podryhalo, M., Korobko, A., Klets, D. & Faist, V. (2010). *The system for determining parameters of vehicles movement during dynamic (qualimetric) tests*. Patent UA 51031 № u 2010 01136.
2. Artemov, N., Lebedev, A. & Klets, D. (2012). *The method of partial accelerations and its applications in the dynamics of mobile machines*. Kharkiv, Miskdruk Publ., 220 p.
3. Artemov, N. & Klets, D. (2012). Dynamic tests of acceleration sensors on vibration laboratory bench. *The vibrations in engineering and technology*. [Vibratsii v tekhnitsi i tekhnolohiiakh]. Vol. 2. Vinnitsa, pp. 5-9.
4. Parakuda, V., Kolpak, B. & Chalvi V. (2005). The evolution of metrology requirements. *Ukrainian metrological magazine*. [Ukrainskyi metrolohichnyi zhurnal]. Vol. 3. Pp. 56-60.
5. Measurement of physical quantities. Measurement uncertainty, measurement errors. Available at: <http://parsek.yf.ttu.ee/inst/praktikumid> (accessed 03.06.2015).
6. Klets, D. (2012). Evaluation of the sensitivity of accelerometers of onboard control and measuring system of the car. *Actual problems of technical providing of Interior Ministry troops of Ukraine*. [Aktualni problemy tekhnichnoho zabezpechennia vnutrishnikh viisk MVS Ukrainy]. Kharkiv, pp. 31-33.

М. А. Подригало, М. П. Артьомов, Д. М. Клец. Оцінка невизначеності вимірювання лінійних прискорень.

Запропонована методика оцінки невизначеності вимірювання лінійних прискорень мобільним реєстраційно-вимірювальним комплексом. Сумарна невизначеність підкоряється закону нормального розподілу, для якого визначено математичне очікування та середнє квадратичне відхилення.

Ключові слова: акселерометр, невизначеність, динамічні випробування, колісна машина.

M. Podrygalo, N. Artiomov, D. Klets. Evaluation of linear acceleration measurement uncertainty.

A method for estimating of linear acceleration measurement uncertainty by mobile-registration measurement system is offered. Combined uncertainty obeys the normal distribution, for which the expectation and standard deviation is evaluated.

Keywords: accelerometer, uncertainty, dynamic testing, wheeled vehicle.

АВТОРИ:

ПОДРИГАЛО Михайло Абович, доктор технічних наук, професор, завідуючий кафедри технології машинобудування і ремонту машин, Харків, Україна.

АРТЬОМОВ Микола Петрович, доктор технічних наук, професор кафедри «Тракторів і автомобілів», Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка, Харків, Україна.

КЛЕЦ Дмитрій Михайлович, доктор технічних наук, професор кафедри автомобілів і транспортної інфраструктури, Харків, Україна, e-mail: d.m.klets@gmail.com

AUTHORS:

Mikhailo PODRIGALO, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of the Mechanical Engineering Technology and Repair of Machines Department, Kharkiv, Ukraine.

Nikolay ARTEMOV, Doctor of Science in Engineering, Professor of the Department "Tractors and cars", Kharkiv, National Technical University of Agriculture them. Peter Vasilenko, Kharkiv, Ukraine.

Dmitri KLETS, Doctor of Science in Engineering, Professor of Cars and Transport Infrastructure Department, Kharkiv, Ukraine, e-mail: d.m.klets@gmail.com

Ройко¹ О.Ю., Бурчак² І.Н., Головачук² І.П.

¹Волинський технікум Національного університету харчових технологій

²Луцький національний технічний університет

АЛГОРИТМ ПОБУДОВИ BSP-ДЕРЕВА ДЛЯ НЕВПОРЯДКОВАНОЇ МНОЖИНИ ТРИКУТНИКІВ

В роботі наведено алгоритм побудови BSP-дерева для невідсортованої множини трикутників. Ця структура даних може бути застосована для систематизації інформації про модель, одержану шляхом сканування тривимірного об'єкту. Розглянуто особливості реалізації алгоритму стосовно трикутних комірок із врахуванням геометричних властивостей сітки.

Ключові слова: BSP, дерево, алгоритм, трикутні комірки, геометрична модель, тривимірне сканування.

Постановка проблеми. На практиці часто застосовуються геометричні моделі, одержані способом сканування реального фізичного об'єкту тривимірним сканером, або моделі, створені за допомогою програмного забезпечення для тривимірного моделювання. В усіх цих випадках модель являє собою сукупність координат дискретних об'єктів – вузлів, комірок, зв'язків. Проблемаю є те, що для них часто невідомі алгоритми та методи формоутворення, якими вони були одержані. Це може призвести до втрати точності моделі при спробі перерахунку координат вузлів.

Однією з особливостей готових геометричних моделей є невідсортованість та неструктурованість даних про модель. В результаті цього пошук суміжних або інцидентних елементів, їх додавання та вилучення може представляти деякі труднощі, особливо при значних обсягах даних. Тому актуальною проблемою є систематизація та структурування інформації про множину трикутників, якими утворена тривимірна модель.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. У роботі [1] наведено алгоритм спрощення тривимірних моделей геометричних тіл. Для систематизації даних про модель застосовано BSP-дерево [2]. Проте у цій роботі основна увага зосереджена на алгоритмі спрощення моделі, і передбачається, що дерево вже одержано певним способом.

Постановка завдання. Завданням даної роботи є розробка алгоритму для побудови BSP-дерева для множини трикутних комірок, із яких утворена геометрична модель, одержана шляхом сканування тривимірного об'єкту.

Основна частина. З точки зору представлення інформації про дискретну модель поверхні важливою є властивість BSP-дерева впорядковувати об'єкти. Із кожним не листовим вузлом дерева можна зв'язати деяку пряму на площині або площину у просторі, яка ділить множину об'єктів на дві частини. Для подальшого впорядкування необхідно рекурсивно повторити описані дії для кожної з частин.

Ця властивість дає змогу отримати систематизовану структуру даних із множини трикутників. Можна сформулювати алгоритм, який на вході отримує дискретну модель поверхні і на виході повертає BSP-дерево, листовими вузлами якого є комірки сітки [3]:

1. Створити пусте дерево *BSP*.
2. Обрати довільне ребро сітки. Занести координати площини, якій належить це ребро і яка перпендикулярна одній з координатних площин в корінь дерева.
3. Створити два піддерева *BSP*₁ та *BSP*₂.
4. Комірки, які лежать з одного боку площини занести в *BSP*₁, інші в *BSP*₂.
5. Комірки, які перетинаються січною площиною розбити на трикутники і повторити для них пункт 4.
6. Якщо *BSP*₁ та *BSP*₂ містять по одній комірці, то завершити алгоритм.
7. Повторити пункти 2-6 рекурсивно для *BSP*₁ та *BSP*₂.

Визначити належність комірки одному чи іншому півпростору можна за допомогою рівняння площини. Нехай площина задається рівнянням $Ax + By + Cz + D = 0$ [4]. Розглянемо функцію $F(x, y, z) = Ax + By + Cz + D$. Якщо для всіх вузлів комірки функція $\text{sign } F$ має однаковий знак, то

така комірка повністю лежить в одному півпросторі. При $\text{sign } F = 1$ для всіх вузлів комірки заносимо її в ліве піддерево, якщо $\text{sign } F = -1$, то заносимо її в праве піддерево. У випадку якщо $\text{sign } F = 0$ для всіх вузлів комірки, це означає, що вона лежить на січній площині. Для таких комірок необхідно прийняти єдине правило, яке визначає до якого піддрева їх відносити — лівого чи правого.

Коли $\text{sign } F$ має різний знак для вузлів однієї комірки, це означає, що комірка перетинається січною площиною. В такому випадку комірку необхідно розбити на частини.

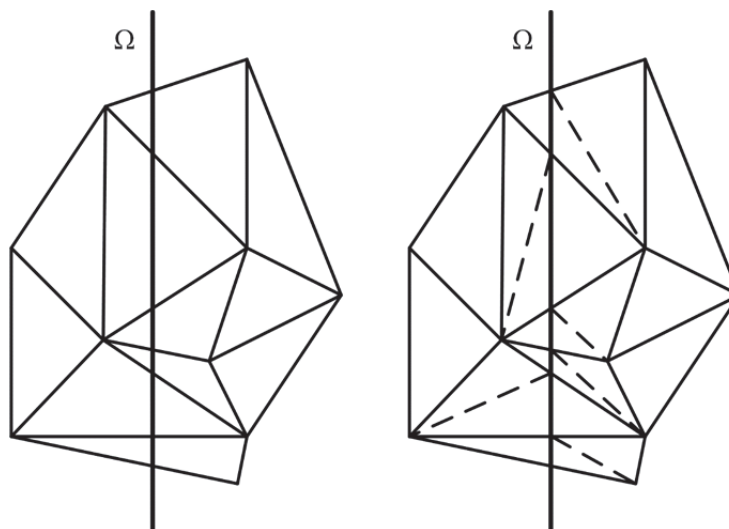


Рисунок 1. Перетин комірок січною площиною Ω

Перевагою даного алгоритму є відносна простота реалізації та порівняно висока швидкодія. Крім того, така реалізація є класичним підходом до використання BSP, і тому існуючі алгоритми, де передбачена побудова BSP-дерева можуть бути адаптовані під даний алгоритм. Проте при використанні даного підходу постійно утворюються нові трикутні комірки в областях, де проходять січні площини. Це призводить до стрімкого зростання кількості елементів моделі і відповідно її ускладнення. Тому важливо розробити методику, яка дозволить розбивати поверхні на частини відповідно до дерева і при цьому не буде приводити до появи нових елементів сітки. Для цього необхідно визначити до якого півпростору і відповідно піддрева відносити трикутні комірки, які перетинаються січною площиною.

Якщо трикутник перетинається січною площиною, то встановити його належність тому чи іншому півпростору можна керуючись наступним міркуванням. Нехай площина Ω ділить простір на два півпростори — K_1 та K_2 , та перетинає трикутник $\Delta P_1 P_2 P_3$, причому $P_1, P_2 \in K_1$, $P_3 \in K_2$. l_1, l_2, l_3 — відстані відповідно від точок P_1, P_2, P_3 до площини Ω . Тоді $\Delta P_1 P_2 P_3$ вважатимемо належним до K_1 , якщо виконується наступна умова:

$$l_1 + l_2 \geq l_3, \quad (1)$$

В протилежному випадку $\Delta P_1 P_2 P_3$ вважатимемо таким, що належить K_2

Для визначення відстані l від точки $P(x_p, y_p, z_p)$ до площини Ω , яка задана рівнянням $Ax + By + Cz + D = 0$ можна скористатися відомою формулою[3]:

$$l = \frac{|Ax_p + By_p + Cz_p + D|}{\sqrt{A^2 + B^2 + C^2}}. \quad (2)$$

Важливим питанням є вибір січної площини Ω , відповідно до якої на кожному етапі здійснюється впорядкування трикутних комірок. Класичним способом рішення є вибір такої площини, при якому в лівому і правому піддеревах опиняться приблизно однакова кількість елементів [5]. Оскільки початкова сітка отримана шляхом сканування або є результатом роботи програми тривимірного моделювання, то можна припустити, що трикутні комірки розподілені в цілому рівномірно по її поверхні. Тому доцільно в якості січної площини обирати паралельну одній із координатних площин і яка проходить посередині моделі відносно третьої координатної осі. Наприклад якщо площина $\Omega \parallel xOy$, то вона повинна проходити через точку на осі Oz з

координатами $\left(0, 0, \frac{z_{\max} - z_{\min}}{2}\right)$, де z_{\max}, z_{\min} — максимальне та мінімальне значення відповідної координати моделі. На практиці варто обирати дві координатні осі, вздовж яких модель має найбільшу протяжність, і на послідовних кроках ітераційного процесу виконувати по черзі поділ відповідними площинами.

Для того, щоб знайти координати січної площини Ω можна використати відомий спосіб знаходження рівняння площини, що проходить через задану точку. Відомо, що коли площина α проходить через точку $M(x_1, y_1, z_1)$ і має вектор нормалі $\vec{n}(A, B, C)$, то згідно [5] її рівняння визначається як

$$A(x - x_1) + B(y - y_1) + C(z - z_1) = 0. \quad (3)$$

Наприклад, нехай січна площина Ω проходить через точку $P(0, 0, z_\Omega)$, де

$$z_\Omega = \frac{z_{\max} - z_{\min}}{2}, \quad (4)$$

паралельно площині xOy . Тоді її вектор нормалі співпадає з вектором нормалі xOy і дорівнює $\vec{n}(0, 0, 1)$. Враховуючи (3) та (4) можна записати рівняння площини Ω

$$0(x - 0) + 0(y - 0) + 1(z - z_\Omega) = 0;$$

$$z - z_\Omega = 0;$$

$$z - \frac{z_{\max} - z_{\min}}{2} = 0.$$

Коефіцієнти рівняння площини дорівнюють $A = 0, B = 0, C = 1, D = -\frac{z_{\max} - z_{\min}}{2}$.

В цілому усі можливі значення коефіцієнтів рівняння січної площини Ω залежно від її положення відносно координатних площин наведені в табл. 1.

Таблиця 1. Значення коефіцієнтів рівняння площини залежно від її положення

Положення площини Ω	A	B	C	D
$\Omega \parallel xOy$	0	0	1	$-\frac{z_{\max} - z_{\min}}{2}$
$\Omega \parallel xOz$	0	1	0	$-\frac{y_{\max} - y_{\min}}{2}$
$\Omega \parallel yOz$	1	0	0	$-\frac{x_{\max} - x_{\min}}{2}$

Значення коефіцієнтів A, B, C, D потрібно зберігати у вузлі, що відповідає даній січній площині.

Спираючись на викладені вище міркування наведемо модифікований алгоритм побудови BSP-дерева:

1. Створити пусте дерево BSP .
2. Обрати два напрями координатних осей, вздовж яких модель має найбільшу протяжність.
3. Обрати січну площину Ω , що перетинає вісь, вздовж якої модель має найбільшу протяжність. Координати Ω занести в BSP .
4. Створити два піддерева BSP_1 та BSP_2 .
5. Керуючись значеннями, отриманими при підстановці координат вузлів у рівняння площини Ω та формулою (1) визначити орієнтацію комірок відносно січної площини та занести їх у відповідне дерево.
6. Якщо T_1 та T_2 містять по одній комірці, то занести її координати в листовий вузол та завершити алгоритм.
7. Повторити пункти 2-6 рекурсивно для BSP_1 та BSP_2 при іншій орієнтації січної площини.

Приклад побудови BSP-дерева для моделі кутового з'єднувача профілів, яка складається з 6456 трикутників показано на рис.2.

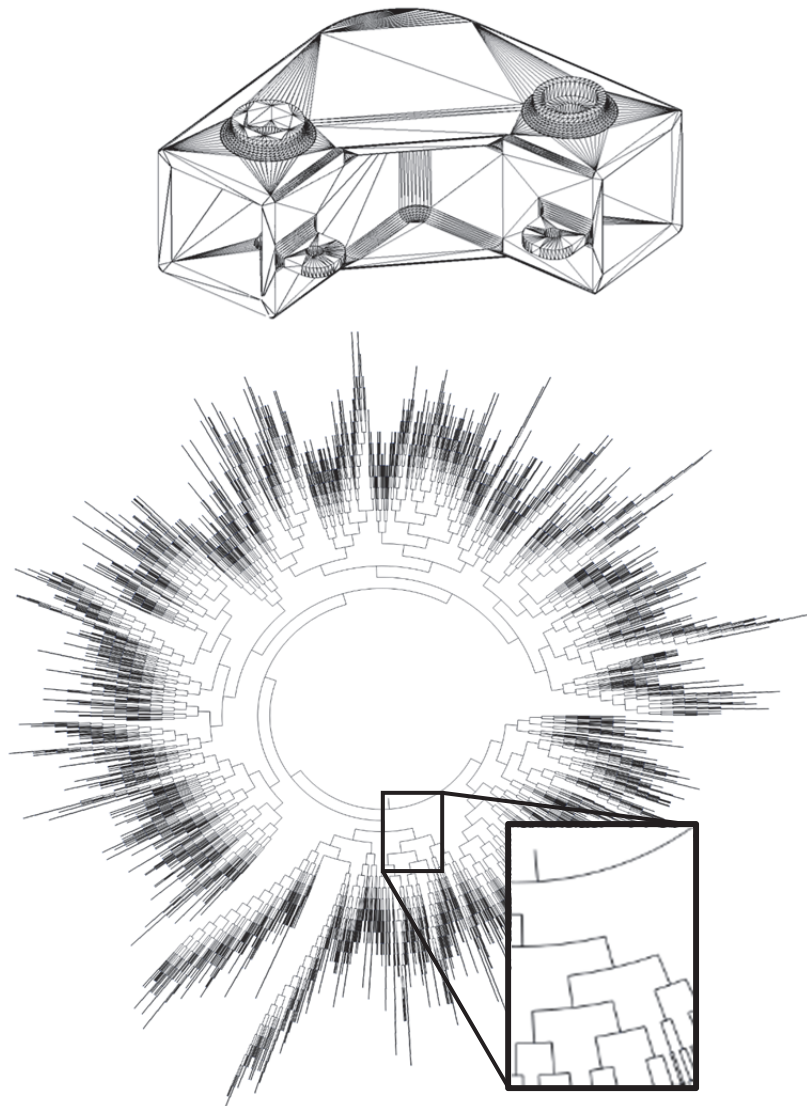


Рисунок 2. Модель і візуалізація BSP-дерева, яким індексуються її елементи

Висновки. У роботі наведено алгоритм побудови бінарного дерева для множини неупорядкованих трикутних комірок, та особливості його реалізації. Даний алгоритм забезпечує систематизацію інформації про тривимірну модель. Він може застосовуватись в існуючих алгоритмах та їх програмних реалізаціях для роботи з тривимірними об'єктами, одержаними шляхом сканування, для попередньої обробки геометричних даних.

1. Ройко, О.Ю., Бурчак, І.Н., Величко, В.Л. (2015). Використання бінарного розбиття простору в алгоритмі спрощення тривимірних моделей для швидкого прототипування. Комп'ютерно-інтегровані технології: освіта, наука, виробництво, 19, 142–145.
2. Goodman, J, O'Rourke, J. (2010). Handbook of discrete and computational geometry. CRC press, 1558.
3. Ройко, О.Ю. (2014). Використання BSP-дерев для представлення інформації про дискретну модель поверхні. Актуальні задачі сучасних технологій, 215–216.
4. Корн, Г.А., Корн, Т.М. (1977). Справочник по математике для научных работников и инженеров. М.: Наука, 831.
5. Александров, А.Д., Нещетаев, Н.Ю. (1990). Геометрия: Учебное пособие. М.: Наука, 671.
6. Zachmann, G, Langetepe, E. (2003)/ Geometric data structures for computer graphics. Eurographics Assoc., 36.

REFERENCES

1. Royko, A., Burchak, I. & Velichko, V. (2015). Using binary space partitioning algorithm simplification of three-dimensional models for rapid prototyping. *Computer-integrated technologies: education, science, production*. Vol. 19, pp. 142–145.
2. Goodman, J. & O'Rourke, J. (2010). *Handbook of discrete and computational geometry*. CRC press, 1558 p.
3. Royko, A. (2014). Using BSP-trees to provide information about the discrete model surface. *Recent problems of modern technology*. Pp. 215–216.
4. Korn, G. & Korn, T. (1977). *Mathematical handbook for scientists and engineers*. Moscow, Nauka Publ., 831 p.
5. Alexandrov, A. & Netsvetaev, N. (1990). *Geometry: Textbook*. Moscow, Nauka Publ., 671 p.
6. Zachmann, G. & Langetepe, E. (2003). *Geometric data structures for computer graphics*. Eurographics Assoc., 36 p.

Ройко А. Ю., Бурчак І. Н., Головачук І. П. Алгоритм построения BSP-дерева для неупорядоченного множества треугольников.

В работе приведен алгоритм построения BSP-дерева для неупорядоченного множества треугольников. Эта структура данных может быть применена для систематизации информации о модели, полученной путем сканирования трехмерного объекта. Рассмотрены особенности реализации алгоритма касательно треугольных ячеек с учетом геометрических свойств сети.

Ключевые слова: BSP, дерево, алгоритм, треугольные ячейки, геометрическая модель, трехмерное сканирование.

O. Roiko, I. Burchak, I. Holovachuk. Algorithm for constructing BSP-tree for disordered set of triangles.

In practice often used geometric models obtained of scanning actual physical object three-dimensional scanner or models created by the software for three-dimensional modeling. In all these cases the model is a set of coordinates discrete objects - nodes, cells connections. The problem is that they are often known algorithms and methods of formation which they were obtained. This can lead to loss of precision models while trying to coordinate conversion nodes.

One of the features is ready geometric models disorder and unstructured data model. As a result of this search for related or incidental elements, add or remove them may present some difficulties, especially when large volumes of data. Therefore actual problem is the systematization and structuring of information on the set of triangles, which formed three-dimensional model.

In this paper described the algorithm for constructing BSP-tree for disordered set of triangles. This data structure can be used for classification of information model obtained by scanning three-dimensional object. The features of the algorithm concerning triangular cells, taking into account the geometrical properties of the mesh.

Keywords: BSP, tree, algorithms, triangular cell, geometric model, three-dimensional scanning.

АВТОРИ:

РОЙКО Олександр Юрійович, викладач Волинського технікуму Національного університету харчових технологій.

БУРЧАК Ігор Несторович, кандидат технічних наук, доцент кафедри інженерної і комп'ютерної графіки, Луцький НТУ, e-mail: bourtchak@gmail.com

ГОЛОВАЧУК Ігор Павлович, кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри інженерної і комп'ютерної графіки, Луцький НТУ, e-mail: ikh@Intu.edu.ua

AUTHORS:

Oleksandr ROYKO, Lecturer in Volyn College of National University of Food Technology.

Ihor BURCHAK, Ph.D. in Engineering, Assoc. Professor of Engineering and Computer Graphics Department, Lutsk National Technical University, e-mail: bourtchak@gmail.com

Ihor HOLOVACHUK, Ph.D. in Engineering, Assoc. Professor, Head of Engineering and Computer Graphics Department, Lutsk National Technical University, e-mail: ikh@Intu.edu.ua

Стаття надійшла в редакцію 03.09.2015р.

Самостян В.Р.
Луцький національний технічний університет

СУЧАСНІ ПРОГРАМИ ГЕОМЕТРИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ОБ'ЄКТІВ І КЕРУВАННЯ ЇХНЬОЮ ФОРМОЮ ПРИ ПАРАМЕТРИЧНОМУ ПРЕДСТАВЛЕННІ

В даній роботі проведено огляд сучасних програм геометричного моделювання об'єктів, які дозволяють найбільш якісно управляти геометричними параметрами, формою та технологічним процесом проектування технічних об'єктів. На багатьох підприємствах, що займаються проектуванням та виготовленням складних технічних об'єктів, активно впроваджуються CAD/CAM/CAE-системи, що дозволяють випускати конкурентоспроможну продукцію. В якості типових прикладів побудови CAD/CAM/CAE-систем нового покоління проаналізовано функціональні можливості систем EUCLID QUANTUM і UNIGRAPHICS, призначених для автоматизованого проектування складних виробів машинобудування.

Ключові слова: геометричне моделювання, криві Безьє, твердотільні моделі, функціональні системи.

Постановка проблеми. Якісна зміна процесів проектування складної техніки на підприємствах машинобудівної галузі промисловості, повсюдний перехід від традиційних засобів обробки геометро-графічної інформації до безпаперових технологій відкриває нові можливості з використання систем автоматизованого проектування, породжує нові технології, пов'язані з використанням електронної моделі об'єкта проектування.

Основною перевагою при використанні електронної моделі виробу є можливість її використання в різних модулях системи наскрізного проектування класу CAD/CAM/CAE. Ядром такої системи є єдина база даних, в якій зберігається геометрична модель виробу. Практично миттєвий доступ до бази даних дозволяє на кожній конкретній стадії проектування вибирати найбільш зручний спосіб представлення геометричної моделі. Наприклад, при конструюванні зовнішніх обводів виробів найкращим способом буде його тривимірне представлення, включаючи можливість перегляду об'єкту з різних ракурсів. При проектуванні технологічних процесів і режимів виготовлення об'єктів, перевірці коректності числового програмного керування та ін. очевидною вимогою буде можливість візуалізації всієї послідовності операцій, перевірки поведінки матеріалу об'єкта або всієї конструкції в різних ситуаціях.

Аналіз останніх досліджень. Головною проблемою є не стільки сам процес моделювання, скільки способи модифікації та оптимізації створених геометричних моделей, що дуже істотно при ітераційному режимі роботи [1]. Саме тому на сьогоднішній день актуальними є проблеми вдосконалення методів геометричного моделювання криволінійних поверхонь і тіл, що використовують стандартний для CAD/CAE/CAM-систем математичний апарат (криві Безьє і NURBS), а також адаптації цих методів для конкретних промислових додатків.

Проблемам геометричного моделювання, у тому числі самому новітньому його напрямку - об'ємному твердотільному моделюванню присвячено значну кількість досліджень [2-5]. Це пов'язано з тим, що різноманіття постановок задач твердотільного моделювання в практиці сучасного проектування технічних та інших об'єктів складної форми вимагає розробки ефективних методів і алгоритмів формування геометричних моделей суцільних тіл.

Формулювання цілей статті. Метою даної роботи є огляд сучасних програм геометричного моделювання об'єктів, які дозволяють найбільш якісно управляти геометричними параметрами, формою та технологічним процесом проектування технічних та інших об'єктів.

Основна частина. В даний час на багатьох підприємствах, що займаються проектуванням та виготовленням складних технічних об'єктів, активно впроваджуються CAD/CAM/CAE-системи, що дозволяють випускати конкурентоспроможну продукцію. Цей процес обумовлений цілою низкою причин, серед яких чільне місце займають проблеми управління якістю продукції, що випускається, особливо при виході її на світовий ринок і сертифікації на відповідність міжнародним стандартам.

У практиці керівництва підприємствами починають широко застосовуватися методи і принципи загального управління якістю (TQM). При цьому одним із ключових моментів є організація заходів, що передбачають на всіх етапах виробничого процесу все необхідне для забезпечення якості продукції: кращі комплектуючі та матеріали, сучасне високотехнологічне обладнання, інструменти та

засоби вимірювань, висококваліфікований персонал і необхідну документацію всіх рівнів. Дія системи якості, взаємопов'язаної з вище переліченими чинниками, поширюється на всі етапи життєвого циклу продукції: від первісного виявлення потреб ринку до кінцевого задоволення встановлених вимог.

Таким чином, впровадження на підприємстві системи якості нерозривно пов'язано з використанням технологій, забезпечуваних CAD/CAM/CAE-системами. Базуючись на принципах оптимізації і контролю параметрів виробів на всіх етапах проектування і виготовлення, такі системи забезпечують комплексне виконання проектних робіт при значному скороченні їх термінів і одночасному підвищенні якості. Основною метою при цьому є постійне зниження собівартості своєї продукції і оновлення її асортименту, поліпшення показників надійності, ремонтпридатності, економічності та ін.

Відзначимо важливі тенденції сучасного розвитку систем автоматизації в промисловості:

- інтеграція автоматизованих систем CAD/CAM/CAE на основі єдиної інформаційної технології;

- впровадження об'єктно-орієнтованого підходу і на цій базі - надання користувачам більш природного інтерфейсу;

- відкритість систем автоматизації для розширень;

- розширення класів систем автоматизації по потужності і професійної орієнтації зі збереженням можливості інтеграції програмних продуктів в єдине середовище.

У зв'язку з тим, що процес повної автоматизації виробництва пов'язаний з великими капіталовкладеннями, в даний час намітився так званий трирівневий підхід, або пірамідальна схема.

В основі піраміди знаходяться системи нижнього рівня, призначені для автоматизації випуску документації та програмування 2,5-осьовий ЧПУ-обробки «за електронним кресленням». Вони скорочують терміни випуску конструкторської документації, дозволяючи економити час на розробці великої кількості проектів, але такі системи не оберігають конструктора від помилок навіть при повній відповідності документації ЕСКД.

Наступний шар - системи середнього рівня, що дозволяють створити об'ємну модель виробу, за яким визначаються масово-інерційні, міцнісні та інші характеристики, моделюється робота механізмів і всі види ЧПУ-обробки. За допомогою таких систем можливе контролювати «збирання» виробів, по фотореалістичним зображенням, відпрацьовувати зовнішній вигляд і випускати документацію. Економічний ефект полягає в багаторазовому підвищенні продуктивності праці при різкому скороченні помилок і відповідно витрат на виріб.

На самій вершині піраміди стоять багатифункціональні системи вищого рівня, які крім перерахованих функцій, володіють наступними можливостями:

- конструювати деталі з контролем технологічності і урахуванням особливостей матеріалу (пластмаса, металевий лист та ін.);

- проводити динамічний аналіз зборки з імітацією складальних пристроїв та інструменту;

- проектувати оснастку з моделюванням технологічних процесів (штамбування, лиття, гнуття), що виключає брак і усуває необхідність у виготовленні натурних макетів, тобто значно зменшує витрати і час на підготовку виробництва виробу.

В якості CAD/CAM/CAE-системи вищого рівня пропонується EUCLID QUANTUM фірми Matra Datavision (Франція) з найбільш повним набором функціональних можливостей. Комплект систем середнього рівня складають [4]: PRELUDE фірми Matra Datavision (Франція), T-FLEX CAD 3D і DOCs фірми «Топ Системи» (Росія), TeMМа-3D фірми АТР (Росія), «Технопро» фірми «Вектор» (Росія). Для оформлення документації та програмування верстатів з ЧПУ на недорогих робочих місцях використовуються T-FLEX CAD 2D фірми «Топ Системи» (Росія), Турбо-Тіграс фірми «Камея» (Росія), СІАП-ТП і ДОКА фірми «Вектор» (Росія). Основною технічною базою для перерахованих систем є графічні робочі станції і персональні комп'ютери з операційними системами сімейства MS WINDOWS і UNIX. Персональні пакети PRELUDE представляють полегшену версію EUCLID і призначені для індивідуальних завдань конструювання, розрахунків та підготовки виробництва. PRELUDE DESIGN, наприклад, можна класифікувати як систему твердотільного моделювання середнього класу. Версії пакету PRELUDE DESIGN розроблені як для робочих станцій UNIX, так і для платформи Wintel.

В якості типових прикладів побудови CAD/CAM/CAE-систем нового покоління проаналізуємо функціональні можливості систем EUCLID QUANTUM і UNIGRAPHICS, призначених для автоматизованого проектування, підготовки виробництва та моделювання технологічних процесів виготовлення складних виробів машинобудування.

Система EUCLID QUANTUM реалізована на базі інструментального середовища CAS.CADE (Computer Aided Software for Computer Aided Design Engineering), що володіє принципово новими властивостями: об'єктна орієнтованість, відкритість для адаптації, розширення та інтеграції. Програми, розроблені за допомогою CAS.CADE, мають властивості переносу в операційних системах UNIX та WINDOWS NT, а модель даних у форматі міжнародного стандарту STEP забезпечує сумісність даних з іншими системами автоматизованого проектування.

Система EUCLID QUANTUM являє собою комплекс підсистем для створення взаємопов'язаних робочих місць дизайнерів, конструкторів і технологів. У системі використовується передова технологія автоматичної параметризації (адаптивного моделювання), що дозволяє швидко створювати і модифікувати деталі і вузли проєктованих виробів і оснащення з урахуванням особливостей матеріалу і технологічних процесів їх виготовлення.

Характерними особливостями EUCLID QUANTUM є:

- об'єктно-орієнтована графічний інтерфейс користувача;
- повна відкритість і асоціативність різномірної інформації про виріб (від геометричної та технологічної до відео) в стандарті STEP.

Конструктору надається можливість використовувати при моделюванні криві Безьє, поверхні NURBS і Безьє, і твердотільні примітиви. Побудовані поверхні допускають операції перетину або об'єднання з автоматичним згладжуванням. Є можливість реконструкції поверхні шляхом введення оцифрованих точок по існуючій натуральній моделі. На безліч точок натягується поверхня, яка згодом може бути модифікована і використана для моделювання. Модель може бути побудована або в традиційному стилі - з точним заданням розмірів і положень, або за допомогою ескізування.

Іншим рішенням задачі комплексної автоматизації підприємства є використання програмних продуктів на основі методології параметричного моделювання фірми UNIGRAPHICS [6]. Для CAD/CAM/CAE систем вищого і середнього рівня, а також для комерційних, внутрішніх виробничих додатків і додатків для обміну даними стандартом де-факто стає геометричне ядро PARASOLID компанії UNIGRAPHICS Solutions Inc., в основу якого покладена теорія неоднорідних раціональних B-сплайнів (NURBS) і кривих Безьє [7,8].

Даний програмний продукт ліцензований для розробників CAD/CAM/CAE систем, включаючи такі відомі фірми як Bentley Systems, Solid Edge, CADMAX, Fujitsu, SolidWorks, Teread, Vero International, MacNeal-Schwendler, Mechanical Dynamics та інших. PARASOLID також широко використовується машинобудівними компаніями для розробки спеціальних внутрішніх додатків. Серед найвідоміших користувачів відзначимо компанії Boeing, General Electric, GM Research Labs, Israel Aircraft Industries, Mitsubishi Motors, Pratt & Whitney.

На основі проведеного аналізу передових промислових систем можна зробити такі основні висновки:

- в сучасних CAD/CAM/CAE-системах геометричне моделювання технічних об'єктів, комп'ютерне рішення геометричних і графічних завдань займають основне місце;
- при створенні реального об'єкта в першу чергу формується геометрія цього об'єкта, його складових частин, після цього вирішуються інші завдання проектування, технології та виготовлення;
- в якості тривимірних геометричних моделей об'єктів проектування використовуються об'ємні твердотільні моделі.

Відзначимо основні переваги застосування геометричної моделі об'єкта у вигляді твердого тіла:

1. Точність і наочність представлення проєктованого виробу, в модель може бути включена вся необхідна істотна інформація.
2. Можливість подання концептуального проєкту виробу на самій ранній стадії проектування за допомогою засобів реалістичного рендеринга і віртуальної реальності.
3. Можливість автоматичної побудови креслень. Наприклад, в EUCLID QUANTUM і UNIGRAPHICS основна робота при отриманні зображень розрізів зборок виконується автоматично, включаючи генерацію ліній розрізів і штрихування.
4. Прямий інтерфейс з програмами технологічного аналізу GFEM, NASTRAN, ANSYS, EUCLID ANALYST, що сприймають на вході геометрію твердого тіла, автоматично генеруючих сітку кінцевих елементів і виконують на ній розрахунки з виведенням результатів на тривимірну модель. Аналіз може полягати в розрахунку і найпростіших фізичних (наприклад, масово-інерційних) характеристик деталі, і в виконанні більш складних видів досліджень, включаючи міцнісний, термічний, вібраційний, кінематичний і динамічний аналізи.

5. Можливість імітації різноманітних виробничих процедур. Для візуальної оцінки динаміки виконання процедур може застосовуватися мультиплікація.

6. Можливість моделювання механічної обробки, що дозволяє оцінити якість деталі з деформації (викривлення, перекосу, викривлення).

7. Використання процесу швидкого прототипування (RP). Вихідними даними для системи RP є STL-файли, що генеруються по тривимірним геометричним моделям.

8. Унікальні можливості для технологічної підготовки виробництва. На основі твердотільної моделі виробу досягається п'ятикратне поліпшення в точності обробки поверхонь і в чотири-шість разів скорочується час програмування верстатів ЧПУ.

Висновки. Використання системи вищого рівня EUCLID забезпечує скорочення собівартості продукції на 20-30%, а часу і витрат на підготовку виробництва - на 30-50%. Модульна структура багатофункціонального комплексу EUCLID дозволяє оснастити необхідними підсистемами робочі місця дизайнерів, конструкторів, технологів та керівників підприємств будь-якої галузі.

Враховуючи вищевикладене, зробимо основні висновки:

- в CAD/CAM/CAE-системах приділяється багато уваги вдосконаленню технології геометричного тривимірного моделювання;

- в даний час розроблені практично всі основні методи для твердотільного і поверхневого просторового уявлення геометричних об'єктів;

- одним з основних досягнень сучасного періоду можна вважати розробку методів моделювання кривих і поверхонь довільної форми на основі кривих Безьє і неоднорідних раціональних B-сплайнів (NURBS), що стали міжнародним промисловим стандартом для проектування складних криволінійних поверхонь.

1. Самостян В.Р. Вплив геометричних вимог на процеси дискретного моделювання технічних об'єктів [Текст]: дис. канд. техн. наук :05.01.01 / В.Р. Самостян. – Київ: 2011. – 182 с.

2. Романичева Є.Т. та ін. Комп'ютерна технологія інженерної графіка [Текст] / Є.Т. Романичева, Т.Ю. Соколова 2003. – 654 с.

3. Потемкин А.Е. Твердотельное моделирование в системе КОМПАС-3D [Текст] / А.Е. Потемкин – Издательство БХВ-Санкт-Петербург, 2004. – 512 с.

4. Большаков В. П. Твердотельное моделирование деталей в CAD-системах: AutoCAD, КОМПАС-3D, SolidWorks, Inventor, Creo [Текст] / В.П. Большаков Изд-во: Питер, 2015, – 480 с.

5. Грабченко А.І. та ін. Теорія 3D моделювання [Текст] / А.І.Грабченко, В.Л.Доброскок Навч. посібник. – Х.: НТУ "ХПІ", 2009. – 230 с.

6. Краснов М. Unigraphics для профессионалов [Текст] / М.Краснов – М.: Лори, 2004. – 319 с

7. Манойленко Е.С. Геометрическое моделирование в методах дискретных элементов [Текст] Автореф. дис. канд. техн. наук :05.01.01 / Е.С.Манойленко – Мелитополь: 2002. – 22 с.

8. Ройко О.Ю. Моделирование поверхностей сетками из трикутными комірками з врахуванням дискретного аналогу кривини [Текст] Автореф. дис. канд. техн. наук :05.01.01 / О.Ю.Ройко – Київ : 2015. – 24 с.

REFERENCES

1. Samostyan, V. (2011). *Influence of geometrical requirements is on the processes of discrete design of technical objects*. Ph.D. Diss. Kyiv, 182 p.

2. Romanycheva, E. et al. (2003). *Computer technology of engineering graphics*. 654 p.

3. Potemkin, A. (2004). *Solid design in the system KOMPAS-3D*. St-Petersburg, 512 p.

4. Bolshakov, V. (2015). *Solid design of details in CAD-systems: AutoCAD, KOMPAS-3D, SolidWorks, Inventor, Creo*. St-Petersburg, 480 p.

5. Grabchenko, A., Dobroskok V. et al. (2009). *Theory of 3D design*. Kharkiv, NTU "HPI" Publ., 230 p.

6. Krasnov, M. (2004). *Unigraphics for professionals*. Moscow, Lory Publ., 319 p.

7. Manoylenko, E. (2002). *A geometrical design is in the methods of discrete elements*. Abstract of Ph.D. Diss. Melitopol, 22 p.

8. Royko, A. (2015). *Design of surfaces by nets with three-cornered cells taking into account discrete to the analogue of curvature*. Abstract of Ph.D. Diss. Kyiv, 24 p.

Самостян В.Р. Современные программы геометрического моделирования объектов и управления ихней формой при параметрическом представлении.

В данной работе проведен обзор современных программ геометрического моделирования объектов, которые позволяют наиболее качественно управлять геометрическими параметрами, формой и технологическим процессом проектирования технических объектов. На многих предприятиях, которые занимаются проектированием и изготовлением сложных технических объектов, активно внедряются CAD/CAM/CAE-системы, что позволяют выпускать конкурентоспособную продукцию. В качестве типичных

примеров построения CAD/CAM/CAE-систем нового поколения проанализированы функциональные возможности систем EUCLID QUANTUM и UNIGRAPHICS, предназначенных для автоматизированного проектирования сложных изделий машиностроения.

Ключевые слова: геометрическое моделирование, кривые Безье, твердотельные модели, функциональные системы.

V. Samostyan. Modern software of geometric modeling of objects and management of their form during parametric representation.

The review of the modern programs of geometrical design of objects, that allow most qualitatively to manage geometrical parameters, form and technological process of planning of technical objects, is conducted in this work. On many enterprises that engage in planning and making of difficult technical objects, CAD/CAM/CAE- systems, is actively inculcated that allow to produce competitive products. As typical examples of construction of CAD/CAM/CAE- systems of new generation functional possibilities of the systems of EUCLID QUANTUM and UNIGRAPHICS, difficult wares of engineer intended for the automated planning are analyzed. A designer gets possibility to use the curves of Bezier for a design, NURBS- of surface and solid primitives. The built surfaces assume the operations of crossing or association with the automatic smoothing. There is possibility of reconstruction of surface by introduction of the digitized points on existing natural model. A surface that afterwards can be modified and used for a design becomes taut on the enormous amount of points. A model can be built or in traditional style - with exact set of sizes and positions, or by means of draft from a hand.

Keywords: geometrical design, curves of Bezier, solid models, functional systems.

АВТОР:

САМОСТЯН Віктор Русланович, кандидат технічних наук, доцент кафедри інженерної і комп'ютерної графіки, Луцький НТУ, e-mail: Viktor.Samostyan@mail.ru

AUTHOR:

Viktor SAMOSTYAN, Ph.D. in Engineering, Assoc. Professor of Engineering and Computer Graphics Department, Lutsk National Technical University, e-mail: Viktor.Samostyan@mail.ru

Стаття надійшла в редакцію 18.09.2015р.

Сахно В.П., Поляков В.М., Тімков О.М., Шарай С.М., Лисенко О.С.
Національний транспортний університет

ДО СТВОРЕННЯ ГІБРИДНИХ АВТОПОЇЗДІВ З ПОКРАЩЕНИМИ ЕНЕРГЕТИЧНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ, ПРОХІДНІСТЮ, МАНЕВРЕНІСТЮ І СТІЙКІСТЮ РУХУ

Встановлено, що створення та експлуатація дорожніх транспортних засобів, які використовують гібридні системи з електричним приводом, вирішує ряд економічних та соціальних проблем сучасності, як на рівні України, так на світовому рівні. Це пов'язане в першу чергу з вирішенням проблем енергозалежності транспортних засобів від паливних енергоресурсів та впровадженням екологічно чистих технологій на транспорті, покращенням прохідності, маневреності, стійкості і безпеки руху транспортних засобів. При масовому впровадженні в експлуатацію електричних та гібридних транспортних засобів шкідливі викиди в масштабах країни зменшуються.

Ключові слова: автопоїзд з гібридною силовою установкою, прохідність, маневреність, стійкість.

Постановка проблеми. Історія розвитку автомобільної техніки безпосередньо пов'язана з постійним тиском суспільства, яке вимагає скорочення витрат на розробку нової продукції, і в той же час підвищення якості транспортного засобу та його безпечності. В теперішній час однією з найважливіших проблем сучасного автомобілебудування є створення високоефективних транспортних засобів, силові установки яких не забруднюють атмосферу шкідливими продуктами згоряння палива. До найбільш перспективних автотранспортних засобів відносять електромобіль. Однак його джерела енергії - акумуляторні батареї - поки не можуть конкурувати з бензином і дизельним паливом за питомою енергоємністю. Тому основним вектором розвитку сучасних екологічно чистих дорожніх транспортних засобів слід вважати гібридні силові установки на основі комбінації двигуна внутрішнього згоряння та тягових електричних машин, які отримують живлення від електричних накопичувачів енергії - акумуляторних батарей або суперконденсаторів.

Концепція створення маневрених, з підвищеною прохідністю, економічних та екологічно чистих дорожніх транспортних засобів базується на гібридних технологіях. Ці технології дозволяють так розподілити тягове зусилля між осями причіпної ланки, за якого можна досягти мінімального опору кочення, а відповідно мінімальної витрати палива і кращих екологічних показників. Крім того, раціональним розподілом тягового зусилля між осями причіпної ланки можна добитися і необхідних показників прохідності транспортного засобу. Раціональний розподіл тягового зусилля, що створюється базовим двигуном і елетродвигуном, за мінімізації витрати палива і токсичності відпрацьованих газів для легкових автомобілів і вантажних малої вантажопідйомності розглянуто в роботах [1, 2]. Проте для транспортних засобів, причіпні ланки яких виконані активними, такі дослідження не проводилися.

Гібридні технології відомі більше 40 років. В силових установках легкових автомобілів використовують різні технології – електричні, гібридні, паливні елементи. Перші спроби застосування гібридних силових установок на вантажних автомобілях починаються у 80-х роках. Компанія HinoMotors, Ltd., починаючи з 1981 року проводила дослідження дизель-електричних гібридних систем, в результаті чого у 1991 році почалися комерційні продажі та експлуатація гібридного дизельного автобуса великого класу. Пізніше, у 2003 р., з'явилися гібридні вантажні автомобілі малої та середньої вантажопідйомності.

Однією із переваг гібридної силової установки є можливість використання тягового зусилля на причіпній ланці для повороту її коліс або осей за силовою схемою. Така схема для двовісних автомобілів з усіма ведучими колесами розглянута в роботі [3], проте для автопоїздів за гібридної системи управління поворотом причіпної ланки вона не придатна і потребує нового підходу до свого вирішення.

Нові розробки в галузі силових установок і методик оптимізації орієнтованих на мінімізацію витрат палива та енергії розглянуто в роботі [4]. Багато теоретичних даних з питань оптимізації складних механічних систем і мультіоб'єктивних методів оптимізації, наведено в [5]. У роботі [3] розглянуті стохастичні моделі відтворення на ЕОМ методом Монте-Карло процесу руху автомобіля в

різних дорожніх умовах з визначенням середньої швидкості руху, витрати палива, середнього відсотка використання потужності двигуна, часу руху на різних передачах, числа включень передач та ін.

Питання аналізу конструкцій і класифікація багатовісних автомобілів традиційної конструкції, загальні закономірності їх динаміки і статички наведено у [6].

У роботі [7] розглянуті питання прохідності автомобілів, умови роботи всюдихідних рушіїв, вплив конструктивних і експлуатаційних параметрів рушія на прохідність і інші якості машини. Проте комплексних робіт відносно конструкцій автопоїздів з гібридними системами розподілу тягового зусилля та керуючого впливу на причіпних ланках не проводилось.

Зважаючи на відсутність у світовій літературі досліджень щодо енергетичних показників, а також показників прохідності, маневреності та стійкості руху транспортних засобів з гібридною силовою установкою у результаті виконання даного дослідження очікується, що будуть отримані оригінальні схемотехнічні рішення щодо компонування та побудови окремих систем, агрегатів та вузлів екологічно чистих силових установок транспортних засобів. Результати досліджень будуть сприяти розвитку новітніх перспективних технологій у галузі розробки, впровадження та експлуатації екологічно чистих дорожніх транспортних засобів, а також зростанню міжнародного авторитету України в освіті, науці та техніці на світовій арені.

Дане дослідження присвячене підвищенню тягово-швидкісних властивостей, енергоефективності та екологічної чистоти дорожніх транспортних засобів за рахунок створення активного автопоїзда з гібридною системою утворення тягового та керуючого зусилля. Науково обґрунтовані параметри систем, агрегатів та вузлів гібридних систем автопоїзда дозволять удосконалити існуючі конструкції та створити нові енергоефективні методи, засоби та підходи до створення маневрених, екологічно чистих та енергоефективних автопоїздів з підвищеною прохідністю. Використання таких автопоїздів повинно бути підтверджено вирішенням певних технічних проблем, спрямованих на забезпечення високої їх продуктивності і всього транспортного потоку. Недостатня вивченість особливостей динамічного поведіння автотранспортних засобів з гібридною силовою установкою утруднює їхнє конструювання, стримує досягнення оптимальних енергетичних показників та показників прохідності, маневреності і стійкості руху. За наявності двох джерел енергії на автотранспортному засобі зменшуються можливості аналітичного аналізу без достовірного розподілу тягового зусилля між окремими ланками, зокрема при використанні тягового зусилля на причіпній ланці не тільки для підвищення прохідності, а й для керування його колесами (осями). Але маневреність і стійкість автопоїздів за силової схеми управління поворотом причіпної ланки не можна розглядати на підставі характеристик, отриманих для окремих ланок і зокрема, для типових дволанкових автопоїздів, бо об'єднання в єдину механічну систему підсистем автопоїзда з гібридною силовою установкою, що описують поведінку кожної окремо взятої ланки, пов'язано зі зміною коефіцієнтів диференціальних рівнянь і виникненням нових членів, що характеризують зв'язки між підсистемами. Надійність теоретичних рекомендацій з удосконалення конструкції транспортних засобів з гібридною силовою установкою визначається максимально адекватним відстеженням основних зв'язків між його елементами, фізичною несуперечністю вихідних припущень у постановці задачі та коректністю математичної моделі, прийнятої для визначення енергетичних показників та показників прохідності, маневреності і стійкості руху. Також слід визначити критерії, за якими причіпна ланка (причіп або напівпричіп) автопоїзда повинна бути обладнана кінематичною чи силовою схемою управління поворотом. Для цього слід розробити математичну модель руху автопоїздів різних компонувальних схем, яка дозволить визначати енергетичні показники та показники прохідності, маневреності і стійкості руху.

Метою роботи є розробка наукових основ створення гібридних автопоїздів з покращеними енергетичними характеристиками, прохідністю, маневреністю та стійкістю руху шляхом використання гібридних систем утворення тягової сили на колесах та керування причіпними ланками.

Результати дослідження. Дослідженнями, проведеними вітчизняними і закордонними вченими, встановлено, що в основу створення сучасного транспортного засобу з покращеними показниками енергоефективності, прохідності, маневреності та стійкості руху може бути покладена гібридна силова установка. Одним із невирішених питань при створенні такої установки є раціональний розподіл потужності між двигуном внутрішнього згорання тягового автомобіля і електродвигунами коліс причіпної ланки, які використовують для покращення як показників прохідності, так і маневреності і стійкості руху транспортного засобу. В основу такого розподілу можуть бути покладені наступні напрямки:

- двигун внутрішнього згорання тягового автомобіля забезпечує усталений рух автопоїзда, у тому числі із макимальною швидкістю, а допоміжний електродвигун з приводом на колеса напівпричепа – рушання з місця і розганяння автопоїзда тощо;

- допоміжний електродвигун з приводом на колеса напівпричепа забезпечує рух автопоїзда з мінімальною сталою швидкістю (на навантажувально-розвантажувальних майданчиках, у «пробках»);

- допоміжний електродвигун з приводом на колеса напівпричепа виконує функцію керування поворотом коліс (осей) напівпричепа і всього автопоїзда.

Розглянемо більш детально кожний із напрямків.

У разі усталеного руху автопоїзда із макимальною швидкістю потужність двигуна внутрішнього згорання тягового автомобіля визначається за формулою:

$$P_v = \frac{\psi_v G_a V_{\max} + W V_{\max}^3}{1000 \eta_m} \quad (1)$$

Вихідними величинами є коефіцієнт опору дороги ψ_v при макимальній швидкості V_{\max} , повна маса автомобіля G_a , макимальна швидкість руху, фактор обтічності W та коефіцієнт корисної дії трансмісії η_m .

Якщо прийняти загальну масу автопоїзда $G_a=60000$ кг, коефіцієнт опору дороги $\psi=0,015$, макимальну швидкість руху автопоїзда $V_{\max}=25$ м/с, фактор обтічності $W=6,0$ нс²/м⁴, коефіцієнт корисної дії трансмісії $\eta_m=0,9$, то макимальна потужність складе $P_v=330,3$ кВт.

У разі рушання з місця і наступним розганянням автопоїзда необхідно подолати опір коченню коліс автопоїзда і силу інерції автопоїзда, яка враховується як додатковий опір коченню [8].

Тоді

$$P_f = G_{an} \times g \times f = 60000 \times 9,8 \times 0,05 = 29400 \text{ Н,}$$

де G_{an} – повна маса автопоїзда, $G_{an} = 60000$ кг;

f – коефіцієнт опору дороги при рушанні автопоїзда, $f = 0,05$ [Зак].

g – прискорення вільного падіння.

Сила інерції автопоїзда

$$P_j = \delta \times G_{an} \times j = 4,5 \times 60000 \times 0,1 = 27000 \text{ Н,}$$

де δ – коефіцієнт, що враховує приріст сил інерції поступальних мас автопоїзда за рахунок обертових мас, $\delta=4,5$ Нс²/м⁴ [9];

j – прискорення при рушанні автопоїзда, $j = 0,1$ м/с² [9].

Таким чином, сила опору руху при рушанні автопоїзда складе

$$P_{оп} = P_f + P_j = 56400 \text{ Н.}$$

Потужність, необхідна для рушання і розганяння автопоїзда з прискоренням $1,0$ м/с² за швидкості 2 м/с (швидкість на розгонній передачі в коробці передач), складе

$$N_j = \frac{P_f + P_j}{1000 \times \eta} \times v = 365,2 \text{ кВт.}$$

Таким чином, дефіцит потужності у процесі розганяння автопоїзда у розмірі **34,9** кВт може бути подоланий за рахунок допоміжного електродвигуна з приводом на колеса напівпричепа.

Рух автопоїзда з мінімальною сталою швидкістю (на навантажувально-розвантажувальних майданчиках, у «пробках») тощо забезпечується за рахунок допоміжного електродвигуна з приводом на колеса напівпричепа.

Потужність електродвигуна за швидкості 3 м/с складе

$$N_p = \frac{P_f \times v}{1000 \times \eta} = 29,4 \text{ кВт},$$

що менше потужності допоміжного електродвигуна з приводом на колеса напівпричепа при рушанні і розганянні автопоїзда.

Нормована зчїпна маса для триланкового автопоїзда загальною масою $G_{\text{ап}}$ у 60000 кг складає $P_{\text{зч}} = G_{\text{ап}} \times k_{\phi} = 60000 \times 0,25 = 15000$ кг. При цьому сила зчеплення ведучих коліс тривісного тягового автомобіля з колісною формулою 6×4 складає $P_{\phi} = 18000 \times 0,6 = 10800$ кг. Різницю у 4200 кг повинна забезпечити зчїпна маса напівпричепа.

Сучасний стан розвитку транспортних машин характеризується різноманітністю типів та видів, а також наявністю різних систем управління поворотом коліс (осей) причіпних ланок. Найбільше розповсюдження на-сьогодні отримали системи з використанням кінематичного способу повороту, за якого необхідно змінювати положення керованих коліс. При кінематичному способі повороту існують певні вимоги, а саме певна залежність між кутами повороту керованих коліс, яка визначається компоновальними параметрами транспортного засобу.

Недоліками кінематичного способу повороту колісних машин з керованими колесами є:

- труднощі забезпечення малого радіуса повороту;
- відносна складність приводу рульового керування при числі керованих коліс більше двох;
- зменшення корисного об'єму транспортного засобу через наявність у його корпусі ніш, необхідних для розміщення керованих коліс при їхньому повороті.

Зазначені недоліки стають особливо істотними при колесах великого розміру, тобто для машин високої прохідності.

Одним із практичних шляхів усунення перерахованих недоліків є використання силового способу повороту із примусовою зміною співвідношення швидкостей обертання неповоротних коліс різних бортів. Відсутність керованих коліс значно спрощує конструкцію машини й збільшує корисний обсяг кузову.

Перспективним є використання гібридної системи повороту автомобіля, за якої використовується одночасно кінематичний та силовий способи повороту. Вочевидь нові автомобілі мають свої особливості, що викликає необхідність їхнього дослідження з метою вибору раціональних параметрів. Такий підхід дозволяє одержати такі властивості маневреності, стійкості та керованості, які неможливі при використанні якогось одного типу повороту автомобіля.

У разі виконання допоміжним електродвигуном функції керування поворотом коліс (осей) напівпричепа необхідна потужність визначиться за моментом опору повороту коліс напівпричепа. Найбільш повно методика визначення моменту опору повороту коліс розроблена А.П.Солтусом у його роботі [10]. Цей момент з достатньою для практичних розрахунків точністю можна представити у такому вигляді:

$$\sum M_k(\theta) = \sum M_{\omega}(\theta) + M_{\text{ш}}(\theta) + \sum M_{Rz}(\theta) + M_{Ry}(\theta) + \sum M_{Rx}(\theta) + M_{\text{Трш}}(\theta),$$

де $\sum M_k(\theta)$ - момент опору повороту керованих коліс відносно осі шворня;

$\sum M_{\omega}(\theta)$, $M_{\text{ш}}(\theta)$, $\sum M_{Rz}(\theta)$, $M_{Ry}(\theta)$, $\sum M_{Rx}(\theta)$, $M_{\text{Трш}}(\theta)$ - складові моменту опору повороту, які обумовлені відповідно кутовою швидкістю повороту цапфи, стабілізуючим моментом шини, що виникає в результаті кочення керованих коліс з відведенням; ваговим стабілізуючим моментом; моментами, що викликані рівнодіючими бокових і поздовжніх реакцій опорної поверхні на керовані колеса, а також тертям у шворневому вузлі.

В залежності від кута повороту керованих коліс, кутової швидкості повороту цапфи і швидкості руху автомобіля сумарний момент опору повороту змінюється в межах від 1203,76 до 1342,87 Нм [11]. Тоді необхідна потужність для повороту керованих коліс однієї осі напівпричепа визначиться як

$$N_n = \frac{M_{on} \times \omega_k}{1000} = 1,2 \dots 1,34 \text{ кВт},$$

де ω_k – кутова швидкість повороту керованих коліс напівпричепа, $\omega_k = 1,0 \text{ с}^{-1}$.

Таким чином, необхідна потужність допоміжного електродвигуна для приводу ведучих коліс напівпричепа складе **34,9 кВт**.

При виборі потужності електродвигуна для ГСУ слід враховувати непостійність режиму його роботи, можливий реверс, короточасну роботу з перевантаженням при розганянні. На-сьогодні існує 8 номінальних режимів, що згідно міжнародної класифікації умовно позначаються S1 – S8 [6]. Вони відрізняються один від одного здатністю до перевантаження. Сучасні електродвигуни можуть витримувати роботу з перевантаженням до 1,5...3 разів протягом 10...15 хв. При встановленні на автомобіль під час розганяння протягом 10...20 с електродвигуни здатні витримувати ще більше перевантаження, до 10 разів, головне в цьому випадку – забезпечення його оптимального теплового режиму. Такий підхід дозволяє значно знизити номінальну потужність, а отже й масу електродвигуна.

Світові виробники вантажних автомобілів вже мають в модельному ряді вантажні автомобілі з ГСУ. В якості прикладу в таблиці 1 наведені данні деяких магістральних тягачів з ГСУ та їх технічні характеристики. Аналіз даних табл.1 показує, що частина потужності ДВЗ від сумарної (максимальної) потужності ГСУ складає 72,8 (65,5)...83,4%, у той час як частина крутного моменту ДВЗ знаходиться в межах 58,8...66,7%. Тобто, електродвигун, маючи значно меншу потужність порівняно з ДВЗ, забезпечує створення майже 50% крутного моменту ГСУ. Запас ходу тільки на електричній тязі для вантажних автомобілів складає від 1,5...5 км – є достатнім щоб змістити робочу точку ДВЗ в область більш економічної роботи, використовувати електродвигун в режимах розгону та рекуперативного гальмування, подолання максимального опору дороги при русі в важких умовах руху, приводити в дію допоміжні системи та механізми, активний привід причіпних ланок та системи їх керування. Крім того, він може здійснювати маневрування в місцях виконання вантажо – розвантажувальних робіт на електричній тязі для зменшення викидів шкідливих речовин. Екологічність та паливна економічність за даними автовиробників покращується на 15...28%.

Для оцінки паливної економічності автомобілів широко використовують їздові цикли, коли швидкість руху змінюється у певній залежності. При цьому визначення тягово-швидкісних властивостей відбувається на твердих, чистих, сухих ділянках доріг з гарним зчепленням при повній подачі палива та постійному зростанні швидкості [2].

Таблиця 1 – Характеристики вантажних автомобілів з ГСУ

Автомобіль	Повна маса, кг	Потужність ДВЗ, кВт / Відсоток від сумарної потужності	Крутний момент ДВЗ, Нм / Відсоток від сумарного крутного моменту	Потужність електродвигуна, кВт	Крутний момент, Нм	запас ходу на ел.тязі, км/Ємність АКБ, кВт·год	Економія пального за даними виробника
DAF LF45-160 Hybrid	12000	$\frac{117.7}{72.8\%}$	$\frac{600}{58.8\%}$	44	420	$\frac{н.д.}{н.д.}$	20%
MAN TGL 12.220 Hybrid	12000	$\frac{161.8}{72.9\%}$	$\frac{850}{66.6\%}$	60	425	$\frac{5}{2}$	18.1%
Renault Premium Hybrys	26000	$\frac{228}{76.5\% (65.5\%)}$	$\frac{1153}{59\%}$	70 (макс. 120)	800	$\frac{1.5}{1.2}$	20%
Volvo FE Hybrid	26000	$\frac{220.7}{75.9\% (64.8\%)}$	$\frac{1160}{59.2\%}$	70 (макс. 120)	800	$\frac{1.5}{1.2}$	15 – 20%
Peterbilt Model 335	11800	$\frac{220.7}{83.4\%}$	$\frac{840}{66.7\%}$	44	420	$\frac{н.д.}{н.д.}$	28%

В реальних умовах експлуатації тягове зусилля і швидкість автомобіля змінюються в широких межах, які визначаються умовами експлуатації. Режим руху автомобіля в місті або поза містом також відчутно впливає на його експлуатаційні показники. Неможливо створити конструкцію автомобіля, що працює оптимально в рівній мірі у самих різноманітних умовах. Тому при обґрунтуванні проектних варіантів технічних рішень доводиться обмежуватися декількома варіантами, які забезпечують

найбільший економічний ефект при впровадженні. Економічний ефект буде максимальним за умови вибору параметрів автомобіля, що враховують реальні умови його експлуатації [7].

Протягом часу внаслідок багатьох обставин дорожні умови, в яких працює автомобіль, суттєво змінюються. Тому синтезовані типові їздові цикли рано чи пізно втрачають свою репрезентативність. Це обумовлює необхідність періодичного перегляду розглянутих раніше їздових циклів. Сьогодні виникають ускладнення при порівнянні рівня досконалості автомобілів різних років випуску та при абсолютній оцінці ступеня наближення до енергетичної досконалості. Для обґрунтування вибору співвідношення між потужністю ДВЗ та електродвигуна потрібно використовувати реальні умови експлуатації автопоїздів, одержані шляхом довготривалих спостережень в умовах експлуатації.

Найбільші можливості та подальші шляхи вдосконалення стосуються силової установки та використання рекуперативного гальмування. При цьому перспективним шляхом є використання гібридних силових установок у вигляді поєднання ДВЗ, електродвигуна та накопичувача електричної енергії. Автопоїзди мають широкі можливості для компоновання накопичувачів енергії. Розташування накопичувачів на причіпних ланках дозволяє легко вирішити проблему енергозабезпечення автоматизованих систем керування коліс та осей причіпних ланок та розширити використання конструкції активних автопоїздів різного призначення. Використання електричних мотор – коліс на причіпних ланках дозволяє реалізувати раціональне компоновання елементів трансмісії, повністю або частково розташувати всередині обода колеса, звести до мінімуму кількість та розміри деталей механічної передачі. Використання мотор – коліс відкриває нові технічні можливості у створенні колісних машин принципово нової конструкції, для яких трансмісія у вигляді індивідуального електроприводу є найбільш виправданою.

Висновки. Встановлено, що створення та експлуатація дорожніх транспортних засобів, які використовують гібридні системи з електричним приводом, вирішує ряд економічних та соціальних проблем сучасності, як на рівні України, так на світовому рівні. Це пов'язане в першу чергу з вирішенням проблем енергозалежності транспортних засобів від паливних енергоресурсів та впровадженням екологічно чистих технологій на транспорті, покращенням прохідності, маневреності, стійкості і безпеки руху транспортних засобів. При масовому впровадженні в експлуатацію електричних та гібридних транспортних засобів шкідливі викиди в масштабах країни зменшуються.

1. Giancarlo Genta, Lorenzo Morello, Francesco Cavallino, Luigi Filtri. *The Motor Car: Past, Present and Future* — Springer Dordrecht Heidelberg New York London, 2014. XXIV, 662 p. 418 illus. — ISBN 978-94-007-8551-9, ISBN 978-94-007-8552-6 (eBook), DOI 10.1007/978-94-007-8552-6.
2. Бажинов О.В., Смирнов О.П., Серіков С.А., Гнатов А.В., Колесніков А.В. *Гібридні автомобілі*. — Харків, ХНАДУ, 2008. — 327 с. ISBN: 966-652-160-5.
3. Фаробин Я. Е. *Теория поворота транспортных машин* / Я. Е. Фаробин. М.: Машиностроение, 1970. 176 с.
4. Guzzella L., Sciarretta A. *Vehicle Propulsion Systems: Introduction to Modeling and Optimization* / 2nd ed. — Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007. XII, 338 p. 202 illus. — ISBN 978-3-540-74692-8.
5. Mastinu G., Gobbi M., Miano C. *Optimal Design of Complex Mechanical Systems: With Applications to Vehicle Engineering* Springer, 2006. 403 p. ISBN:3540343547.
6. Агейкин Я.С. *Вездеходные колесные и комбинированные движители* М.: Машиностроение, 1972. — 184с.
7. Закин Я.Х. *Прикладная теория движения автопоезда* /Я.Х.Закин - М.: Транспорт, 1967. — 225 с.
8. Солтус А.П. *Теория эксплуатационных характеристик автомобиля: Навч. посібник*. — К.: Арістей, 2005. — 187 с.
9. Сахно В.П. До визначення моменту опору повороту керуючого колісного модуля автопоїзда-контейнеровоза /В.П.Сахно, В.В. Стельмашук, Р.М.Марчук, В.М.Придюк //Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за галузями знань «Машинобудування та металообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та матеріалознавство»). — Вип. 28 (травень 2010). — Луцьк. — 2010. С. 466-472.
10. *Теория и расчет тягового привода электромобилей* / И.С. Ефремов, А.П. Пролыгин, Ю.М. Андреев, А.Б. Миндлин. — М.: Высшая школа, 1984. — 210 с.
11. *Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний: ГОСТ 22576 — 90*. — [введен с 01.01.1992]. — М.: Изд-во стандартов, — 1991. — 13 с.
12. Гашук П.Н. *Энергетическая эффективность автомобиля* / П.Н. Гашук. Львов: Свит, 1992. — 208 с.

REFERENCES

1. Genta, G., Morello, L., Cavallino, F. & Filtri, L. (2014). *The Motor Car: Past, Present and Future*. Springer Dordrecht Heidelberg, New York London,. 662 p. DOI 10.1007/978-94-007-8552-6.
2. Bazhynov, O., Smyrnov, O., Sierikov, S., Hnatov, A. & Koliesnikov, A. (2008). *Hybrid cars. [Hibrydni avtomobilij]*. Kharkiv, KhNADU Publ., 327 p.
3. Farobin, Ya. (1970). *The theory of transport vehicles turning. [Teoriya povorota transportnykh mashin]*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 176 p.
4. Guzzella, L. & Sciarretta, A. (2007). *Vehicle Propulsion Systems: Introduction to Modeling and Optimization*. 2nd ed. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 338 p.
5. Mastinu, G., Gobbi, M. & Miano, C. (2006). *Optimal Design of Complex Mechanical Systems: With Applications to Vehicle Engineering*. Springer, 403 p

6. Ageikin, Ya. (1972). *ATV wheels and dual propellers*. [Vezdekhodnye kolesnye i kombinirovannye dvizhiteli]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 184 p.
7. Zakin, Ya. (1967). *Applied theory of road train movement*. [Prikladnaya teoriya dvizheniya avtopoezda]. Moscow, Transport Publ., 225 p.
8. Soltus, A. (2005). *Theory of operational properties of the vehicle*. [Teoriia ekspluatatsiinykh vlastyvostei avtomobilia]. Kyiv, Aristei Publ., 187 p.
9. Sakhno, V., Stelmashchuk, V., Marchuk, R. & Prydiuk, V. (2010). Determination of the resistance moment of rotation of steering control module of road container train. [Do vyznachennia momentu oporu povorotu keruiuchoho kolisnoho modulia avtopoizda-konteinerovoza]. *Naukovi notatky*. Vol. 28. Lutsk, pp. 466-472.
10. Efremov, I., Prolygin, A., Andreev, Yu. & Mindlin, A. (1984). *Theory and design of electric traction drive*. [Teoriya i raschet tyagovogo privoda elektromobiley]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 210 p.
11. *GOST 22576-90*. [State Standard 22576-90]. *Motor vehicles. Speed characteristics. Test methods*. Moscow, Izdatelstvo Standartov Publ., 1991. 13 p. (In Russian).
12. Gashchuk, P. (1992). *The energy efficiency of the vehicle*. [Energeticheskaya effektivnost' avtomobilya]. L'vov, Svit Publ., 208 p.

Сахно В.П., Поляков В.М., Тімков А.Н., Шамрай С.М., Лысенко А.С. К созданию гибридных автопоездов с улучшенными энергетическими характеристиками, проходимостью, маневренностью и устойчивостью движения.

Установлено, что создание и эксплуатация транспортных средств, использующих гибридные системы с электрическим приводом, решает ряд экономических и социальных проблем современности, как на уровне Украины, так на мировом уровне. Это связано в первую очередь с решением проблем энергезависимости транспортных средств от топливных энергоресурсов и внедрением экологически чистых технологий на транспорте, улучшением проходимости, маневренности, устойчивости и безопасности движения транспортных средств. При массовом внедрении в эксплуатацию электрических и гибридных транспортных средств вредные выбросы в масштабах страны уменьшаются.

Ключевые слова: автопоезд с гибридной силовой установкой, проходимость, маневренность, устойчивость.

V. Sakhno, V. Poliakov, O. Timkov, S. Sharai, O. Lysenko. Prior to the creation of hybrid road trains with improved power characteristics, passability, maneuverability and motion sustainability.

It is established that the creation and operation of road vehicles that use hybrid electric drive system, solves a number of economic and social problems in Ukraine and worldwide. This will help to solve the problems of energy dependence of vehicle from fuel energy resources and introduction of clean ecology technologies in transport. Also passability, maneuverability, stability and safety of vehicles will improve. In the way of mass implementation into operation of electric and hybrid vehicles emissions are reduced in a national scale.

Keywords: road train with a hybrid powertrain, passability, maneuverability, stability.

АВТОРИ:

САХНО Володимир Прохорович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Автомобілі», Національний транспортний університет, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua.

ПОЛЯКОВ Віктор Михайлович, доктор технічних наук, професор кафедри «Автомобілі», Національний транспортний університет, e-mail: poljakov_2006@ukr.net

ТІМКОВ Олексій Миколайович, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобілі», Національний транспортний університет.

ШАРАЙ Світлана Михайлівна, кандидат технічних наук, професор кафедри транспортних технологій, Національний транспортний університет.

ЛИСЕНКО Олександр Олександрович, аспірант кафедри «Автомобілі», Національний транспортний університет.

AUTHORS:

Volodymyr SAKHNO, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of Automobiles Department, National Transport University, Kyiv, Ukraine, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua

Viktor POLIAKOV, Doctor of Science in Engineering, Professor of Automobiles Department, National Transport University, Kyiv, Ukraine, e-mail: poljakov_2006@ukr.net

Oleksii TIMKOV, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Automobiles Department, National Transport University, Kyiv, Ukraine.

Svitlana SHARAI, PhD. in Engineering, Professor of Transport Technologies Department, National Transport University, Kyiv, Ukraine.

Oleksandr LYSENKO, Postgraduate Student of Automobiles Department, National Transport University, Kyiv, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 08.09.2015р.

Силивонюк А.В.
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ З БІГАРМОНІЧНИМИ ЗБУДНИКАМИ В ПАКЕТІ SIMULINK, СЕРЕДОВИЩА MATLAB

Розроблено динамічну модель для дослідження вібраційної машини з бігармонічними збудниками та плоским характером руху несучого тіла в пакеті Simulink, середовища MATLAB. Показані переваги щодо використання бібліотек Simulink і SimPowerSystems при моделюванні такого класу машин. Приводяться результати комп'ютерного моделювання в усталеному режимі роботи.

Ключові слова: вібраційна машина, самосинхронізація, дебалансний віброзбудник, бігармонічна вібраційна машина, MATLAB, Simulink, SimPowerSystems.

Постановка проблеми. Вібраційні машини успішно працюють у найрізноманітніших галузях промисловості та господарствах країни. Найпоширенішим приводом більшості з них є дебалансний завдяки компактності при великій збурювальній силі та відносній простоті конструкцій. В останні роки інтенсифікація технологічного процесу відбувалася єдиним шляхом – за рахунок підвищення частоти коливань. У виробництво було запущено велику кількість так званих «високочастотних» вібраційних машин практично ідентичних конструкцій. Однак, основним напрямком інтенсифікації процесу тонкого грохочення або ущільнення є застосування нових конструктивних схем, що реалізують високодинамічні режими роботи, наприклад, полігармонічні. Перспективною конструкцією вібраційних машин нового типу є бігармонічні машини з чотирма дебалансними віброзбудниками. Виявити переваги та недоліки такої машини доцільно на етапі ескізного проектування з використанням комп'ютерного моделювання. Для цих цілей необхідно розробити математичну модель вібраційної машини з бігармонічним інерційним приводом.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У процесі створення високоефективних та надійних вібраційних машин важливе значення має явище самосинхронізації механічних віброзбудників. На теперішній час це явище вивчене досить повно, розроблена теорія і методи розрахунку вібраційних машин зі збудниками, що самосинхронізуються. Самосинхронізація широко використовується у вібраційній техніці як в Україні, так і за кордоном. Основний вклад в розробці теорії синхронізації належить І.І. Блехману. Ним з єдиної точки зору розглянуті різні аспекти теорії синхронізації, при цьому велика увага приділена вивченню синхронізації механічних збудників [1–3]. Випадки кратної самосинхронізації механічних віброзбудників розглянуті в [4–6], де звертається увага на те, що вібраційні моменти, які характеризують динамічний зв'язок між роторами збудників, порівняно малі і використовувати ефект кратної самосинхронізації (на відміну від простої) досить складно.

На сьогоднішній час спостерігається підвищений інтерес щодо використання полігармонічних (частковий випадок – бігармонічних) коливань несучого тіла вібраційних машин у різних галузях промисловості та господарствах країни. В більшості праць [7–18] основна увага приділяється дослідженню процесу грохочення, концентрації на столах, ущільненню. Робота [10] присвячена детальному аналізу існуючих конструкцій бігармонічних грохотів і перспективність їх застосування не лише для розділення звичайних сипучих матеріалів (піску, гіпсу, гравію, цементу), але й вологих матеріалів (мокре грохочення). Однак можливості практичного використання бігармонічних коливань несучого тіла ще далеко не вичерпані. Розглядається перспективна можливість застосування таких коливань несучого тіла для ущільнення залізобетонних виробів [16–18] і для сегрегації сипучих матеріалів.

Опис системи. При дослідженні динаміки вібраційних машин та пристроїв різної складності доцільно застосовувати пакет Simulink середовища MATLAB. Диференціальні рівняння в цьому середовищі записуються у вигляді структурної моделі Simulink з використанням блоків, тобто система подається у вигляді діаграми, у якій блоки зв'язуються між собою певним чином. Також, в Simulink є можливість додаткового встановлення бібліотеки SimMechanics, яка призначена для моделювання просторових рухів твердотільних машин і механізмів на стадії інженерного проектування, використовуючи закони теоретичної механіки [19, 20], однак використання даної бібліотеки в даній роботі не розглядається.

До пакету Simulink входить потужна бібліотека SimPowerSystems, яка на даний час вважається однією з кращих бібліотек для моделювання електротехнічних пристроїв і систем. Вона містить набір блоків для імітаційного моделювання електротехнічних пристроїв. До складу SimPowerSystems входять моделі пасивних і активних електротехнічних елементів, джерел енергії, електродвигунів, трансформаторів, ліній електропередачі тощо. Є також розділ, що містить блоки для моделювання пристроїв силової електроніки, включаючи системи управління для них. Використовуючи можливості Simulink і SimPowerSystems, можна розрахувати сталий режим роботи системи на змінному струмі, виконати розрахунок імпедансу (повного опору) ділянки ланцюга, отримати частотні характеристики, проаналізувати стійкість, а також виконати гармонічний аналіз струмів і напруг [21, 22].

Таким чином, використання Simulink і SimPowerSystems дозволить: оцінити енерговитрати, що виникають при пуску електромеханічної системи при ударних навантаженнях на вібраційну машину в усталеному режимі роботи; розробити рекомендації щодо підбору типу і потужності приводних електродвигунів для вібраційної машини з метою зменшення витрат електроенергії в усталеному режимі роботи; виробити наукові основи і технічні рекомендації для проектування нових перспективних типів вібраційних машин.

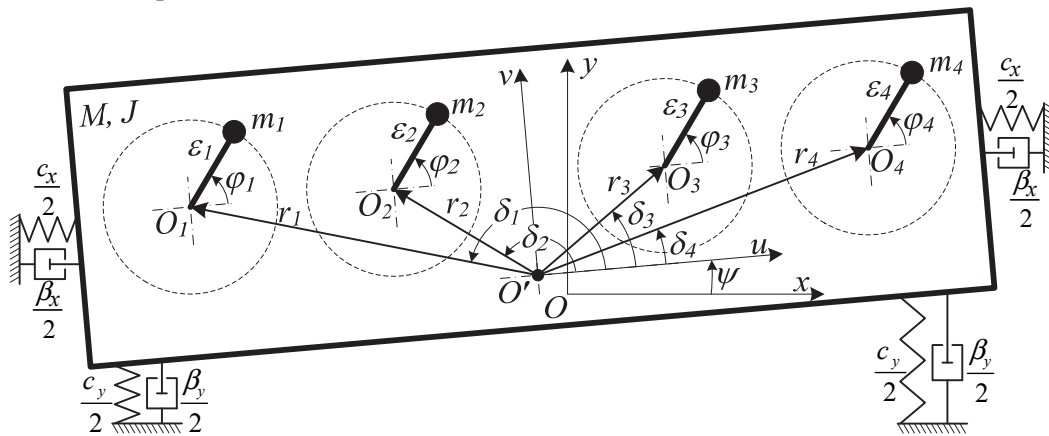


Рисунок 1. Схема коливальної системи

Рівняння руху системи. Більшість вібраційних машин і пристроїв може бути ідеалізовано у вигляді схеми, у якій несуче тверде тіло, зв'язаного з нерухомою основою системою пружних і демпфуючих елементів. У якості збудників коливальних найчастіше використовують дебалансні віброзбудники, що являють собою незрівноважені ротори. У розглянутому випадку чотири таких збудники розміщені на м'яко-амортизованому твердому тілі (віброуючому робочому органі), яке може рухатися паралельно площині, перпендикулярній осям обертання роторів O_1, O_2, O_3, O_4 збудників (Рис. 1). Центр ваги O несучого тіла лежить у площині, що проходить через зазначені осі. Ротори віброзбудників приводяться в обертання незалежними асинхронними електродвигунами.

Нехай x та y – координати центру ваги O в нерухомій системі координат xOy , а $\psi, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – відповідно, кути повороту несучого тіла і роторів збудників. Диференціальні рівняння руху коливальної системи запишемо у вигляді:

$$\begin{aligned}
 M\ddot{x} + \beta_x \dot{x} + c_x x &= \sum_{i=1}^n m_i \varepsilon_i (\ddot{\varphi}_i \sin \varphi_i + \dot{\varphi}_i^2 \cos \varphi_i), \\
 M\ddot{y} + \beta_y \dot{y} + c_y y &= \sum_{i=1}^n m_i \varepsilon_i (\ddot{\varphi}_i^2 \sin \varphi_i - \ddot{\varphi}_i \cos \varphi_i), \\
 J\ddot{\psi} + \beta_\psi \dot{\psi} + c_\psi \psi &= \sum_{i=1}^n m_i \varepsilon_i r_i (\dot{\varphi}_i^2 \sin(\varphi_i - \delta_i - \psi) - \ddot{\varphi}_i \cos(\varphi_i - \delta_i - \psi)), \\
 I_i \ddot{\varphi}_i &= L_i(\dot{\varphi}_i) - R_i(\varphi_i) + m_i \varepsilon_i \begin{bmatrix} \ddot{x} \sin \varphi_i - \ddot{y} \cos \varphi_i - g \cos \varphi_i - \\ -r_i \ddot{\psi} \cos(\varphi_i - \delta_i - \psi) - r_i \dot{\varphi}_i^2 \sin(\varphi_i - \delta_i - \psi) \end{bmatrix}, \\
 &(i = 1, \dots, 4).
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

де M – загальна маса несучого тіла; J – момент інерції несучого тіла відносно осі, яка проходить через центр ваги; I_i – момент інерції i -го ротора збудника щодо осі його обертання; m_i, ε_i – відповідно, маса i -го ротора збудника і його ексцентриситет; $\beta_x, \beta_y, \beta_\psi$ – коефіцієнти в'язкого опору; c_x, c_y – жорсткості

пружин на зсув і розтяг–стиск відповідно; $c_{\psi} = c_y l^2$; r_i – відстань від осі ротора i -го збудника до центру мас несучого тіла; l – відстань, що визначає положення осей пружин; $L_i(\dot{\phi}_i)$, $R_i(\dot{\phi}_i)$ – обертовий момент i -го двигуна і момент сил опору обертанню; g – прискорення вільного падіння. Положення i -го віброзбудників у рухомій системі координат визначається полярними координатами з радіус-вектором r_i та полярним кутом δ_i .

Перші три рівняння системи (1) описують коливання несучого тіла в площині xOy , інші рівняння – обертання роторів віброзбудників. В загальному випадку ми отримаємо систему з семи нелінійних диференціальних рівнянь. Однак для того, щоб система була замкнута необхідно задатися обертовими моментами $L_i(\dot{\phi}_i)$ двигунів. Для аналізу впливу електромагнітних перехідних процесів в електродвигуні на динаміку руху роторів збудників можна застосувати, так звану, А-модель асинхронного двигуна у косокутних координатах струмів [14, 28] або спрощену динамічну модель асинхронного двигуна [24]. Застосування таких моделей дозволяє досліджувати не лише усталений режим роботи вібраційної машини, але і перехідні процеси (розбїг, вибїг). Однак перша модель асинхронного двигуна дозволяє отримати і значення пускових струмів, які негативно впливають на електромережу.

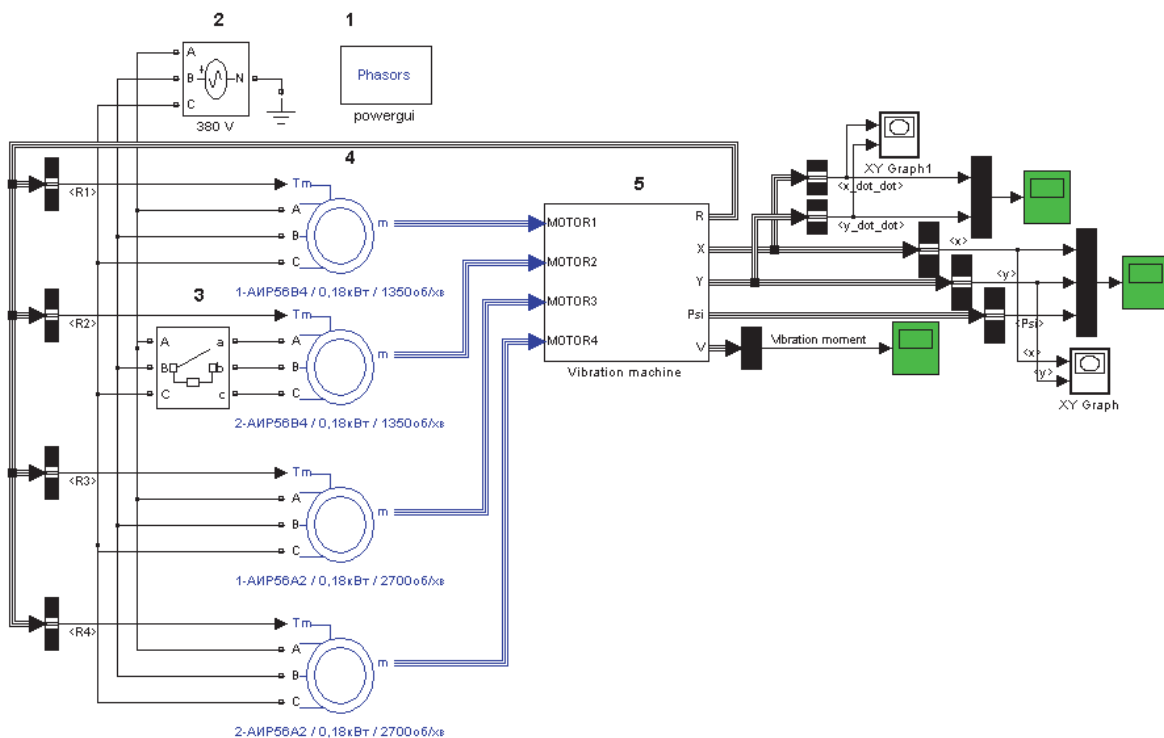


Рисунок 2. Блок-схема вібраційної машини

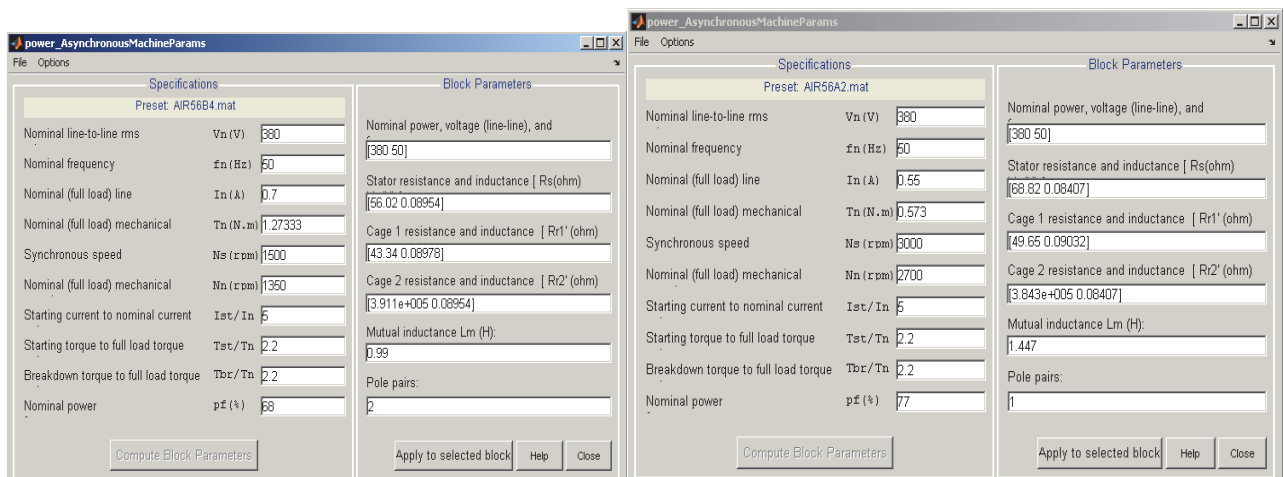


Рисунок 3. Діалогове вікно для визначення параметрів схеми заміщення асинхронного двигуна

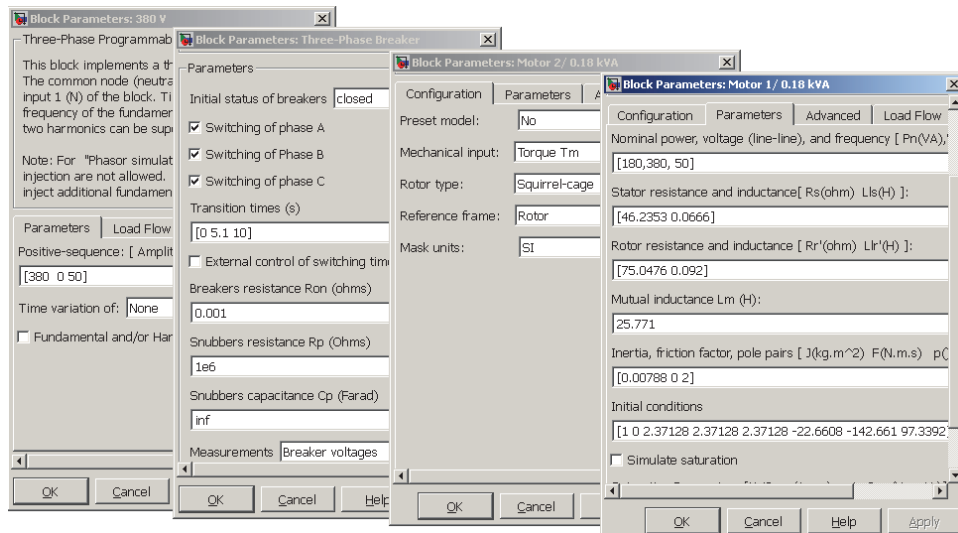


Рисунок 4. Зображення діалогових вікон та параметри блоків

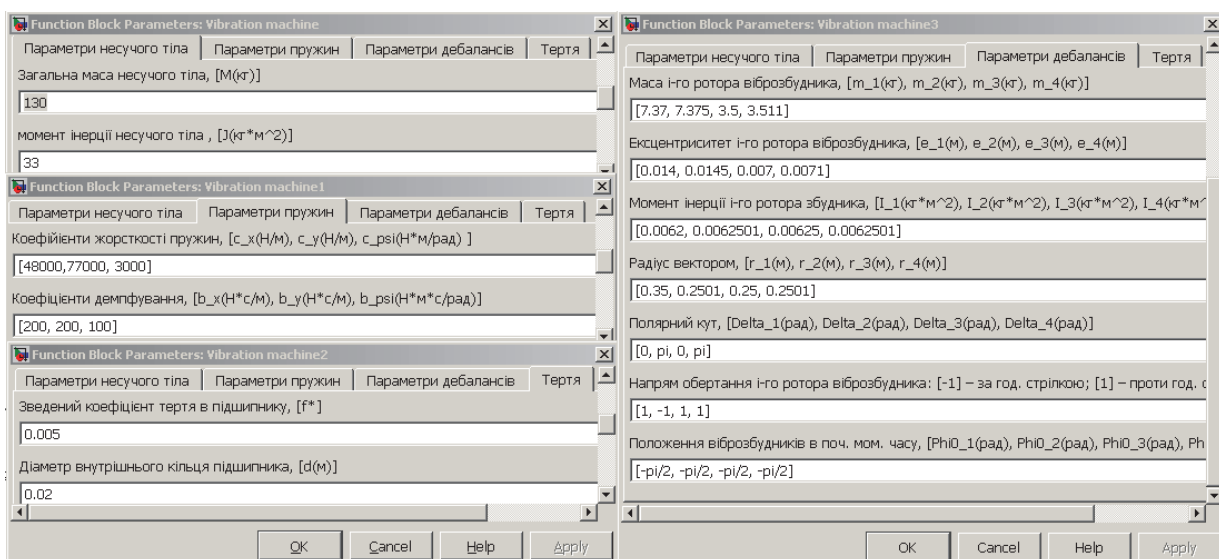


Рисунок 5. Зображення діалогового вікна та параметри блоку вібраційної машини

Створення моделі бігармонічної вібраційної машини в пакеті Simulink. На рис. 2 зображена блок-схема вібраційної машини, яка створена в пакеті Simulink із використанням бібліотеки SimPowerSystems. Динамічна модель складається з декількох блоків. Блок Powergui не має ні входів, ні виходів. Він призначений для акумулювання інформації про модель, а також результатів моделювання. Вікно Powergui (поз. 1) дозволяє контролювати змінні моделі в момент ініціалізації і після моделювання. Блок 3-Phase Source (поз. 2) – це джерело енергії. Даний блок використовується для генерації трифазної синусоїдальної напруги. 3-Phase Breaker (поз. 3) – це своєрідний контактор, який призначений для роз'єднання електричного кола. Даний блок використовується для того, щоб симулювати увімкнення/вимкнення асинхронного двигуна у заданий момент часу. 3-Phase Breaker використовують при моделюванні почергового пуску або вібраційного підтримання обертання. Asynchronous Machine (поз. 4) – це асинхронний двигун із короткозамкнутим ротором. У моделі присутні чотири двигуни з яких два обертаються з основною частотою (AIP56B4), а два – з подвійно (AIP56A2). Для визначення параметрів схеми заміщення асинхронних двигунів можна скористатись роботами [25, 26], в яких використовуються різні методики для знаходження цих параметрів. Однак, вони не завжди точні і є складними у використанні. Параметри схем заміщення двигунів розраховувалась за допомогою команди Matlab – power_AynchronousMachineParams. Параметри схеми заміщення для трифазних асинхронних електродвигунів (AIP56B4) із короткозамкнутими роторами потужністю 0,18 кВт та синхронними частотами обертання 1500 об/хв та для AIP56A2 – потужністю 0,18 кВт із синхронними частотами обертання 3000 об/хв приведені на рис. 3. Інші блоки та графічні елементи, що присутні в моделі (рис. 2), призначені для відображення інформації. На рис.

4 наведено зображення діалогових вікон та параметри блоків 3-Phase Source, 3-Phase Breaker, Asynchronous Machine.

Результати комп'ютерного моделювання. При комп'ютерному моделюванні параметри вібраційної машини вибирались у відповідності до існуючої експериментальної машини: $M = 130 \text{ кг}$; $J = 33 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $I_1 = I_2 = I_3 = I_4 = 0,0062 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $m_1 = m_2 = 7,37 \text{ кг}$; $m_3 = m_4 = 3,5 \text{ кг}$; $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0,014 \text{ м}$; $\varepsilon_3 = \varepsilon_4 = 0,007 \text{ м}$; $\delta_1 = \delta_3 = 0 \text{ рад}$; $\delta_2 = \delta_4 = \pi \text{ рад}$; $r_1 = r_2 = 0,35 \text{ м}$; $r_3 = r_4 = 0,25 \text{ м}$; початкові положення роторів збудників відповідають кутам: $\varphi_1(0) = \varphi_2(0) = \varphi_3(0) = \varphi_4(0) = -\pi/2 \text{ рад}$; $c_x = 48000 \text{ Н/м}$; $c_y = 77000 \text{ Н/м}$; $c_\psi = 3000 \text{ Н/м}$; $\beta_x = \beta_y = 200 \text{ Н}\cdot\text{с/м}$; $\beta_\psi = 100 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с/рад}$.

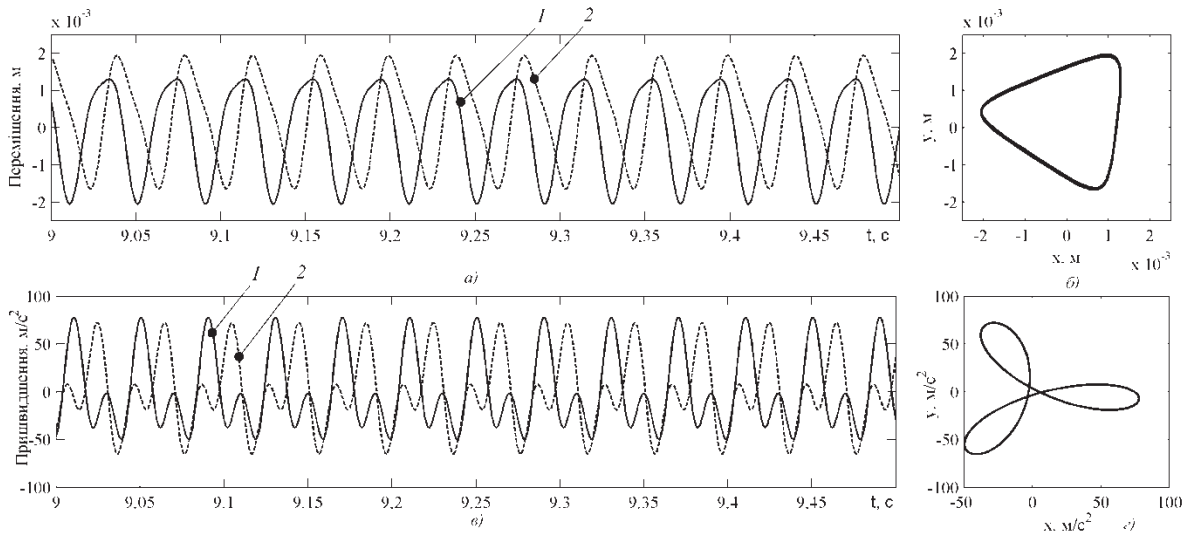


Рис. 6. Залежність від часу переміщення а) та пришвидшення в) центра мас, поля траєкторії б) та віброграма пришвидшення г) несучого тіла: 1 – вздовж осі x; 2 – вздовж осі y

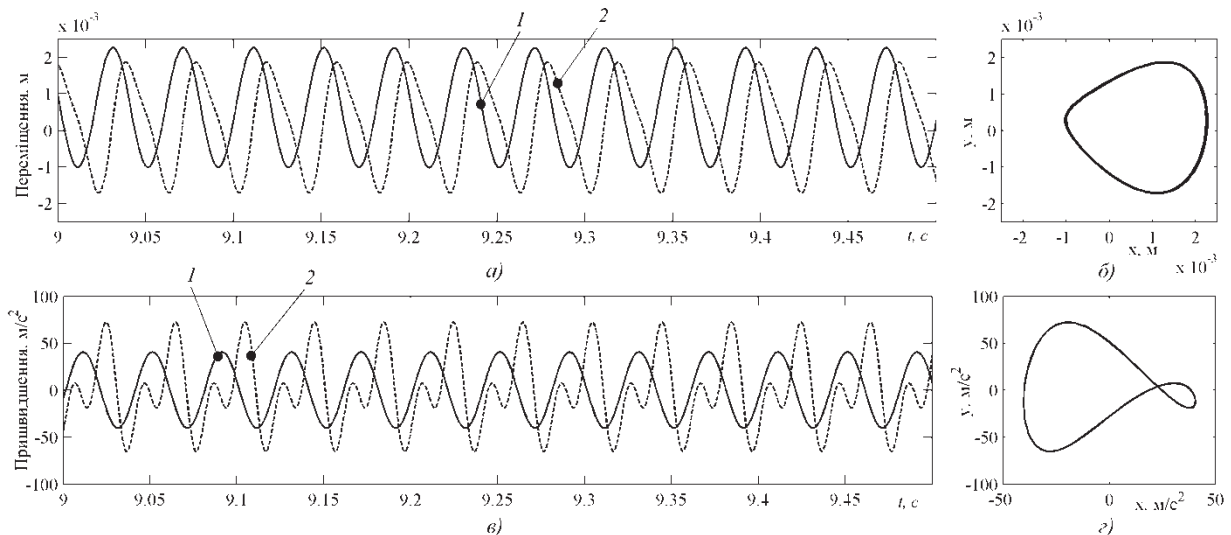


Рис. 7. Залежність від часу переміщення а) та пришвидшення в) центра мас, поля траєкторії б) та віброграма пришвидшення г) несучого тіла: 1 – вздовж осі x; 2 – вздовж осі y

Розглянемо випадок, коли два збудники, що обертаються з основною частотою, обертаються в одному напрямі, а збудники з подвійною частотою – в протилежному напрямі. В результаті чисельного моделювання отримано залежність від часу переміщення та пришвидження (рис. 6 а, в), а також поле траєкторії (рис. 6, б) і віброграма пришвидження (рис. 6, г) центра мас несучого тіла в усталеному режимі роботи вібраційної машини. Згідно з [14] поля траєкторії центра мас у вигляді «трикутника» не застосовують в операції мокрого грохочення корисних копалин, однак така траєкторія виправдана і ефективна при грохоченні тяжкогрохочених матеріалів. З іншої сторони, така

форма траєкторії і пришвидшення може мати місце при ущільненні залізобетонних виробів. Подібну форму траєкторії можна отримати тоді, коли віброзбудники з основними частотами обертання і один з подвійною, обертаються в одному напрямі, а інший (збудник з подвійною частотою) в протилежному напрямі, форма траєкторії центра мас несучого тіла набуває вигляду (рис. 7 а, б). При цьому трикутник має більш округлі сторони, а пришвидшення суттєво змінює форму (рис. 7 в, г).

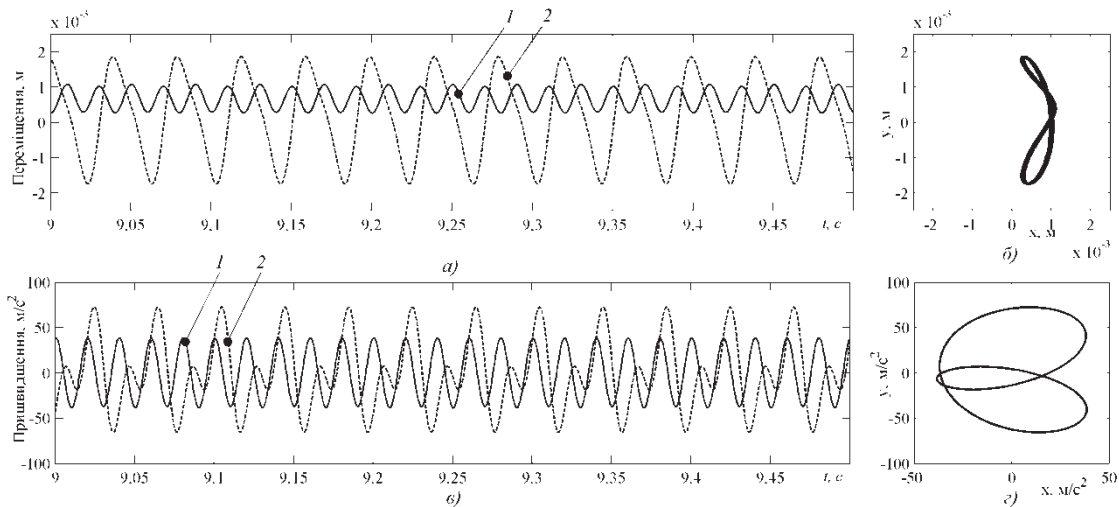


Рис. 8. Залежність від часу переміщення а) та пришвидшення в) центра мас, поля траєкторії б) та віброграма пришвидшення г) несучого тіла: 1 – вздовж осі x ; 2 – вздовж осі y

У випадку обертання віброзбудників (з основними частотами обертання) в протилежних напрямках, а віброзбудників із подвійними – в одному напрямі, форма траєкторії центра мас несучого тіла (рис. 8 а, б) набуває складної форми видовженої відносно осі y та зміщеної вздовж осі x у додатному напрямі. При цьому спостерігається високоєфективна знакозмінна значення пришвидшення (рис. 7 в, г). Такий режим роботи найбільш корисний і ефективний при мокрому грохоченні корисних копалин.

Висновок. Чисельно продемонстровано, що вібраційні машини з бігармонічними збудниками є досить ефективними. При цьому продемонстровано, що не змінюючи масо-інерційних параметрів коливної системи, а змінюючи лише напрями обертання віброзбудників, можна отримати різний характер руху несучого тіла. Чисельне моделювання в пакеті Simulink середовища MATLAB, значно полегшує процес моделювання вібраційних машин.

1. Блехман И.И. Теория вибрационных процессов и устройств. Вибрационная механика и вибрационная техника. – СПб: ИД «Руда и Металлы», 2013. – 640 с.
2. Блехман И.И. Вибрационная механика. – М.: Физматлит, 1994. – 400 с.
3. Блехман И.И. Синхронизация динамических систем. – М.: Наука, 1971. – 896 с.
4. Рагульскис К.М. Кратная синхронизация механических вибраторов // Труды АН ЛитССР. Сер. Б. – 1963. – №. 1 (32). – С. 139–143.
5. Ярошевич Н.П. Сложные случаи в теории самосинхронизации механических вибровозбудителей. – Луцк: ЛДТУ, 2005. – 192 с.
6. Томчина О.П., Кудрявцева И.М., Галицкая В.А. Алгоритмы управление кратной синхронизацией для двухроторных вибрационных установок // В кн. Нелинейные проблемы теории колебаний и теории управления. Вибрационная механика. ИПМаш РАН. – СПб.: Наука, 2009. – С. 456–475.
7. Гончаревич И.Ф. Вибротехника в горном производстве [Текст]/И.Ф. Гончаревич. – М.: Недра, 1992.-319 с.
8. Erlenstadt G. Die DF-Siebmaschine [Text] // Aufbereitungs-Technik. – 1972. – V.13. – №7. – S. 432–434.
9. Modrzewski R. Oscillating Motion of a Double-Frequency Screen [Text] / R. Modrzewski. P. Wodziski // Gornictwo I Geoinżynieria. 33, z.4, 2009. – S. 209-219.
10. Букин С.Л. Интенсификация технологических процессов вибромашин путем реализации бигармонических режимов работы [Текст] / С.Л. Букин, С.Г. Маслов, А.П. Лютый, Г.Л. Резниченко // Збагачення корисних копалин: наук.-техн. зб. – 2009. – Вип. 36 (77) - 37 (78). – С. 81–89.
11. Шевченко Г.А. Поличастотные грохоты для разделения тонких сыпучих материалов [Текст] / Г.А. Шевченко, В.Г. Шевченко, А.Р. Кадыров // Збагачення корисних копалин: наук.-техн. зб. – 2009. – Вип. 36 (77)–38 (79). – С. 44–50.

12. Гарковенко Е.Е. Применение вибрационной техники с бигармоническим режимом колебаний при обогащении углей [Текст] / Е.Е. Гарковенко, Е.И. Назимко, С.Л. Букин и др. // Уголь Украины. – Май 2011. – С. 41–44.
13. Букин С.Л. Динамическая модель бигармонического виброгрохота нового типа [Текст] / С.Л. Букин, С.Г. Маслов // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: «Гірничо-електромеханічна». – 2008. – Вип. 16 (142). – С. 51–56.
14. Букин С. Л. Исследования четырехвibratorной инерционной одномассовой вибромашины в стационарном режиме [Текст] / С.Л. Букин, С.Г. Маслов, Р.А. Шолда // Прогресивні технології і системи машинобудування: міжнар. зб. наук. пр. / Донец. нац. техн. ун-т. – Донецьк: ДонНТУ, 2014. – Вип. 1 (47) – С.49–60.
15. Патент України на винахід №86267 [Текст] / С.Л. Букин, С.Г. Маслов, О.П. Лютыи // Інерційний грохот. Заявка № а2007 04711 В07В1/40, 27.04.2007 р. Дата публікації 10.04.2009, бюл. №7.
16. Ярошевич М.П., Сылывонюк А.В., Ярошевич Т.С., Забродец И.П. О самосинхронизации двух бигармонических виброизбудителей на несущем твердом теле, совершающем плоские колебания. Вибрационные технологии, мехатроника и управляемые машины: Сб. научных статей: Т. 2. – Юго-Западный университет. – Курск, 2014. – С. 333–339.
17. Ярошевич М.П. Самосинхронізація дебалансних збудників з кратними частотами обертання у вібраційних машинах з плоским рухом робочого органа [Текст] / М.П. Ярошевич, В.М. Тимошук, А.В. Силивонюк // Зб. наук. праць Львівського нац. унів.: Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2011. – Вип 45. – С. 256–262.
18. Патент України на винахід № 99494 [Текст] / Т.С. Ярошевич, М.П. Ярошевич, А.В. Силивонюк, І.П. Забродец // Вібраційний майданчик з бігармонічними коливаннями. В28В 1/08 (2006.01), 08.12.2014р. Дата публікації 10.06.2015, бюл. №11.
19. Лазарев Ю. Ф. Моделирование процессов и систем в MATLAB: Учебный курс. – СПб.: Питер; Киев: Издательская группа ВHV, 2005. – 512 с.
20. SimMechanics User's Guide. Version 2. The MathWorks, Inc., November 2002. – 522 p.
21. И.В. Черных. "Simulink: Инструмент моделирования динамических систем": Электрон. дан. – М., 2012.
22. Моделирование электротехнических устройств в MATLAB SimPowerSystems Simulink И.В. Черных. Электрон. дан. – М., 2012 – Режим доступа: <http://radiomechanic.net/procheye-spravochnaya-literatura/1704-modelirovanie-v-matlab.html>. – Загл. с экрана.
23. Чабан В.Й. Математичне моделювання електромеханічних процесів / В.Й. Чабан. – Львів: вид-во держ. ун-ту «Львівська політехніка», 1997. – 342 с.
24. Блехман И.И., Ярошевич М.П. Переходные режимы в инерционно-возбуждаемых послерезонансных вибрационных устройствах с несколькими степенями свободы несущей системы. // В кн. Нелинейные проблемы теории колебаний и теории управления. Вибрационная механика. ИПМаш РАН. – СПб.: Наука, 2009. – С. 110–122.
25. Мощинский Ю.А. Определение параметров схемы замещения асинхронных машин по каталожным данным / Ю.А. Мощинский, В.Я. Беспалов, А.А. Кириякин. // Электричество. – 1998. – № 4. – С. 38–42.
26. Усольцев А.А. Определение параметров модели асинхронного двигателя по справочным данным / А.А. Усольцев, Д.В. Лукичев // Известие высших учебных заведений. Приборостроение. – 2005. – № 12. – С. 35–41.

REFERENCES

1. Blehman, I. (2013). *Teoriya vibratsionnykh protsessov i ustroystv. Vibratsionnaya mehanika i vibratsionnaya tehnika*. St. Petersburg, «Ruda i Metallyi» Publ., 640 p.
2. Blehman, I. (1994). *Vibratsionnaya mehanika*. Moscow, Fizmatlit Publ., 400 p.
3. Blehman, I. (1971). *Sinhronizatsiya dinamicheskikh sistem*. – Moscow, Nauka Publ., 896 p.
4. Ragulskis, K. (1963). Kratnaya sinhronizatsiya mehanicheskikh vibratorov. *Trudy AN LitSSR*. Ser. B. no I (32), pp. 139–143.
5. Yaroshevich, N. (2005). *Slozhnyie sluchai v teorii samosinhronizatsii mehanicheskikh vibrovzbuditeley*. Lutsk, LDTU Publ., 192 p.
6. Tomchina, O., Kudryavtseva, I. & Galitskaya, V. (2009). Algoritmy upravlenie kratnoy sinhronizatsiey dlya dvuhrotornykh vibratsionnykh ustanovok. *Nelineynyye problemy teorii kolebaniy i teorii upravleniya. Vibratsionnaya mehanika. IPMash RAN*. St. Petersburg, Nauka Publ., pp. 456–475.
7. Goncharevich, I. (1992). *Vibrotehnika v gornom proizvodstve*. Moscow, Nedra Publ., 319 p.
8. Erlenstadt, G. (1972). Die DF-Siebmaschine. *Aufbereitungs-Technik*. Vol. 13. no. 7., pp. 432–434.
9. Modrzewski, R. & Wodziński, P. (2009). Oscillating Motion of a Double-Frequency Screen. *Gornictwo I Geoinżynieria*. 33, z.4., pp. 209–219.
10. Bukin, S., Maslov, S., Lyutyiy, A. & Reznichenko, G. (2009). Intensifikatsiya tehnologicheskikh protsessov vibromashin putem realizatsii bigarmonicheskikh rezhimov raboty. *Zbagachennya korisnih kopalyn*: nauk.-tehn. zb. Vol. 36 (77) - 37 (78). Pp. 81–89.
11. Shevchenko G. & Kadyirov, A. (2009). Polichastotnyie grohoty dlya razdeleniya tonkikh syipuchih materialov. *Zbagachennya korisnih kopalyn*: nauk.-tehn. zb. Vip. 36 (77)–38 (79). Pp. 44–50.
12. Garkovenko, E., Nazimko, E., Bukin, S. et al. (2011). Primenenie vibratsionnoy tehniki s bigarmonicheskimi rezhimami kolebaniy pri obogaschenii ugley. *Ugol Ukrainy*. no. 5 May. Pp. 41–44.
13. Bukin, S. & Maslov, S. (2008). Dinamicheskaya model bigarmonicheskogo vibrogrohoty novogo tipa *Naukovi pratsi Donetskogo natsionalnogo tehniknogo universitetu. Seriya: «Girnichoelektromehanična»*. Vol. 16 (142). Pp. 51–56.
14. Bukin S., Maslov, S. & Sholda, R. (2014). Issledovaniya chetyrehvibratornoy inertsiionnoy odnomassovoy vibromashiny v statsionarnom rezhime. *Progresivni tehnologiyi i sistemi mashinobuduvannya: mizhnar. zb. nauk. pr.* Vol. 1 (47). Donetsk, DonNTU Publ., pp. 49–60.

15. BukIn, S., Maslov, S. & Lyutyiy O. (2009). *Inertial vibrating machine*. [Inertsyyniy grohof]. Patent UA no. 86267
16. Yaroshevich, M., Sylyvonyuk, A., Yaroshevich, T. & Zabrodets, I. (2014). O samosinhronizatsii dvuh bigarmonicheskikh vibrozbuditeley na nesuschem tverdom tele, sovershayuschem ploskie kolebaniya. *Vibratsionnyie tehnologii, mehatronika i upravlyaemye mashiny*: Sb. nauchnykh statey: Vol. 2. Kursk, Yugo-Zapadnyiy universitet Publ., pp. 333–339.
17. Yaroshevich M., Timoschuk, V. & Silivonyuk, A. (2011). Samosinhronizatsiya debalansnih zbudnikov z kratnimi chastotami obertannya u vibratsyynih mashinah z ploskim ruhom rabochogo organa. *Avtomatizatsiya virobnychih protsesiv u mashinobuduvanni ta priladobuduvanni*. Vol. 45. Pp. 256–262.
18. Yaroshevich, T. Yaroshevich, M. Silivonyuk, A. & Zabrodets, I. (2015). *Vibration platform with biharmonic vibrations*. [Vibratsyyniy maydanchik z bigarmonichnymi kolivannyami]. Patent UA no. 99494.
19. Lazarev, Yu. (2005). *Modelirovanie protsessov i sistem v MATLAB: Uchebnyiy kurs*. St. Petersburg, Piter Publ., 512 p.
20. *SimMechanics User's Guide. Version 2*. The MathWorks, Inc., November 2002. 522 p.
21. Chernyih, I. (2012). *Simulink: Instrument modelirovaniya dinamicheskikh system*. Moscow, Elektron. dan. Publ.
22. Chernyih, I. (2012). *Modelirovanie elektrotehnicheskikh ustroystv v MATLAB SimPowerSystems Simulink*. Moscow, Elektron. dan. Publ. Available at: <http://radiomechanic.net/procheye-spravochnaya-literatura/1704-modelirovanie-v-matlab.html>.
23. Chaban, V. (1997). *Matematichne modelyvannya elektromechanichnih protsesiv*. Lviv, Lvivska politehnika Publ., 342 p.
24. Blehman, I. & Yaroshevich M. (2009). Perehodnyie rezhimy v inertsiionno-vozbuzhdaemyih poslerezonansnyih vibratsionnyih ustroystvah s neskol'kimi stepenyami svobody nesuschei sistemyi. *Nelineynyye problemyi teorii kolebaniy i teorii upravleniya. Vibratsionnaya mehanika. IPMash RAN*. – St. Petersburg, Nauka Publ., pp. 110–122.
25. Moschinskiy, Yu., Bepalov, V. & Kiryakin, A. (1998). Opredelenie parametrov shemyi zamescheniya asinhronnyih mashin po katalozhnyim dannym. *Elektrichestvo*. No. 4. Pp. 38–42.
26. Usoltsev A. & Lukichev, D. (2005). Opredelenie parametrov modeli asinhronnogo dvigatelya po spravochnyim dannym. *Izvestie vysshih uchebnyih zavedeniy. Priborostroenie*. No. 12. Pp. 35–41.

A. Sylyvonyuk. Research of dynamics of the machine with harmonic vibration exciters in the package Simulink, Matlab environment.

Developed a dynamic model for research the machine with biharmonic vibration exciters and flat character of the movement of the carrier body in the package Simulink, environment MATLAB. The advantages of the use of Simulink library and SimPowerSystems the simulation of this class of machines. The results of computer simulation in steady-state operation.

Keywords: vibration machine, self-synchronization, the unbalance exciter, harmonic vibration machine, MATLAB, Simulink. SimPowerSystems.

A.B. Сильвонюк. Исследование динамики вибрационной машины с бигармоническими возбудителями в пакете Simulink, среды MATLAB.

Разработана динамическая модель для исследования вибрационной машины с бигармоническими возбудителями и плоским характером движения несущего тела в пакете Simulink, среды MATLAB. Показаны преимущества по использованию библиотек Simulink и SimPowerSystems при моделировании такого класса машин. Приводятся результаты компьютерного моделирования в установленном режиме работы.

Ключевые слова: вибрационная машина, самосинхронизация, дебалансный вибровозбудитель, бигармоническая вибрационная машина, MATLAB, Simulink. SimPowerSystems.

АВТОР:

СИЛИВОНЮК Андрій Володимирович, к.т.н., доцент кафедри обладнання лісового комплексу та теорії механізмів машин, Луцький національний технічний університет; e-mail: andriy.sylyvonyuk@gmail.com

AUTHOR:

Andriy SYLYVONYUK, Ph.D., Assistant Professor of Forest Complex Equipment and Theory of Machines Mechanisms, Lutsk National Technical University; e-mail: andriy.sylyvonyuk@gmail.com

Стаття надійшла в редакцію 17.09.2015р.

Таран І.А., Новицький А.В., Литвин В.В.
Національний горний університет

РАЗРАБОТКА УНИВЕРСАЛЬНОЙ МОДЕЛИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СЕБЕСТОИМОСТИ ПЕРЕВОЗОЧНОГО ПРОЦЕССА ПАССАЖИРОВ В ГОРОДСКИХ УСЛОВИЯХ

Современное состояние тарифообразования на городских автобусных маршрутах характеризуется недостаточно должным контролем со стороны государственных органов. Зачастую данная ситуация приводит к экономически необоснованным тарифам, которые увеличивают расходы населения на перемещения. Данное явление вызывает социально-экономические проблемы и негативно сказывается на работе других отраслей экономики города. В связи с этим возникает задача определения такого уровня платы за проезд, который обеспечит доступность данной услуги для большинства представителей той социальной группы, на которую эта услуга ориентирована. В настоящее время отсутствует достаточно формализованный подход при формировании тарифов, который максимально учитывает технологические особенности перевозочного процесса пассажиров на отдельно взятом маршруте, обеспечивая при этом как социальную составляющую, так и экономические потребности автотранспортных предприятий. В работе авторами разработана модель для определения себестоимости перевозки пассажиров, которая представляет собой функцию от количества остановок на маршруте, контрольного расхода топлива, цены топлива, длины маршрута и количества пассажиров, перевезенных за рейс. Данная модель позволяет максимально полно учитывать технологические и экономические особенности перевозочного процесса пассажиров на отдельно взятом маршруте и может быть применена при формировании тарифной политики на услуги общественного автомобильного транспорта в городских условиях.

Ключевые слова: себестоимость, тариф, переменные и постоянные затраты, маршрут, расход топлива, автобус.

Постановка проблемы. К числу важнейших отраслей жизнеобеспечения любого современного города относится общественный пассажирский транспорт, от функционирования которого зависит как работа хозяйственного комплекса, так и качество жизни населения. За последние годы экономический кризис негативно отразился на работе городского пассажирского транспорта (ГПТ), следствием этого стало уменьшение финансирования отрасли, за счет чего наблюдается существенное сокращение количества подвижного состава, работающего на городских маршрутах и снижение качества организации пассажирских перевозок. Все это привело к тому, что развитие ГПТ существенно отстает от потребностей населения в передвижениях, что вызывает социально-экономические проблемы и негативно сказывается на работе других отраслей экономики города. Также следует отметить, что на сегодняшний день ГПТ является наиболее социально ориентированным видом транспорта, поскольку основными его пассажирами становятся люди с доходами ниже среднего уровня: школьники, студенты, льготные категории граждан и т.д.

Данный факт обуславливает необходимость учета максимального количества экономических, технологических и эксплуатационных факторов при формировании тарифной политики на услуги ГПТ, а заказчиком перевозок, (которым выступают органы местного самоуправления), должен обеспечиваться в первую очередь социальный фактор – необходимость обеспечения достаточного транспортного обслуживания населения с учетом реальной платежеспособности потребителей транспортных услуг [1]. В связи с этим возникает задача определения такого уровня платы за проезд, который обеспечит доступность данной услуги для большинства представителей той социальной группы, на которую эта услуга ориентирована.

К сожалению, приходится констатировать, что процедура тарифообразования в г. Днепропетровске отличается непрозрачностью, лоббированием интересов отдельных участников рынка и ориентированием некоторых перевозчиков на получение «сверхприбыли». Так результаты проведенного мониторинга уровня тарифов показали, что стоимость проезда в общественном автомобильном транспорте в г. Днепропетровске выше в среднем на 30% чем в других областных центрах Украины. Последнее повышение тарифов на проезд произошло 14 марта 2015 года. Граничный тариф составил 6,0 грн., на социально значимых и маршрутах, обслуживаемых автобусами большой вместимости, – 3,5-5,0 грн., на остальных – 5,0-5,5 грн. Данное повышение привело к существенному увеличению социальной напряженности среди жителей города, так как в большинстве городов Украины стоимость проезда составляет 3,0-4,5 грн. Также следует отметить

отсутствие обещанной дифференциации тарифа в зависимости от длины маршрута, которое четко прослеживается на рис. 1. Длины маршрутов, плата за проезд на которых установлена в размере 4,0 грн., изменяются в очень большом диапазоне от 2,6 до 24,6 км, в то время, как на других маршрутах, имеющих такую же длину тариф составляет от 3,0 грн. до 6,0 грн.

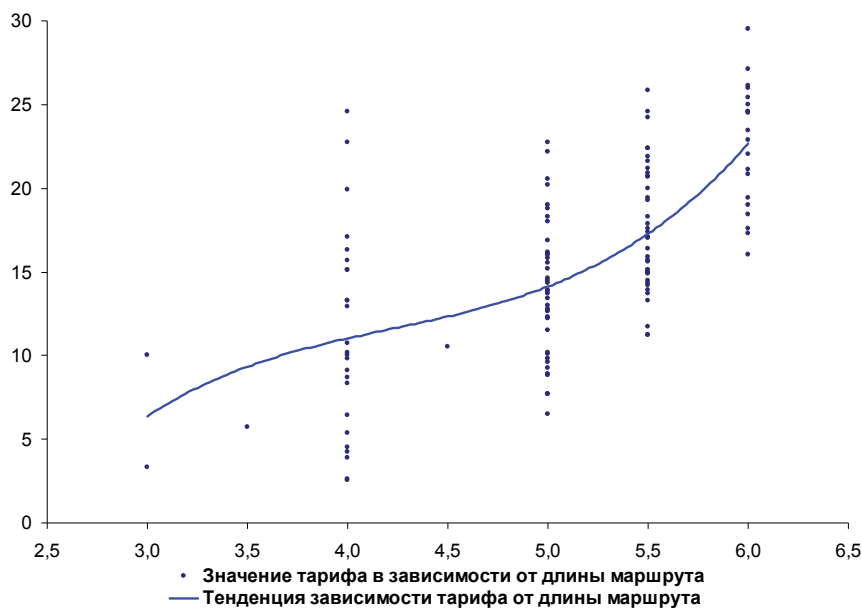


Рисунок 1 – Распределение тарифов на проезд в зависимости от длины маршрутов

С другой стороны, при обсуждении вопроса о повышении стоимости на проезд, необходимо согласиться и с аргументами автотранспортных перевозчиков (АТП), т.к. за последний год в связи с девальвацией национальной валюты себестоимость большинства калькуляционных статей увеличилась в среднем на 20-40%.

Следует так же отметить, что действующая маршрутная сеть была разработана без привлечения профильных специалистов на основании недостоверных данных о величине и распределении пассажирских корреспонденций. Данная ситуация привела к тому, что большинство маршрутов вынуждены функционировать в условиях недобросовестной конкуренции, что соответственно отрицательно сказывается на рентабельности их работы.

Анализ последних исследований. Система тарифов принципиально может предусматривать разные варианты оплаты пассажирами проезда на маршрутах городского пассажирского транспорта. В практике пассажирских перевозок, как правило, применяется система единого тарифа и система дифференцированных тарифов. При системе единого тарифа стоимость проезда пассажира не зависит от расстояния поездки в пределах одного маршрута. Дифференцированные тарифы предусматривают оплату за проезд пассажирами в зависимости от расстояния их поездки [2, 3]. Так, например, в работе [4] представлены результаты исследований по определению влияния протяженности маршрута на величину тарифа. Авторами предлагается использование следующей функциональной зависимости:

$$T = \frac{0,59(L_m - 15) \cdot (L_m - 10)}{50} - \frac{0,73(L_m - 5) \cdot (L_m - 15)}{25} + \frac{0,84(L_m - 5) \cdot (L_m - 10)}{25}, \quad (1)$$

где L_m – длина маршрута, км.

Очевидными недостатками предлагаемой модели является изучение влияния только одного технологического показателя и большое количество эмпирических коэффициентов, которые не учитывают изменение экономических составляющих перевозочного процесса.

На практике органы местного управления выбирают один из трех способов назначения тарифа:

- 1) применение жестко фиксированного тарифа, то есть установление единой платы за проезд, которая может изменяться только по решению данного органа управления;
- 2) установление верхней границы тарифа; при этом АТП имеет право снижать провозную плату, добиваясь тем самым для себя конкурентных преимуществ;

3) установление «вилки», то есть фиксированной верхней и нижней границ провозной платы. Если установление верхнего предела связано с учетом социальных факторов, то нижний предел фиксируется для ограничения ценовой конкуренции.

В настоящее время образование тарифа на пассажирские перевозки по всем видам сообщений происходит по принципу «издержки плюс рентабельность», то есть, к расчетной себестоимости услуги прибавляется определенный процент рентабельности [5]. В соответствии с [2], необходимая для функционирования и развития транспортного предприятия рентабельность составляет 15%.

Однако структура действующих тарифов в большинстве случаев не соответствует реальным значениям себестоимости перевозочного процесса. Данная ситуация может объясняться следующими обстоятельствами [6]:

- при определении тарифов, перевозчиками используется нормативная себестоимость, которая, как правило, весьма существенно отличается от фактических затрат (которые могут быть как выше, так и ниже нормативных величин): при использовании отраслевых нормативов не учитывается специфика деятельности конкретного АТП, а некоторые статьи затрат, в частности общехозяйственные расходы, практически не поддаются нормированию;
- специфика бухгалтерского учета обуславливает тот факт, что себестоимость услуг пассажирских перевозчиков не является экономически обоснованной и зачастую не отражает реальных затрат перевозчика по оказанию услуги;
- получение сверхприбыли из-за недостаточного учета ее получения или совсем его отсутствия.

В настоящее время оценка результатов хозяйственной деятельности предприятия пассажирского транспорта, а также их экономическое стимулирование производятся исходя из выполнения показателей пассажирооборота, производительности труда, прибыли и в первую очередь себестоимости перевозочного процесса.

Формулу для определения себестоимости перевозки одного пассажира на i -м рейсе, по которой предприятие определяет свои издержки, можно представить в следующем виде [2]:

$$S_{1насс}^i = \frac{l_{cp}}{q_n \cdot \gamma \cdot \beta \cdot \eta_{см}} \cdot \left(C_{пер} + \frac{C_{пост}}{V_э} \right), \quad (2)$$

где l_{cp} – средняя длина ездки одного пассажира, км;

q_n – номинальная пассажироместимость транспортного средства, пасс.;

γ – коэффициент использования пассажироместимости;

β – коэффициент использования пробега;

$\eta_{см}$ – коэффициент сменности;

$C_{пер}$ – переменные затраты (затраты на приобретение топлива, ГСМ, шин, амортизацию транспортных средств, осуществление их технического обслуживания (ТО) и ремонта (Р)), грн./км;

$C_{пост}$ – постоянные затраты (фонд оплаты труда (ФОТ), начисления на ФОТ, социальные начисления, общехозяйственные расходы), грн./ч;

$V_э$ – эксплуатационная скорость транспортного средства, км/ч.

Анализ зависимости (2) позволяет сделать вывод о том, что на себестоимость перевозочного процесса, кроме величины переменных и постоянных затрат, значительное влияние оказывают такие технико-эксплуатационные показатели перевозочного процесса как средняя длина ездки одного пассажира (которая в большинстве случаев коррелируется с длиной маршрута), номинальная вместимость автобусов, коэффициенты использования пассажироместимости и пробега, коэффициент сменности.

Городские автобусные маршруты г. Днепропетровска отличаются большим разнообразием данных показателей. За период с 2009 по 2015 г.г. в рамках написания дипломных работ студентами кафедры управления на транспорте ГВУЗ «Национальный горный университет» регулярно проводились обследования пассажиропотоков, на основании которых рассчитывались технико-эксплуатационные показатели (ТЭП) работы автобусов на действующих маршрутах города. Результаты выполненных обследований и расчетов представлены на рис. 2-4.

Анализ информации представленной на рис. 2-4 позволяет сделать вывод о том, что маршруты г. Днепропетровска обладают значительным разнообразием значений средней длины ездки, эксплуатационной скорости и коэффициента сменности. Между длиной маршрута и

значениями данных показателей корреляционные зависимости прослеживаются очень слабо или вообще не прослеживаются. Поэтому применение единого тарифа как неприемлемо с точки зрения социальной политики, так и экономически необоснованно.

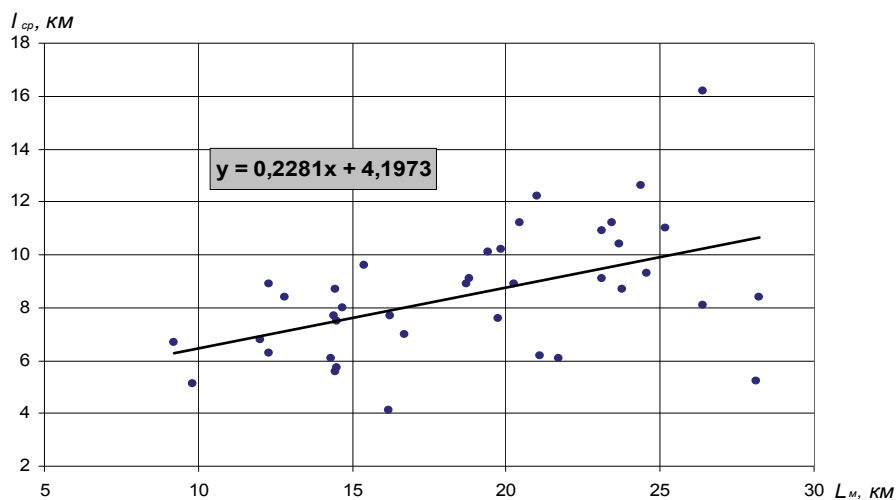


Рисунок 2 – Распределение значений средней длины ездки одного пассажира

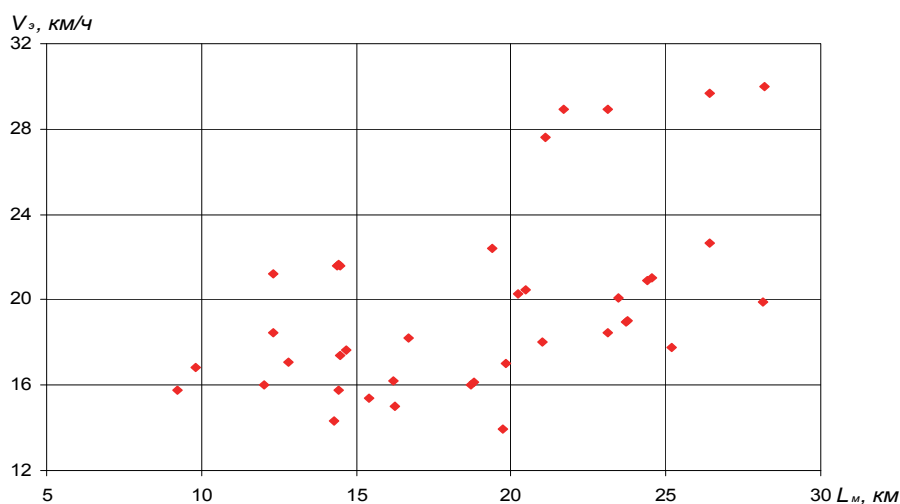


Рисунок 3 – Распределение значений эксплуатационной скорости

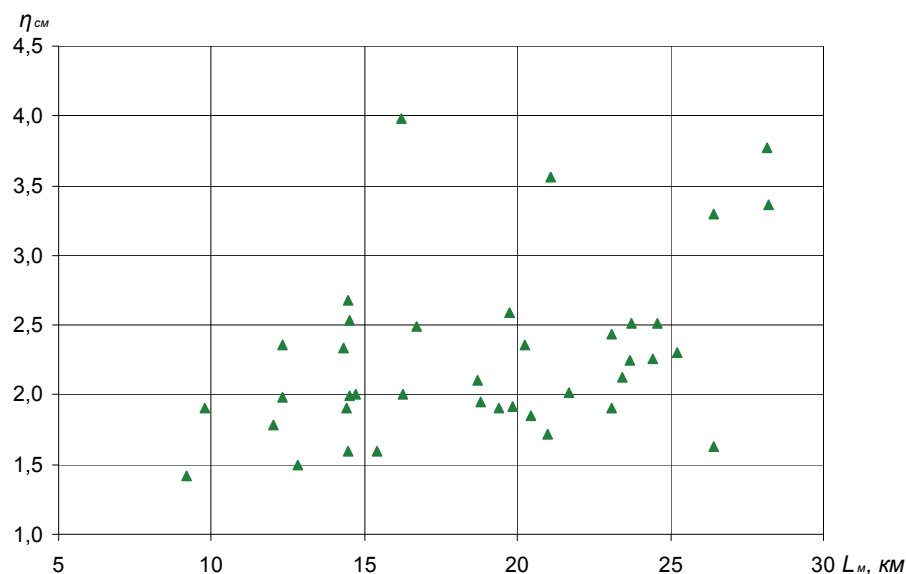


Рисунок 4 – Распределение значений коэффициента сменности

Поэтому **целью работы** является разработка универсальной модели для определения себестоимости (и соответственно тарифа) которая максимально учитывает технологические особенности перевозочного процесса пассажиров на отдельно взятом маршруте, обеспечивая при этом как социальную составляющую, так и экономические потребности автотранспортных предприятий.

Результаты исследований. По мнению авторов, разрабатываемая модель должна описывать значение тарифа на услуги городского автобусного транспорта как функцию от количества остановок на маршруте, контрольного расхода топлива, цены топлива, длины маршрута и количества пассажиров, перевезенных за рейс. Представим зависимость (2) в следующем виде:

$$S_{\text{inacc}}^i = \frac{l_{cp}}{Q_p^i} \cdot \left(C_{\text{nep}} + \frac{C_{\text{носм}}}{V_3} \right), \quad (3)$$

где Q_p^i – количество пассажиров, перевезенных за рейс, пасс.

Значение средней длины ездки одного пассажира предлагается рассчитывать как функцию от длины маршрута (рис. 2):

$$l_{cp} = 4,2 + 0,23 \cdot L_m. \quad (4)$$

К переменным затратам АТП относятся:

- затраты на топливо Z_m ;
- затраты на смазочные материалы Z_{cm} ;
- затраты на шины $Z_{ш}$;
- затраты на проведение работ по ТО и ремонту $Z_{\text{ТО,Р}}$;
- затраты на аккумуляторные батареи $Z_{\text{АКБ}}$.

Величина переменных затрат может быть выражена с помощью коэффициента a , учитывающего удельный вес затрат на топливо в общей сумме переменных затрат:

$$C_{\text{nep}} = \frac{Z_m}{a}, \quad (5)$$

где a – удельный вес затрат на топливо в общей сумме переменных затрат:

$$a = \frac{Z_m}{Z_m + Z_{cm} + Z_{ш} + Z_{\text{ТО,Р}} + Z_{\text{АКБ}}}. \quad (6)$$

Анализ составляющих себестоимости перевозок, которые были предоставлены ведущими АТП г. Днепропетровска состоянием на апрель 2014 г. свидетельствует, что значение коэффициента a на типовых АТП изменяется в пределах 0,802-0,846. Принимаем среднее значение $a=0,82$ (коэффициент a может приниматься индивидуально для любого маршрута или АТП).

Затраты на топливо за рейс рассчитываются исходя из цены за 1 л топлива, среднего расхода топлива на 100 км и длины маршрута:

$$Z_m = \frac{\overline{R}_{cp} \cdot C_m \cdot L_m}{100}, \quad (7)$$

где \overline{R}_{cp} – средний расход топлива транспортного средства за рейс, л/100 км;

C_m – цена топлива, грн./л.

Значение \overline{R}_{cp} определяется следующим образом:

$$\bar{R}_{cp} = K_z \cdot R_m, \quad (8)$$

где K_z – коэффициент, учитывающий эксплуатацию автобусов в городских условиях, согласно информации по расчете себестоимости перевозочного процесса, предоставленной типовыми АТП, в дальнейших расчетах принимаем $K_z=1,1$;

R_m – средний расход топлива автобуса в течение рейса:

$$R_m = H_k \cdot m, \quad (9)$$

где H_k – норма контрольного расхода топлива, л/100 км;

m – коэффициент, учитывающий изменение расхода топлива в зависимости от количества остановок на маршруте; значения коэффициента m были экстраполированы по результатам моделирования перевозочного процесса пассажиров с помощью программного комплекса «МВК» (рис. 5):

$$m = 1,045 + 0,046 \cdot n_{ост}. \quad (10)$$

Таким образом, зависимость (5) может быть представлена в следующем виде:

$$C_{пер} = \frac{K_z \cdot H_k \cdot (1,045 + 0,046 \cdot n_{ост}) \cdot \Pi_m}{100 \cdot a}. \quad (11)$$

К постоянным затратам АТП относятся:

- затраты на амортизацию Z_A ;
- фонд оплаты труда $Z_{фот}$;
- социальные отчисления $Z_{соц}$;
- общехозяйственные расходы $Z_{хоз}$;
- административные расходы $Z_{адм}$.

Величина постоянных затрат может быть выражена с помощью коэффициента b , который представляет собой соотношение постоянных и переменных затрат:

$$b = \frac{C_{пост}}{C_{пер}}. \quad (12)$$

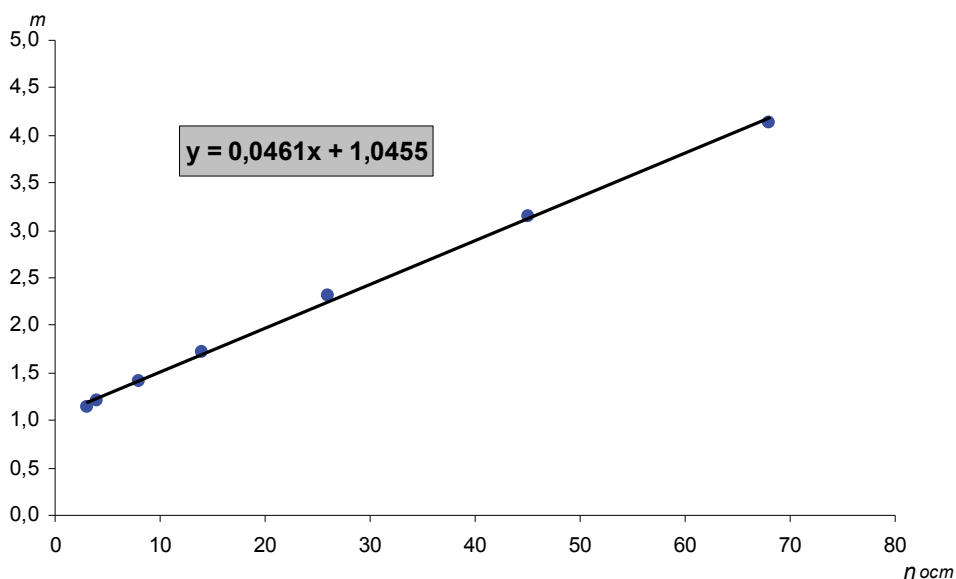


Рисунок 5 – Зависимость корректирующего коэффициента m от количества остановок на маршруте

Анализ составляющих себестоимости перевозок, которые были предоставлены ведущими АТП г. Днепропетровска состоянием на апрель 2014 г. [2] свидетельствует, что значение коэффициента b

на типовых АТП изменяется в пределах 0,398...0,991. Принимаем среднее значение $b=0,69$ (коэффициент b может приниматься индивидуально для любого маршрута или АТП).

Постоянные затраты, в отличие от переменных, определяются в гривнах за единицу времени, в данном случае – за рейс. Зависимость продолжительности рейса от количества остановок на маршруте можно описать следующей зависимостью:

$$t_p = \frac{L_m}{V_T} + 0,5 \cdot n_{ост}. \quad (13)$$

где V_T – техническая скорость автобуса на маршруте, км/ч;

где $n_{ост}$ – количество остановочных пунктов на маршруте;

0,5 – средняя продолжительность простоя автобуса на одном остановочном пункте.

На основании зависимостей (11-13) формула для определения постоянных затрат АТП на перевозку одного пассажира за рейс принимает следующий вид:

$$C_{носм} = \frac{b \cdot K_z \cdot (0,54 \cdot n_{ост} + H_k) \cdot \Pi_m \cdot L_m \cdot 60}{100 \cdot a \cdot (L_m/V_T + 0,5 \cdot n_{ост})}. \quad (14)$$

Эксплуатационная скорость автобуса на маршруте рассчитаем по следующей зависимости:

$$V_э = \frac{60 \cdot L_m}{t_p + 10}, \quad (15)$$

где 10 – наиболее типовое значение продолжительности времени простоя автобусов на конечных остановках для г. Днепропетровска, мин.

Учитывая зависимости (2-15) можно окончательно представить зависимость для определения себестоимость перевозки одного пассажира на i -том рейсе (грн./пасс.):

$$S_{1насс}^i = \frac{l_{сп}}{Q_p^i} \cdot \left(C_{пер} + \frac{C_{носм}}{V_э} \right) \Rightarrow S_{1насс}^i = \frac{4,2 + 0,23 \cdot L_m}{Q_p^i} \cdot \left[\frac{K_z \cdot (0,54 \cdot n_{ост} + H_k) \cdot \Pi_m}{100 \cdot a} + \frac{\frac{b \cdot K_z \cdot (0,54 \cdot n_{ост} + H_k) \cdot \Pi_m \cdot L_m \cdot 60}{100 \cdot a \cdot t_p}}{\frac{60 \cdot L_m}{L_m/V_T + 0,5 \cdot n_{ост}} + 10} \right] \Rightarrow \quad (16)$$

$$\Rightarrow S_{1насс}^i = \frac{(4,2 + 0,23 \cdot L_m) \cdot K_z \cdot (0,54 \cdot n_{ост} + H_k) \cdot \Pi_m}{100 \cdot Q_p^i \cdot a} \cdot \left[1 + b \cdot \left(1 + \frac{10}{L_m/V_T + 0,5 \cdot n_{ост}} \right) \right]$$

Согласно [2], тариф на перевозку пассажиров на i -том рейсе должен рассчитываться по следующей формуле:

$$T_{1насс}^i = S_{1насс}^i \cdot (1 + R), \quad (17)$$

где R – рентабельность (в соответствии с [7], обычно составляет 15%).

Вывод. Таким образом, разработанная модель для определения себестоимости (и соответственно тарифа) позволяет максимально полно учитывать технологические и экономические особенности перевозочного процесса пассажиров на отдельно взятом маршруте и может быть применена при формировании тарифной политики на услуги общественного автомобильного транспорта в городских условиях.

1. Родионов А.Ю. Методические рекомендации по вопросам организации транспортного обслуживания населения муниципальных образований / А.Ю. Родионов. М.: Высшая школа, 2005. – 89с.

2. Шефтер Я. И. Разработка методических рекомендаций по тарифообразованию на пассажирские перевозки в городском и пригородном сообщении / Я. И. Шефтер. – М.: НИИАТ, 2005. – 64 с.

3. Спирин И. В. Перевозка пассажиров городским транспортом / И. В. Спирин. М.: Академкнига, 2004. – 413 с.

4. Доля К.В. Щодо тарифоутворення на автобусних маршрутах міського пасажирського транспорту // Комунальне господарство міст: Науково-технічний збірник. – Х. ХНАМГ. – 2010. – Вип. 95. С. 221 – 226.

5. Анисимов А. П. Экономика, организация и планирование работы автомобильного транспорта / А. П. Анисимов, В. К. Юфин. – М.: Транспорт, 1980. – 328 с.

6. Нагорный Е.В. Коммерческая работа на автомобильном транспорте / Е.В. Нагорный, Н.Ю. Шраменко: учебник. Харьков: ХНАДУ, 2010. – 324 с.

REFERENCES

1. Rodionov, A. (2005). Guidelines on the organization of the transport service of the population of municipalities [*Metodicheskie rekomendacii po voprosam organizacii transportnogo obsluzhivaniya naselenija municipal'nyh obrazovanij*]. Moscow, Higher school Publ. 89p.
2. Shefter, Ja. (2005). Development of guidelines for tariff setting for passenger transport in urban and suburban traffic [*Razrabotka metodicheskikh rekomendacij po tarifoobrazovaniju na passazhirskie perevozki v gorodskom i prigorodnom soobshhenii*]. Moscow, NIIAT Publ. 64 p.
3. Spirin, I. (2004). Transportation of passengers by public transport [*Perevozka passazhirov gorodskim transportom*]. Moscow, Akademkniga Publ. 413 p.
4. Dolja, K. (2010). Regarding the tariff on the bus routes of public passenger transport. [*Shhodo tarifoutvorennja na avtobusnih marshrutah mis'kogo pasazhirs'kogo transportu*] // Komunal'ne gospodarstvo mist. Vol.95. Har'kov, HNAMEG Publ., pp. 221 – 226.
5. Anisimov, A. (1980). Economy, organization and planning of road transport [*Ekonomika, organizacija i planirovanie raboty avtomobil'nogo transporta*]. Moscow, Transport Publ. 328 p.
6. Nagornyj, E., Shramenko N. (2010). Commercial work in road transport [*Kommercheskaja rabota na avtomobil'nom transporte*]. Har'kov, HNADU Publ. 324 p.

Таран І.О., Новицький О.В., Литвин В.В. Розробка універсальної моделі для визначення собівартості перевізного процесу пасажирів в міських умовах

Сучасний стан тарифоутворення на міських автобусних маршрутах характеризується недостатньо належним контролем з боку державних органів. Найчастіше дана ситуація призводить до економічно необґрунтованих тарифів, які збільшують витрати населення на переміщення. Таке явище викликає соціально-економічні проблеми і негативно позначається на роботі інших галузей економіки міста. У зв'язку з цим виникає завдання визначення такого рівня плати за проїзд, який забезпечить доступність даної послуги для більшості представників тієї соціальної групи, на яку ця послуга орієнтована. В даний час відсутній достатньо формалізований підхід при формуванні тарифів, який максимально враховує технологічні особливості перевізного процесу пасажирів на окремо взятому маршруті, забезпечуючи при цьому як соціальну складову, так і економічні потреби автотранспортних підприємств. У роботі авторами розроблена модель для визначення собівартості перевезення пасажирів, яка являє собою функцію від кількості зупинок на маршруті, контрольної витрати палива, ціни палива, довжини маршруту та кількості пасажирів, перевезених за рейс. Дана модель дозволяє максимально повно враховувати технологічні та економічні особливості перевізного процесу пасажирів на окремо взятому маршруті і може бути застосована при формуванні тарифної політики на послуги громадського автомобільного транспорту в міських умовах.

Ключові слова: собівартість, тариф, змінні і постійні витрати, маршрут, витрата палива, автобус.

I. Taran, A. Novytski, V. Litvin. The development of a universal model for determining the cost of transportation of passengers in urban environments.

The modern state of tariffs on municipal bus routes is characterized by insufficient control from the side of public organs. Frequently this situation results in economically ground less tariffs that loosen the holds of population on moving. This phenomenon causes socio-economic problems and negatively affects at work of other industries of economy of city. In this connection there is a task of determination of such level of fare, that will provide availability of this service for most representatives of that task force to that this service is oriented. Currently, there is no sufficiently formalized approach in forming tariffs, which takes into account the most technological features of the transport process passengers on a particular route, while ensuring that as a social component, and economic needs of trucking companies. In-process authors worked out a model for determination of prime price of carrying passengers, that is a function from the amount of stopping for a route, control expense of fuel, cost of fuel, length of route and amount of the passengers transported for a voyage. This model allows us to take into account as fully as possible the technological and economic characteristics of the transport process passengers on a particular route and may be used in the formation of tariff policy on services of public road transport in urban areas.

Keywords: prime price, tariff, variable and permanent expenses, route, expense of fuel, bus.

АВТОРИ:

ТАРАН Ігор Олександрович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Управління на транспорті», Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», e-mail: taran_70@mail.ru.

НОВИЦЬКИЙ Олексій Володимирович, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри «Управління на транспорті», Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», e-mail: novitsk_a@mail.ru;

ЛИТВИН Вадим Вікторович, старший викладач кафедри «Управління на транспорті», Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», e-mail: pilgrimm_2007@mail.ru.

AUTHORS:

Igor TARAN, Doctor of Science in Technology, Professor, Head of Transport Management Department, National Mining University, e-mail: taran_70@mail.ru;

Alexey NOVYTSKI, PhD, Assoc. Professor of Transport Management Department, National Mining University, e-mail: novitsk_a@mail.ru;

Vadim LITVIN, senior lecturer of Transport Management Department, National Mining University, e-mail: pilgrimm_2007@mail.ru.

Стаття надійшла в редакцію 11.09.2015р.

Таран І.А., Трубицин М.Н., Клименко І.Ю.
Государственное ВУЗ «НГУ», г. Днепрпетровск, Украина**ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ОДНООСНЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРОВ
МЕТОДАМИ ЦЕЛОЧИСЛЕННОГО ПРОГРАММИРОВАНИЯ**

Получена обобщенная формула для передаточного отношения простейших планетарных редукторов. Вывод ее основан на геометрическом анализе углов поворота каждого звена механизма. Разработана методика проектирования планетарных редукторов, определяющая оптимальное количество зубцов шестерен методом прямого перебора всех возможных решений. Определены критерии оптимизации и условия их совместного рассмотрения в задаче проектирования редукторов. Проведена численная проверка разработанного алгоритма проектирования, подтвердившая возможность нахождения всех оптимальных решений. Разработана бинарная классификация простейших планетарных редукторов. Произведено сравнение критериев оптимизации проектируемых редукторов и определены варианты соединения и сравнения различных критериев. Подтверждена обобщенная формула передаточного отношения простейших планетарных редукторов.

Ключевые слова: гидрообъемно-механические трансмиссии шахтных дизелевозов, планетарный редуктор, бесступенчатая передача, передаточное отношение, оптимизация, целевая функция, метод Нелдера-Мида.

Дифференциальные передачи, включающие планетарные редуктора (ПР), являются обязательными элементами трансмиссий современных гусеничных и сельскохозяйственных машин, тракторов и шахтных локомотивов, где в нужных диапазонах вращения и мощности реализуется бесступенчатая передача от двигателя к ведущим колесам, [1, 2]. Учитывая возможное изменение (величины и направления), а также разделение потоков мощности, проходящих через ветви таких трансмиссий, задача определения рациональных параметров отдельных элементов сложных комплексов трансмиссий, рис.1, является несомненно актуальной для проектирования гидрообъемных механических трансмиссий (ГОМТ) особенно при многокритериальной (КПД трансмиссии, габаритные размеры, стоимость изготовления, вопросы прочности, надежности и др.) оптимизации.

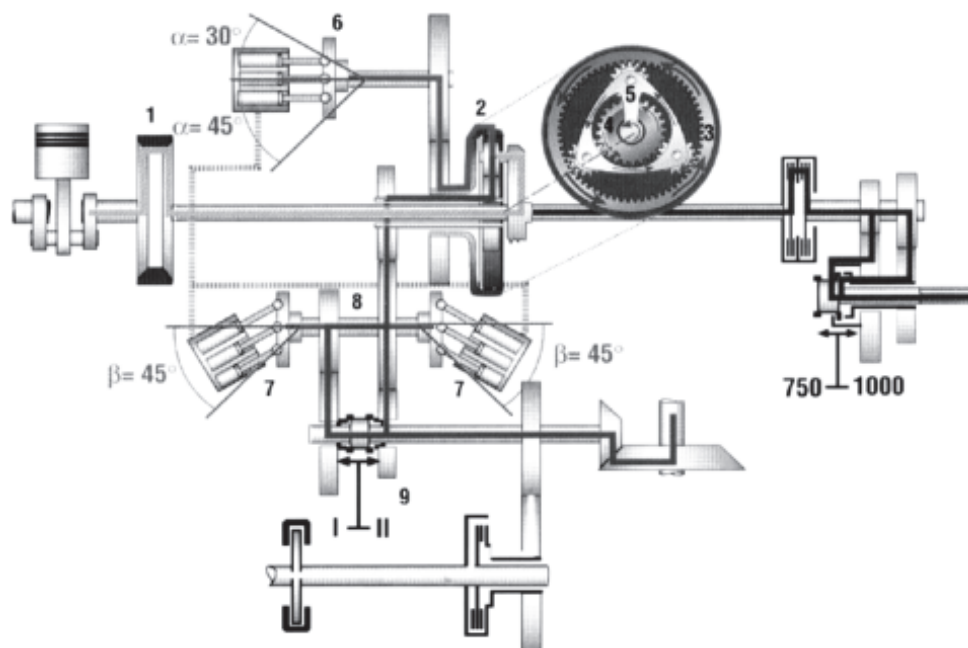


Рисунок 1 – Кинематическая схема ГОМТ Fendt-Vario:1 – демпфирующая муфта; 2- планетарная передача; 3 – коронная шестерня; 4 – солнечная шестерня; 5 – водило; 6 – гидронасос; 7 – гидромотор; 8 – суммирующий вал; 9 – муфта переключения диапазонов

С научной, вернее с точки зрения прикладной математики, задача проектирования и расчета ГОМТ является актуальной: во-первых, из-за большого количества исследуемых и взаимосвязанных параметров отдельных узлов трансмиссий; во-вторых, из-за целочисленности таких параметров, как количество зубьев шестерен ПР; и в-третьих, из-за сложности накладываемых ограничений и возможной многомодальности целевой функции. Таким образом, рассматриваемая задача, при одинаковых критериях параметров оптимизации узлов, может иметь ступенчатую или даже прерывную суммарную целевую функцию, экстремумы которой целесообразно находить численными (прямыми, не требующими нахождения производных) методами [2], например модифицированным симплексным методом Нелдера-Мида, [3]. Традиционно, подобные задачи разбиваются на несколько задач оптимизации, по количеству выделяемых узлов-подсистем. Общая система – ГОМТ будет иметь оптимальные параметры, которые соответствуют уже найденным экстремумам (оптимумам) параметров отдельных узлов. При этом взаимосвязь и влияние друг на друга исследуемых параметров учитывается с помощью введения «весовых» приоритетов критериев. Например, приоритет надежности гидронасоса, рис. 1, в 1,7 раза больше, чем приоритет стоимости изготовления всех сателлитов ПР.

В любом случае проектировочного расчета сложной механической системы необходимо построить отдельные целевые функции параметров всех выделяемых элементов системы для последующего решения общей задачи или поузлового комплекса задач оптимизации. Настоящая работа посвящена расчету ПР, как составной части ГОМТ. **Цель** работы – построение алгоритма определения набора оптимальных, целочисленных решений (количества зубьев z_1, z_2, z_3, z_4 всех шестерен ПР) по возможным критериям оптимизации. **Идея** работы заключается в прямом переборе всех возможных решений на основе выполнения заданных логических условий, что соответствует предложенным методам прямой оптимизации. Это позволяет отказаться от громоздких традиционных методов подбора зубьев по заданному передаточному отношению u_{IH} , [3] и доверить все рутинные рекуррентные арифметические действия компьютеру.

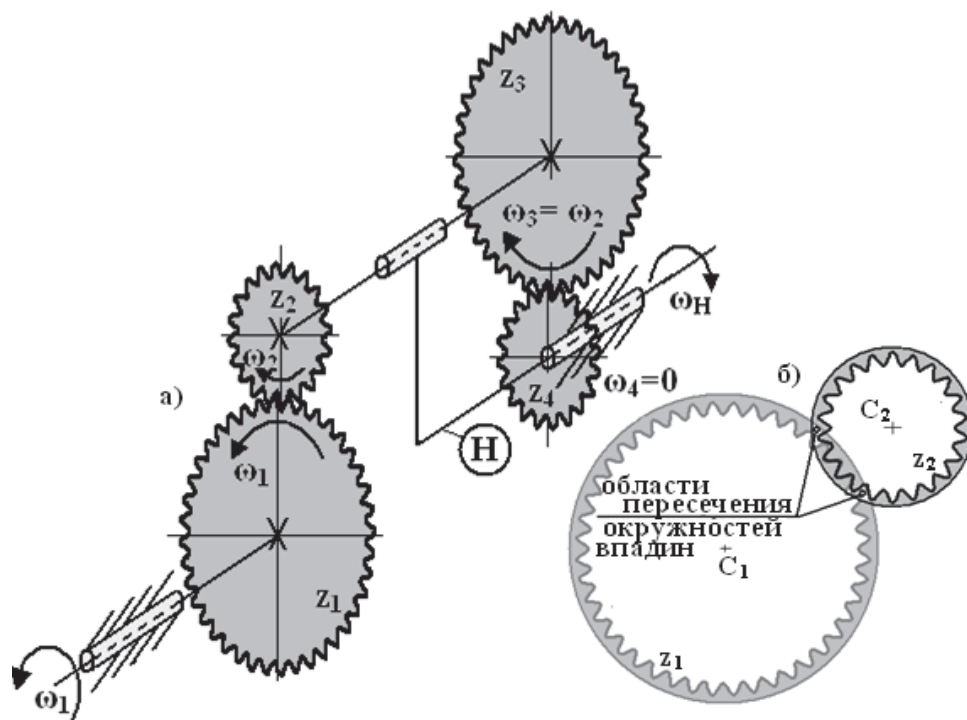


Рисунок 2 – а) схематичное представление простейшего ПР при помощи графических средств MathCad, линия зубьев – синусоида, Н - водило; б) невозможность построения работающего зубчатого зацепления с парой колес внутреннего зацепления.

Основное преимущество ПР по сравнению с обычными рядными редукторами заключается в качественном их отличии – наличии подвижных (вращающихся) осей зубчатых колес, сателлитов, рис. 2а, во внутреннем пространстве самого редуктора. Это отличие позволяет существенно увеличивать передаточное отношение при не значительном усложнении конструкции редуктора и одинаковой степени подвижности рассматриваемых зубчатых передач (рядный и ПР), механизма

$W=1$. В ПР одновременно реализуется последовательное и параллельное соединение зубчатых колес, что дает возможность получения более высоких значений передаточных чисел u_{1H} (входное звено – I , выходное – водило H) по сравнению с рядными редукторами при использовании одних и тех же зубчатых колес. Усложнение конструкций оправдано также возможностью получения различных передаточных отношений для одного и того же набора зубчатых колес В специальных ПР при различной фиксации звеньев реально получить уже коробки передач, в которых зубчатые колеса не нужно вводить-выводить в-из зацепление, а достаточно их растормаживать-затормаживать. При обратном использовании некоторых ПР - как мультипликаторов (входное звено – водило), теоретически возможно получение сколь угодно большого передаточного числа $u_{HI}=1/u_{1H}$, [4, с.298]. Это заманчивое предложение наряду с компактностью ПР (габаритные размеры рядных редукторов приблизительно в 2 раза превышают размеры ПР, при использовании одинакового ряда зубчатых колес, [5]) подтверждает практическую ценность и заинтересованность исследователей и проектантов ГОМТ в разработке алгоритма определения оптимальных параметров ПР и сравнения различных их схем и критериев оптимизации с целью нахождения наиболее рациональных подходов в получении искомых решений.

Компактность одноосных или соосных (по осям входного z_1 и выходного z_4 звеньев), табл. 1, ПР характеризуется расстоянием между торцами валов этих звеньев и позволяет добиться уменьшения продольного габаритного размера редуктора за счет соединения сдвоенного сателлита внешнего зацепления z_2 и z_3 в одно звено $z_2=z_3$ – схемы AI и $\bar{A}\bar{I}$ табл. 1.

Таблица 1 – Рассматриваемые схемы ПР и условия подбора зубчатых колес

Обозначения	Схемы одноосных ПР и их обозначения в машиностроении			
z_1 – ведущее колесо z_2, z_3 – сателлиты z_4 – «солнце» H – ВОДИЛО				
	1111	0110	1110	11_0 или 1_10
двоичные	1 – зубчатое колесо с внешним зацеплением, 0 – внутреннее зацепление			
Условия подбора количества зубьев колес				
правильного зацепления	$z_1 - z_2 \geq 8$ $z_4 - z_3 \geq 8$ $z_1 \geq 85$ $z_2 \geq 20$ $z_4 \geq 85$ $z_3 \geq 20$	$z_2 - z_1 \geq 8$	$z_1 - z_2 \geq 8$ $z_4 - z_3 \geq 8$	$z_1 - z_2 \geq 8$
соосности	$z_1 + z_2 = z_4 + z_3$	$z_2 - z_1 = z_4 - z_3$	$z_1 + z_2 = z_4 - z_3$	$z_1 + 2z_2 = z_4$
постоянства u_{1H}	$u_{1H} = 1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$		$u_{1H} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$	
соседства (проверяется для каждой ступени ПР)	$\sin \frac{\pi}{K} > \frac{z_{CAT} + 2f}{z_{ЦК} + z_{CAT}}$	$\sin \frac{\pi}{K} > \frac{z_{CAT} + 2f}{z_{ЦК} - z_{CAT}}$	$\sin \frac{\pi}{K} > \frac{z_{CAT} + 2f}{z_{ЦК} \pm z_{CAT}}$	
индексы:	CAT – сателлит; $ЦК$ – центральное колесо; K – количество сателлитов; f – см. табл. 2.			
сборки,	$\frac{u_{1H} \cdot z_1}{K} (1 + K \cdot P) = C$			
где				

Получаемое при этом приблизительное удвоение нагружения сателлитов можно компенсировать в K раз, за счет введения в зацепление K сателлитов – в ПР рис. 1а $K=3$. В таком случае можно считать, что все зубчатые колеса ПР вращаются и лежат в одной плоскости, а это – так называемые редукторы Джемса, [6, с.826], используемые в механических узлах приборов. Редукторы

аналогичных и рассматриваемых схем применяются в ГОМТ шахтных дизелевозов, [1,2], приводах вспомогательных механизмов и устройств морских судов, [7] и др. Причем, наверное в виду применения ПР, в различных областях машиностроения, единое, принципиальное обозначение, соответствующее кинематической схеме и использованию различных зубчатых колес в настоящее время отсутствует. Так, в работе [8] (химическое машиностроение) приведены обозначения, соответствующие только виду зацепления (внешнее, внутреннее) на I и II ступенях ПР, а в учебниках [9, с.76] (немеханические специальности) и [5, с.308] (механические специальности) приведены те же редукторы без какого-либо обозначений схем, с единственной, общей их характеристикой - *наиболее распространенные*.

Чем вызвано это распространение, и почему отвергнуты другие возможные варианты схем простейших ПР являются вопросами, ответ на которые попытаемся дать в настоящей работе, что позволит получить дополнительную оценку сравнения критериев оптимизации.

Рассмотрим схемы ПР, представленные в табл. 1. Выбор такого ряда схем связан, очевидно, связан с учебными целями – показана возможность применения: симметричного, относительно радиуса водила, ступеней с одинаковыми зацеплениями внешнего (*AA*), внутреннего (*II*) вида; различных зацеплений на ступенях ПР – схема (*AI*); сведение последней схемы к редуктору Джемса (*AI*). Этим показаны возможные варианты компоновки и изменения структуры сателлитов, последовательности применяемых букв *A* и *I* соответствуют виду зацепления соответствующей ступени. Схемы *IA* и *II* без объяснения причин не рассматриваются. Предлагаем рассмотреть все возможные варианты компоновки простейших 4-х звенных ПР, с учетом того, что каждое звено (зубчатое колесо) может быть выполнено в 2-х видах – с внутренним и внешним зацеплением, зацеплению будут соответствовать индексы **0** и **1**, табл. 1. В общем случае будем иметь $2^4 = 16$ вариантов схем, табл. 2, приведенных там в двоичной системе. В табл. 3 серыми подложками отмечены встречающиеся варианты **00** для обеих ступеней. Они не могут быть выполнены конструктивно, рис. 1б. Оставшиеся 9 вариантов схем обведены в табл. 2 жирной рамкой, 3 из них были рассмотрены в перечисленных [5, 8, 9].

Таблица 2 – Соответствие обозначений схем простейших соосных ПР

№ ПР	ступень		№ ПР	ступень		Обозначения по [8]	№ ПР	ступень		№ ПР	ступень		Обозначения по [8]
	I	II		I	II			I	II		I	II	
0	00	00	4	01	00	-	8	10	00	12	11	00	-
1	00	01	5	01	01	-	9	10	01	13	11	01	-
2	00	10	6	01	10	II	10	10	10	14	11	10	AI
3	00	11	7	01	11	IA	11	10	11	15	11	11	AA

Наиболее важная зависимость для ПР – формула передаточного отношения u_{IH} , табл. 1. Она получается из формулы Виллиса с использованием свойств обращаемости вращения с параллельными векторами угловой скорости, [6, с.825]

$$u_{IH} = 1 + j \cdot \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}, \quad (1)$$

где $j = \pm 1$ в зависимости от (не-) соответствия ступеней ПР, табл. 1.

Выражение (1) - типовое и должно иметь место для всех вариантов компоновки рассматриваемых редукторов. Покажем это, используя не принцип обращаемости вращения, а более простые и наглядные геометрические выкладки для определения зависимости углов поворота входного звена от выходного (водила *H*) $\varphi_I(\varphi_H)$, с последующим нахождением искомого передаточного отношения

$$u_{IH} = \varphi_I \cdot \varphi_H^{-1}.$$

Для этого последовательно рассмотрим сначала вторую, затем первую ступени ПР, табл. 3-5, определив зависимости $\varphi_I(\varphi_H)$ и коэффициенты j_{II}, j_{I} ступеней с итоговым $j = j_I \cdot j_{II}$. Трехкомпонентные вектора j_{II} и j_I приведены в табл. 4 и 5 соответственно в ячейках с серыми подложками.

Последовательное получение формул объяснено в табл. 5,6. Значения итоговых коэффициентов j показаны в табл. 3, более строго и лаконично они могут быть записаны в ниже приводимой матричной форме (2).

$$j = j_I \times j_{II} = \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ -1 \end{pmatrix} \times (1 \quad -1 \quad 1) = \begin{pmatrix} 1 & -1 & 1 \\ 1 & -1 & 1 \\ -1 & 1 & -1 \end{pmatrix} \quad (2)$$

Таблица 3 – Последовательное рассмотрение ПР по ступеням, определение j

j_I, j_{II}	Ступень ПР		Вторая			Общий признак наиболее распространенных ПР – внешнее зацепление сателлитов обеих ступеней $\%111\%$
	Обозначение зубчатого зацепления	Схемы соответствующих ступеней	01	10	11	
Ступень ПР	Обозначение зубчатого зацепления	Схемы соответствующих ступеней				
Первая ступень ПР	01		+1	-1	+1	Возможность установки на соответствующей ступени ПР только одной сателлитной шестерни
	10		+1	-1	+1	
	11		-1	+1	-1	
Недостаток →			Сложная конфигурация водила			Недостаток ↑
В ячейке, с двойной рамкой не рассматриваемая в [4,5,6] схема 0111 (IA)						

Проведенные всесторонние выкладки показали универсальность выражения (1) для любого вида простого ПР не зависимо от последовательности соединения ступеней и расстановки шестерен внутреннего и внешнего зацепления.

Следует ожидать, что предложенный подход для определения u_{IH} ПР даст удовлетворительные результаты для дифференциалов с $W=2$, применяемых в ГОМТ. Формальная схематизация проводимых выкладок и расчетов позволит в дальнейшем найти пути автоматизации и стандартизации проектирования ПР и дифференциалов с возможным применением аппарата теории графов. Здесь предполагается решать с помощью графов не только сформулированные геометрические (компоновочные) задачи, а и задачи определения направления и величин потоков мощности, проходящих через звенья ГОМТ. В этих задачах важное значение будет иметь разработанный подход определения углов поворота всех звеньев механизма $\phi_{1,2,3,4,H}$, для последующего нахождения угловых их скоростей и передаточных чисел.

Важные задачи оптимизации ПР и дифференциалов перечислены в табл. 6. Они усложнены, по сравнению с обычными задачами поиска экстремума, наличием целочисленных неизвестных $z_1 \dots z_4$ – количеством зубьев шестерен.

Математические приемы и хитрости решения таких задач [10] не в полной мере адаптированы к проектированию ПР – методы множителей и коэффициентов [8], не дают, в общем случае, однозначного решения, или же определяют локальный экстремум вместо глобального. Только в некоторых случаях удастся продуктивно использовать подходы [10] – как будет показано ниже, для автоматического выполнения условия сборки, табл. 1, достаточно принять количество зубцов центральной шестерни z_1 кратным количеству сателлитов K .

Таблица 4– Вторая ступень - определение угла φ_3 (поворот сателлита z_3) и j_{II}

j_{II}	Возможные варианты зацеплений второй ступени ПР		
	01	10	11
Наблюдатель – со стороны входного звена $z_1 \rightarrow$			
Начальное положение			
	$\cap A_3 B_3 = \cap A_4 B_4$		
Поворот водила на угол φ_H			
	$\cap A_3 B_3 = \cap A_4 B_4$		
Определение угла φ_3	$\varphi_3 \cdot r_3 = \varphi_H \cdot r_4$	$-\varphi_3 \cdot r_3 = \varphi_H \cdot r_4$	$\varphi_3 \cdot r_3 = \varphi_H \cdot r_4$
	$\varphi_3 = \pm \varphi_H \cdot \frac{r_4}{r_3} = j_{II} \cdot \varphi_H \cdot \frac{z_4}{z_3}$		
Знак φ_3	$j_{II} = +1$	$j_{II} = -1$	$j_{II} = +1$

В общей постановке проекторочной задачи ПР, или при ее многокритериальности нужно применять методы прямой оптимизации. Для демонстрации такого подхода, в данном случае самого простого метода перебора решений, (также метод прямой оптимизации, т.к. не требуется определения производных целевой функции) рассмотрим пример из [8], рис. 3, где приведен полный текст MathCad-программы и результат ее работы.

Таблица 5 – Первая ступень - определение угла φ_1 (поворот входного звена z_1)

Принято: $\varphi_2 = \varphi_3$		Начальное положение	«Жесткий» поворот на угол φ_H	Поворот на угол φ_1^I	Промежуточные формулы						
						$\cap A_1 B_1 = \cap A_2 B_2$					
Возможные варианты зацеплений первой ступени ПР	0 1					$\varphi_1^I \cdot r_1 = \varphi_2 \cdot r_2$	$\varphi_1^I = \pm \varphi_2 \cdot (r_2 \cdot r_1^{-1}) = j_I \cdot j_{II} \cdot \varphi_H \cdot (r_2 \cdot r_1^{-1}) \cdot (r_4 \cdot r_3^{-1})$	$j_I = +1$			
	1 0								$\varphi_1^I \cdot r_1 = \varphi_2 \cdot r_2$	$\varphi_1^I = \pm \varphi_2 \cdot (r_2 \cdot r_1^{-1}) = j_I \cdot j_{II} \cdot \varphi_H \cdot (r_2 \cdot r_1^{-1}) = j_I \cdot j_{II} \cdot \varphi_H \cdot (r_2 \cdot r_1^{-1}) \cdot (r_4 \cdot r_3^{-1})$	$j_I = +1$
	1 1										
Результирующая формула		$\varphi_1 = \varphi_H + \varphi_1^I = \varphi_H + j_I \cdot j_{II} \cdot \varphi_H \cdot \frac{z_4 \cdot z_2}{z_3 \cdot z_1} = \varphi_H \left(1 + j \cdot \frac{z_4 \cdot z_2}{z_3 \cdot z_1} \right)$									

Таблица 6 – Возможные (под-) задачи оптимизации, решаемые на основе предлагаемого метода

№	Критерии оптимизации ПР	Пояснения		
1	КПД $\rightarrow \max$	Важно для задач с большими u_{IH} или u_{HI}		
2	Стоимость изготовления $\Sigma z_i \rightarrow \min$	Традиционные задачи установки и проектирования одного узла (ПР) в механическую систему - трансмиссию		
3	Габаритный размер $z_i \pm z_k \rightarrow \min$			
4	«Толщина» редуктора $L \rightarrow \min$			
5	Равномерность загрузки и использования ступеней ПР		Для схемы 1111: $\frac{ z_1 z_2^{-1} - z_3 z_4^{-1} }{z_1 z_2^{-1}} \rightarrow \min$	
6	Суммарная массивность сателлитов $\rightarrow \min$	$K_I \cdot z_I^2 + K_{II} \cdot z_2^2 \rightarrow \min$		
7	Конструктивные	Выбор конфигурации водила	сложная, табл. 4	Вопросы прочности водила и его привода – подшипникового узла
8		консольная		
9 и др.		Возможность перевода, сведения ПР к редуктору типа Джемса - значительное уменьшение размера L		

Перед составлением общей проектировочной программы для всех простейших ПР проверим работу предлагаемого метода на остальных, отличающихся друг от друга схемах, рассмотренных в [8]. Результаты их работы приведены на рис. 4.

а)

	z_1	z_2	z_3	z_4	$\sum z$	a_w	h_{\max}
90	27	28	91	236	63	91	
115	46	48	117	326	69	117	
116	29	30	117	292	87	117	
155	31	32	156	374	124	156	
160	52	54	162	428	108	162	
180	54	56	182	472	126	182	

б)

	z_1	z_2	z_3	z_4	$\sum z$	a_w	h_{\max}
	1	2	3	4	5	6	7
1	18	54	36	108	216	72	126
2	18	72	72	162	324	90	162
3	21	54	30	105	210	75	129
4	21	63	42	126	252	84	147
5	21	84	84	189	378	105	189
6	24	54	26	104	208	78	132
7	24	72	48	144	288	96	168
8	24	96	96	216	432	120	216
9	27	81	54	162	324	108	189
10	27	108	108	243	486	135	243
11	27	54	54	135	270	90	162

Решение по [8]

Найденные минимумы

Пояснения:

Рисунок 4 – Результаты работы MathCad-программы по схемам ПР: а) 0110; б) 1110. Критерии оптимизации – те же, что и на рис. 3.

Как видно из рис. 4а, найденные решения по предлагаемому алгоритму и методике [8] полностью совпадают. Для рассмотренной не симметричной схемы, рис. 4б, получено подтверждение найденного в [8] решения, как локального минимума и найден более приемлемый вариант изготовления ПР меньшей стоимости, а именно – с суммарным числом зубьев 208. читаем, что рассмотренных примеров достаточно для апробации разработанной методики в виду применения в ней более всестороннего подхода, дающего лучшие результаты.

Выводы

- Разработана методика проектирования ПР, определяющая оптимальное количество зубцов шестерен методом прямого перебора всех возможных решений.
- Получены общие условия бинарной классификации простейших ПР.
- Произведено сравнение критериев оптимизации проектируемых редукторов и определены варианты соединения и сравнения различных критериев.
- Показан вариант выбора нужной схемы простого ПР на основе сравнения полученных оптимальных решений (габаритов, КПД, стоимости изготовления) различных схем.
- Подтверждена обобщенная формула передаточного отношения простейших ПР.

1. Таран И.А. Научное обоснование новых технических решений по совершенствованию трансмиссий шахтного дизельвоза. – Дисс. докт. техн. наук, 05.05.06. «Горные машины», Дн-ск, 2012, НГУ, 415с.
2. Таран И.А., Клименко И.Ю. Инновационный математический инструментарий сравнительного анализа трансмиссий транспортных средств// Науковий вісник НГУ- 2014.- №3, с. 76-81.
3. Конвай А.К., Кононова Е.Г., Трубицин М.Н. Симплексный метод Нелдера-Мида – модификации, усовершенствование, использование /ДГИ.- Днепропетровск, 1987.- 79с.- рус.- Деп. В УкрНИИНТИ 15.01.87, № 392-Ук-87.
4. Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин.- М.: Машиностроение, 1967.- 508с.
5. Гавриленко В.А. Теория механизмов.- М.: Высшая школа, 1973. – 511с.
6. Литвин Ф.Л. Справочник конструктора точного приборостроения.- М.-Л.: Издательство «Машиностроение», 1964.-944с.
7. Сторожев В.П. Механические передачи.- К.: Алерто, 2005. – 783 с.
8. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з ТММ /проектуювання планетарних передач/ для студентів III курсу механічних спеціальностей. /Укл. Огурцов М.І., Настечик М.П., Скочко Л.П. – Дніпропетровськ: УДХТУ, 1994. – 30с.
9. Антовиль А.М. Теория механизмов и машин.- М.: Высшая школа, 1961. – 254с.
10. Гельфонд А.О. Решение уравнений в целых числах.- М.: Наука, 1983. – 63с.

REFERENCES

1. Taran, I. (2012). *Nauchnoe obosnovanie novykh tekhnicheskikh reshenij po sovershenstvovaniju transmissij shahtnogo dizelevoza*. Dokt. Diss. [Scientific substantiation of new technical solutions for improving the transmissions of mine diesel locomotives. Dokt. Diss.]. Dnepropetrovsk, 415 p.
2. Taran, I., Klimentko, I. (2014). Innovative mathematical tools for benchmarking transmissions of transport vehicles. [Innovacionnyj matematicheskij instrumentarij sravnitel'nogo analiza transmissij transportnyh sredstv]. *Scientific Bulletin of National Mining University*. Vol. 3. Dnepropetrovsk. NMU Publ., pp. 76-81.
3. Konvaj, A., Kononova, E. & Trubitsin, M. (1987). *Simplex Nelder-Mid method – modification, improvement, using*. [Simpleksnyj metod Neldera-Mida – modifikacii, usovershenstvovanie, ispol'zovanie]. Dnepropetrovsk, DGI, Dep. V UkrNIINTI 15.01.87, № 392-Uk-87. 79 p.
4. Baranov, G. (1967). *Theory course of mechanisms and machines*. [Kurs teorii mehanizmov i mashin].- Moscow, Mashinostroenie Publ. 508 p.
5. Gavrilenko, V. (1973). *Theory of mechanisms*. [Teoriya mehanizmov]. Moscow, Higher school. 511 p.
6. Litvin, F. (1964). Directory of Design of precision instruments. [Spravochnik konstruktora tochnogo priborostroenija]. Moscow, Mashinostroenie Publ. 944p.
7. Storozhev, V. (2005). *Mechanical transmission*. [Mehaniicheskie peredachi]. Kiev, Alerto.783 p.
8. Ogurcov, M., Nastechik, M. & Skochko, L. (1994). *Methodical instructions to implement course project on the TMM* [Metodichni vказivki do vikonannya kursovogo proektu z TMM /proektivannya planetarnih peredach/ dlja studentiv III kursu mehanichnih special'nostej]. Dnipropetrovsk, UDHTU. 30 p.
9. Antovil, A. (1961). *Theory of mechanisms and machines*. [Teoriya mehanizmov i mashin]. Moscow, Higher school. 254 p.
10. Gel'fond, A. (1983). *The solution of equations in integers*. [Reshenie uravnenij v celyh chislah]. Moscow, Science. 63 p.

Таран І.О., Трубіцин М.М., Клименко І.Ю. Оптимізація параметрів одновісних планетарних редукторів методами цілочисельного програмування.

Отримана загальна формула передаточного відношення простих планетарних редукторів. Її визначення базується на геометричному аналізі кутів повороту кожної ланки механізму. Розроблено методику проектування планетарних редукторів, що визначає оптимальну кількість зубців шестерень методом прямого перебору всіх можливих рішень. Визначені критерії оптимізації та умови їх спільного розглядання в задачах проектування редукторів. Проведено численну перевірку розробленого алгоритму проектування, яка підтвердила можливість визначення усіх оптимальних рішень. Розроблено бінарну класифікацію простих планетарних редукторів. Здійснено порівняння критеріїв оптимізації проєктованих редукторів і визначені варіанти поєднання і порівняння різних критеріїв. Підтверджена узагальнена формула передаточного відношення найпростіших планетарних редукторів.

Ключові слова: гідравлічно-механічні трансмісії шахтних дизелевозів, планетарний редуктор, безступінчатая передача, передаточне число, оптимізація, цільова функція, метод Нелдера-Міда.

I. Taran, M. Trubitsin, I. Klymenko. Optimizing the parameters of uniaxial planetary reducers by integer programming.

The generalized formula for the transmission ratio of the elementary planetary reducers was obtained. Its conclusions based on geometric analysis of the rotation angles each link of mechanism. The methodology of design the planetary gear units, which determines the optimal number of teeth of gears by method of direct search of all possible solutions was developed. Comparison of the optimization criteria designed gears and identified options for connections and comparisons of different criteria was made. The generalized formula for a simple planetary gear reducers confirmed. Optimization criteria and conditions for their joint consideration in the task of designing reducers were identified. Numerical verification of the developed algorithm of design, which confirmed possibility of finding all optimal solutions, was performed. The binary classification of the simple planetary reducers was developed. Comparison of the optimization criteria designed reducers was produced and connection options and compare the various criteria were defined. The generalized formula of gear ratio the simple planetary gear units was confirmed.

Keywords: hydrovolumetric-mechanical transmission of mine diesel locomotives, planetary reducer, stepless transmission, gear ratio, optimization, objective function, Nelder-Mid method.

АВТОРИ:

ТАРАН Ігор Олександрович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри управління на транспорті, Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», e-mail: taran_70@mail.ru

ТРУБІЦИН Михайло Миколайович, кандидат технічних наук, доцент кафедри управління на транспорті, Державний ВНЗ «Національний гірничий університет»

КЛИМЕНКО Ірина Юрївна, асистент кафедри управління на транспорті, Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», e-mail: iryana_klymenko@mail.ru

AUTHORS:

Igor TARAN, Doctor of Science in Technology, Professor, Head of Transport Management Department, National Mining University, e-mail: taran_70@mail.ru;

Mihail TRUBITSIN, PhD, Assoc. Professor of Transport Management Department, National Mining University;

Iryna KLYMENKO, Assistant of Transport Management Department, National Mining University, e-mail: iryana_klymenko@mail.ru

Фещук Ю.П.

*Луцький національний технічний університет***РОЗКРИТТЯ БЕРЕГІВ ТРІЩИН ІЗОТРОПНОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ОБОЛОНКИ,
ОСЛАБЛЕНОЇ ЧОТИРМА РІВНОВІДДАЛЕНИМИ ТРІЩИНАМИ**

Задача про напружений стан циліндричних ізотропних оболонок з чотирма рівновіддаленими тріщинами зведена до системи сингулярних інтегральних рівнянь. Розв'язок системи СІР показав, що за всіх інших однакових умов для випадку взаємодії чотирьох тріщин для ближніх кінців тріщин розкриття дещо менше, ніж для однієї тріщини, але зі зближенням вершин тріщин розкриття швидко зростає

Ключові слова: оболонка з тріщинами, інтегральні рівняння, розкриття тріщини.

Постановка проблеми. Міцність реальних твердих тіл, зокрема тонкостінних, визначається лише їх фізико-механічною природою, а й істотно залежить від дефектності їх структури. Дослідити напружено-деформований стан та граничну рівновагу тіла можна лише з урахуванням дефектів, що містяться в тілі (мікро- та макротріщини, непровари, надрізи, різного роду порожнини і включення, границі блоків і зерен структури тощо), а також конструкційних отворів та включень. Під час деформації твердого тіла біля таких концентраторів виникає інтенсивність напружень, що призводить до пластичного течіння матеріалу, утворення та поширення тріщин, тобто до локального чи повного руйнування тіла. В даний час виробництво конструкційних матеріалів на основі бездефектних технологій є практично нездійсненим завданням. Щоб оцінити вплив різних концентраторів на напружений стан тіл, доцільно дослідити такі з них, для яких можна побудувати відносно прості математичні моделі. Такими є, наприклад, у тонкостінних конструкціях наскрізні тріщини – найбільш небезпечні, з точки зору руйнування, дефекти.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Дослідження напружено-деформованого стану і граничної рівноваги тонких оболонок з тріщинами відображені у низці робіт вітчизняних і зарубіжних авторів. Достатньо повно аналіз цих робіт наведено, зокрема, у монографіях В.В. Панасюка, М.П. Саврука, О.П. Дацишин; М.П. Саврука; Я.М. Григоренка; В.А. Осадчука, у двохтомнику під редакцією Y. Murakami, а також в оглядових статтях Я.С. Підстригача, В.А. Осадчука; В.В. Панасюка, М.П. Саврука; В.П. Шевченка, К.М. Довбні; F. Erdogan, E.S. Folias [1-6]. Значна частина досліджень граничної рівноваги оболонок проводиться на основі крихкого руйнування.

Мета і постановка задач дослідження. Метою дослідження є встановлення залежності розкриття поздовжніх і поперечних тріщин в циліндричній оболонці з чотирма тріщинами від віддалі між ними для різних значень відносного навантаження. Для досягнення даної мети необхідно задачу про напружено-деформований стан циліндричної оболонки з чотирма тріщинами для симетричного відносно них навантаження звести до розв'язання системи чотирьох сингулярних інтегральних рівнянь і встановити залежність розкриття поздовжніх і поперечних тріщин в циліндричній оболонці з чотирма тріщинами від віддалі між ними для різних значень відносного навантаження

1. Постановка задачі. Розглянемо пружно-пластичну рівновагу циліндричної оболонки, ослабленої чотирма рівновіддаленими від початку координат xOy тріщинами (дві поздовжні і дві

поперечні) однакової довжини $2l_0$, які утворюють з віссю Ox кути $\beta_k = \frac{2\pi}{4}(k-1)$, $k=1,2,3,4$.

Береги тріщин знаходяться під дією попарно рівних за величиною нормальних зусиль $N_{21}(x,0) = N_{23}(x,0) = -N_2^0(x)$; $N_{12}(0,y) = N_{14}(0,y) = -N_1^0(y)$ та згинних моментів $M_{21}(x,0) = M_{23}(x,0) = -M_2^0(x)$; $M_{12}(0,y) = M_{14}(0,y) = -M_1^0(y)$; тобто навантаження симетричне відносно ліній тріщин.

В процесі деформації біля вершин тріщин виникають зони пластичних деформацій. На відміну від сферичної оболонки, в циліндричній оболонці довжини зон пластичних деформацій біля поздовжніх і поперечних тріщин будуть різні. Позначимо l_p^1 та l_p^p довжини пластичних зон біля

відповідно ближніх та дальніх вершин поздовжніх тріщин, а l_p^2 та l_2^p – відповідно біля вершин поперечних тріщин. Замінивши зони пластичних деформацій, відповідно до прийнятого аналогу δ_c -моделі, лініями розриву пружних деформацій, отримаємо задачу про пружну рівновагу циліндричної оболонки з чотирма фіктивними тріщинами (двома поздовжніми завдовжки $2l_1 = 2l_0 + l_p^1 + l_1^p$ та двома поперечними завдовжки $2l_2 = 2l_0 + l_p^2 + l_2^p$), на берегах яких виконуються умови типу (3.3.8) за відсутності зсувних і перерізуючих зусиль.

2. Зведення задачі до системи сингулярних інтегральних рівнянь.

Задачу про напружено-деформований стан циліндричної оболонки з чотирма тріщинами для симетричного відносно них навантаження зведемо до розв'язання системи чотирьох сингулярних інтегральних рівнянь. В безрозмірних координатах, віднесених до півдовжини кожної з тріщин дана система інтегральних рівнянь має вигляд

$$\sum_{k=1}^4 \int_{-1}^1 \psi_k K_{ik}(\xi, x) d\xi = f_i(x), \quad |x| < 1, \quad i = 1, 2, 3, 4.$$

Тут

$$\psi_1(\xi) = l_1 \frac{d}{d\xi} \varepsilon_2(\xi); \quad \psi_2(\xi) = l_1 Rc \frac{d}{d\xi} \chi_2(\xi); \quad \psi_3(\xi) = l_2 \frac{d}{d\xi} \varepsilon_1(\xi);$$

$$\psi_4(\xi) = l_2 Rc \frac{d}{d\xi} \chi_1(\xi); \quad q_2 = q_{21} = q_{23}; \quad q_1 = q_{22} = q_{24} \quad (q = \varepsilon, \chi);$$

$$K_{ii} = -\frac{a_i}{z_{11}} + K_{ii}^0 \quad (i = 1, 2); \quad K_{ii} = -\frac{a_i}{z_{21}} + K_{ii}^0 \quad (i = 3, 4);$$

$$K_{11}^0 = K_{11}^2(z_{11}) + K_{11}^2(z_{12}); \quad K_{22}^0 = K_{33}^2(z_{11}) + K_{33}^0(z_{12});$$

$$K_{33}^0 = K_{11}^1(z_{21}) + K_{11}^1(z_{22}); \quad K_{44}^0 = K_{33}^1(z_{21}) + K_{33}^1(z_{22});$$

$$K_{12} = K_{21} = K_{13}^2(z_{11}) + K_{13}^2(z_{12}); \quad K_{13} = 2K_{11}^1(S_1, t_1);$$

$$K_{14} = K_{23} = 2K_{13}^1(S_1, t_1); \quad K_{24} = 2K_{33}^1(S_2, t_2);$$

$$K_{31} = 2K_{11}^1(S_2, t_2); \quad K_{32} = K_{41} = 2K_{13}^2(S_2, t_2);$$

$$K_{34} = K_{43} = K_{13}^1(z_{12}) + K_{13}^1(z_{22}); \quad K_{42} = 2K_{33}^2(S_2, t_2);$$

$$z_{21} = z_{11} = (x - \xi); \quad z_{12} = -\left(x + \xi + 2\frac{d_1}{l_1}\right); \quad z_{22} = -\left(x + \xi + 2\frac{d_2}{l_2}\right);$$

$$S_1 = -\left(\xi + \frac{d_1}{l_1}\right); \quad S_2 = -\left(\xi + \frac{d_2}{l_2}\right); \quad t_1 = x + \frac{d_1}{l_1}; \quad t_2 = x + \frac{d_2}{l_2};$$

$$a_1 = a_3 = 1; \quad a_2 = a_4 = 3 - 2\nu - \nu^2; \quad K_{11}^2(z_{ij}) = 2[\varphi_{2i}(z_{ij}) + \varphi_{3i}(z_{ij})] -$$

$$-\varphi_{6i}(z_{ij}); \quad K_{13}^2(z_{ij}) = 2\nu[\varphi_{1i}(z_{ij}) + \varphi_{4i}(z_{ij})] - (1 - \nu)\varphi_{5i}(z_{ij});$$

$$K_{33}^2(z_{ij}) = 2(1 - \nu)\varphi_{2i}(z_{ij}) - 2(1 + \nu^2)\varphi_{3i}(z_{ij}) + (1 - \nu)^2\varphi_{6i}(z_{ij});$$

$$K_{11}^1(z_{ij}) = \omega_{1i}(z_{ij}); \quad K_{13}^1(z_{ij}) = (1 + \nu)\omega_{2i}(z_{ij});$$

$$K_{33}^1(z_{ij}) = a_2\omega_{1i}(z_{ij}) + \omega_{3i}(z_{ij}); \quad \varphi_{1i} = [B_1(z_{1j})\ker'\eta_{ij} +$$

$$+ B_2(z_{2j})\ker'\eta_{ij}] \frac{\eta_{ij}}{z_{1j}}; \quad \varphi_{2i} = [B_2(z_{2j})\ker'\eta_{ij} - B_1(z_{1j})\ker'\eta_{ij}] \frac{\eta_{ij}}{z_{2j}} +$$

$$+ \frac{\delta_{1j}}{z_{1j}}; \quad \varphi_{3i} = m[\gamma_2(z_{1j})\ker\eta_{ij} - \gamma_1(z_{1j})\ker\eta_{ij}];$$

$$\varphi_4 = m \left[\gamma_1(z_{2j}) \ker \eta_{ij} + \gamma_2(z_{2j}) \operatorname{kei} \eta_{ij} \right]; \quad \varphi_5 = \left[\gamma_2(z_{1j}) \ker' \eta_{ij} - \right.$$

$$\left. - \gamma_1(z_{2j}) \operatorname{kei}' \eta_{ij} \right] \frac{m}{\eta_{ij}}; \quad \varphi_6 = \left[\gamma_1(z_{2j}) \ker' \eta_{ij} - \gamma_2(z_{1j}) \operatorname{kei}' \eta_{ij} \right] \frac{m}{\eta_{ij}} +$$

$$+ \frac{\delta_{1j}}{z_{1j}} \quad (j=1,2); \quad \delta_{ik} - \text{символ Кронекера};$$

$$\omega_1(z_{ij}) = (\eta_{ij} \ker' \eta_{ij} + \delta_{1j}) \frac{1}{z_{ij}}; \quad \omega_2(z_{ij}) = \eta_{ij} \operatorname{kei}' \eta_{ij} \frac{1}{z_{ij}};$$

$$\omega_3(z_{1j}) = 4\omega_{0j}^2 \int_0^{z_{1j}} \operatorname{kei} \omega_{0j} |\xi| d\xi; \quad \omega_3(z_{2j}) = 4\omega_{0j}^2 \int_0^{z_{2j}} \operatorname{kei} \omega_{0j} |\xi| d\xi;$$

$$\mathbf{K}_{11}^1(s_i, t_i) = \Phi_2 - \Phi_6; \quad \mathbf{K}_{13}^1(s_i, t_i) = (1-\nu)\Phi_1 - (1-\nu)\Phi_5;$$

$$\mathbf{K}_{33}^1(s_i, t_i) = a_2\Phi_2 - (1-\nu)^2\Phi_6 + 4\omega_{0j}^2 \int_0^{\xi} [\Phi_3 - \Phi_4] d\xi;$$

$$\mathbf{K}_{11}^2(s_i, t_i) = 2\Gamma_1 + \Gamma_3 + \Gamma_5; \quad \mathbf{K}_{13}^2(s_i, t_i) = 2\nu\Gamma_2 + (1+\nu)\Gamma_4 + (1-\nu)\Gamma_6;$$

$$\mathbf{K}_{33}^2(s_i, t_i) = 2(1-\nu^2)\Gamma_1 - (1-\nu^2)\Gamma_3 - (1-\nu)^2\Gamma_5;$$

$$\Phi_1 = \omega_{0j} \left[B_1(t_i) \ker' \omega_{0j} \rho_i + B_2(t_i) \operatorname{kei}' \omega_{0j} \rho_i \right] \frac{s_i}{\rho_i};$$

$$\Phi_2 = \omega_{0j} \left[B_2(t_i) \ker' \omega_{0j} \rho_i - B_1(t_i) \operatorname{kei}' \omega_{0j} \rho_i \right] \frac{s_i}{\rho_i};$$

$$\Phi_3 = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[\gamma_2(t_i) \ker' \omega_j \rho_i - \gamma_1(t_i) \operatorname{kei}' \omega_j \rho_j \right] \frac{t_i}{\rho_j};$$

$$\Phi_4 = B_1(t_j) \ker \omega_j \rho_j + B_2(t_j) \operatorname{kei} \omega_j \rho_j;$$

$$\Phi_5 = -m \left[\gamma_2(t_j) \psi_1 - \gamma_1(t_j) \psi_2 \right]; \quad \Phi_6 = -m \left[\gamma_1(t_j) \psi_1 + \gamma_2(t_j) \psi_2 \right];$$

$$\Gamma_1 = \omega_j \left[B_2(s_j) \ker' \omega_j \rho_j - B_1(s_j) \operatorname{kei}' \omega_j \rho_j \right];$$

$$\Gamma_2 = \omega_j \left[B_1(s_j) \ker' \omega_j \rho_j + B_2(s_j) \operatorname{kei}' \omega_j \rho_j \right];$$

$$\Gamma_3 = m \left[\gamma_2(s_j) \ker \omega_j \rho_j - \gamma_1(s_j) \operatorname{kei} \omega_j \rho_j \right]; \quad \Gamma_5 = m \left[\gamma_1(s_j) \ker \omega_j \rho_j + \right.$$

$$\left. + \gamma_2(s_j) \operatorname{kei} \omega_j \rho_j \right]; \quad \Gamma_5 = -m \left[\gamma_1(s_j) \psi_3 + \gamma_2(s_j) \psi_4 \right];$$

$$\Gamma_6 = -m \left[\gamma_2(s_j) \psi_3 - \gamma_1(s_j) \psi_4 \right]; \quad \psi_1 = L_1 \frac{s_j t_j}{\rho_j^2}; \quad \psi_2 = L_2 \frac{s_j t_j}{\rho_j^2};$$

$$\psi_3 = L_1 s_j^2 / \rho_j^2 - \ker' \omega_j \rho_j / \omega_j \rho_j; \quad \psi_4 = L_2 s_j^2 / \rho_j^2 - \operatorname{kei}' \omega_j \rho_j / \omega_j \rho_j;$$

$$L_1 = 2 \ker' \omega_j \rho_j / \omega_j \rho_j + \operatorname{kei} \omega_j \rho_j; \quad L_2 = 2 \operatorname{kei}' \omega_j \rho_j / \omega_j \rho_j - \ker \omega_j \rho_j;$$

$$B = -4\pi / D_0; \quad \eta_{ij} = \omega_i |z_{ij}|; \quad \omega_i = \beta l_i; \quad \beta = \gamma / 2; \quad \gamma^A = D_0 / (DR^2);$$

$$m = \beta / \sqrt{2}; \quad \rho_i = l_i / d_i; \quad \gamma_1 = B_3 + B_4; \quad \gamma_2 = B_4 - B_3;$$

$$B_1(s_j) = \sin ms_j \operatorname{sh} ms_j; \quad B_2(s_j) = \cos ms_j \operatorname{ch} ms_j;$$

$$B_3(s_j) = \sin ms_j \operatorname{ch} ms_j; \quad B_4(s_j) = \cos ms_j \operatorname{sh} ms_j;$$

$$f_i(x) = B^{(i)} \begin{cases} P^{(i)}, & x \in 2l_0; \\ P_i^{(2)}, & x \in l_p^j; \\ P_i^{(3)}, & x \in l_j^p; \quad i=1,2,3,4; \quad j=1,2 \end{cases}$$

$$B^{(1)} = B^{(3)} = B; \quad B^{(2)} = B^{(4)} = B / (Rc);$$

$$P^{(1)} = N_2^0(x); \quad P^{(2)} = M_2^0(x); \quad P^{(3)} = N_1^0(y); \quad P^{(4)} = M_1^0(y);$$

$$P_1^{(2)} = N_2^{(2)}; \quad P_2^{(2)} = M_2^{(2)}; \quad P_3^{(2)} = N_1^{(2)}; \quad P_4^{(2)} = M_1^{(2)};$$

$$P_1^{(3)} = N_2^{(3)}; \quad P_2^{(3)} = M_2^{(3)}; \quad P_3^{(3)} = N_1^{(3)}; \quad P_4^{(3)} = M_1^{(3)},$$

– зусилля та моменти реакції ближніх пластичних зон на пружний об'єм, а $P_i^{(3)}$ – реакції дальніх пластичних зон. Відомо, що $P_i^{(2)}$ та $P_i^{(3)}$ повинні задовольняти відповідні умови пластичності тонких оболонок у кожній з пластичних зон.

Незважаючи на той факт, що до деформації всі чотири тріщини були рівні між собою, після деформації, за даних обмежень на навантаження, будуть рівними попарно поперечні та поздовжні тріщини, так як вони деформуються по-різному. Тобто в порівнянні з сферичною оболонкою з чотирма тріщинами невідомих зусиль та моментів, що діють в пластичних зонах циліндричної оболонки, буде в два рази більше та невідомих пластичних зон .. та l_i^p буде також у два рази більше. Відповідно збільшиться у два рази кількість умов пластичності та умов обмеженості напружень. За структурою системи сингулярних інтегральних рівнянь однакові. Тому останню розв'язуємо за допомогою алгоритму, наведеного нижче.

3. Розв'язок системи СІР. Розв'язок системи СІР будемо будувати, використовуючи узагальнення [7] методу механічних квадратур для одного рівняння. В зв'язку з цим відзначимо, що функції $f_1(\alpha_1 s)$, $f_2(\alpha_2 s)$, які знаходяться в правих частинах інтегральних рівнянь, мають розриви в точці $s = \tau_0 = l_0 / l_1$. Порівняння аналітичного розв'язку більш простої системи інтегральних рівнянь ($K_{mj}^0 = 0$) з розривом в правій частині з відповідним розв'язком, отриманим за допомогою методу механічних квадратур, показало, що використання цього методу безпосередньо до систем такого типу приводить до значних похибок розв'язку в околі точки розриву. Але саме в цій точці поведінка розв'язку є найцікавішою.

При побудові розв'язку системи сингулярних інтегральних рівнянь з розривними функціями в правих частинах використаємо метод для одного рівняння аналогічного типу. З цією метою шукані функції Ω_m запишемо у вигляді суми

$$\Omega_m(s) = h_m(s) + \psi_m(s) \quad (m=1,2). \quad (1)$$

Тут $h_m(s)$ – розв'язок системи рівнянь

$$\sum_{j=1}^2 a_{ij} \int_{-1}^1 \frac{h_j(t)}{t-s} dt = f_i(s), \quad |s| \leq 1 \quad (i=1,2), \quad (2)$$

який задовольняє умови

$$\int_{-1}^1 h_{i(t)} dt = 0. \quad (3)$$

З врахуванням (2), для визначення $\psi_m(s)$ отримаємо систему інтегральних рівнянь

$$\sum_{j=1}^2 a_{ij} \int_{-1}^1 \psi_j(t) \left\{ \frac{a_{ij}}{t-s} + k\alpha_1 \psi_{ij}^0[\alpha_1(t-s)] \right\} dt = g_i(s), \quad (4)$$

$$|s| < 1, \quad i=1,2$$

з умовами

$$\int_{-1}^1 \psi_i(u) dt = 0, \quad (5)$$

де

$$g_i(s) = -k\alpha_1 \int_{-1}^1 \sum_{j=1}^2 h_j(t) \psi_{ij}^0[\alpha_1(t-s)] dt. \quad (6)$$

Отже розв'язання системи СІР звелось до розв'язання канонічних сингулярних рівнянь типу (2) і системи сингулярних інтегральних рівнянь (4) з неперервною правою частиною.

Функції $h_i(t)$, як розв'язок рівнянь (2) з умовами (3), не є обмеженими на кінцях відрізка $[-1,1]$. Отже, використавши формулу обернення інтегралів типу Коші отримаємо

$$\sum_{j=1}^2 a_{ij} h_j(t) = -\frac{1}{\pi^2 \sqrt{1-t^2}} \int_{-1}^1 \frac{\sqrt{1-\tau^2} f_i(\tau)}{\tau-t} d\tau. \quad (7)$$

Після інтегрування та деяких перетворень маємо

$$h_i(t) = \frac{1}{\Delta \pi^2 \sqrt{1-t^2}} [\pi D_i^0 t - D_i z(t)], \quad i=1,2 \quad (8)$$

де

$$D_i^0 = F_R^i(N_2^0, M_2^0), \quad D_i = F_R^i(N, M),$$

$$F_R^i(X, Y) = b_{1i} \frac{X}{2h\sigma_T} + b_{2i} \frac{k^*}{h^2\sigma_T} Y, \quad i=1,2,$$

$$b_{11} = a_{22}, \quad b_{12} = -a_{21}, \quad b_{21} = -a_{12}, \quad b_{22} = a_{11},$$

$$z(t) = 2v^* t + \sqrt{1-t^2} L_1(t), \quad v^* = \arccos \tau_0,$$

$$L_1(t) = \ln \left| \frac{\tau_0 \sqrt{1-t^2} - t \sqrt{1-\tau_0^2}}{\tau_0 \sqrt{1-t^2} + t \sqrt{1-\tau_0^2}} \right|, \quad k^* = \frac{h}{2Rc}.$$

Підставляючи (8) в (6) для правої частини системи (4) отримаємо

$$g_i(s) = g_i^0(s) + \sum_{p=1}^2 G_p g_i^{(p)}(s), \quad i=1,2. \quad (9)$$

Тут

$$G_1 = \frac{N}{2h}, \quad G_2 = \frac{k^* M}{h^2},$$

$$g_i^0(s) = k_s \pi \sum_{j=1}^2 D_j^0 I_{ij}^0(s), \quad g_i^{(p)}(s) = -k_s \sum_{j=1}^2 b_{pj} I_{ij}^*(s),$$

$$I_{ij}^0(s) = \int_0^\pi \psi_{ij} [\alpha_1 (\cos v - s)] \cos v d v,$$

$$I_{ij}^*(s) = \int_0^\pi \psi_{ij} [\alpha_1 (\cos v - s)] z (\cos v) d v,$$

$$k_s = k \alpha_1 / (\Delta \pi^2).$$

У відповідності до (9) функції $\psi_i(t)$ будемо шукати у вигляді лінійної комбінації

$$\psi_i(t) = \psi_i^0(t) + \sum_{p=1}^2 G_p \psi_i^{(p)}(t). \quad (10)$$

Кожна пара $\psi_i^{(p)}$ ($i=1,2$) є розв'язком системи інтегральних рівнянь (4) з правою частиною $g_i^{(p)}$ і задовольняє умови

$$\int_{-1}^1 \psi_i^{(p)}(t) dt = 0, \quad p=0,1,2. \quad (11)$$

Розв'язок $\psi_i^{(p)}(t)$, $i=1,2$, $p=0,1,2$ будемо за допомогою методу механічних квадратур. Зобразимо $\psi_i^{(p)}(t)$ у вигляді

$$\psi_i^{(p)}(t) = \frac{\varphi_i^{(p)}(t) + C_i^{(p)}}{\sqrt{1-t^2}}, \quad (12)$$

де $\varphi_i^{(p)}(t)$ – регулярні функції на відрізку $[-1,1]$.

Для шуканих функцій $\varphi_i^{(p)}(t)$ будемо інтерполяційні поліноми Лагранжа по чебишевських вузлах

$$\tau_l = \cos v_l, \quad v_l = \frac{2l-1}{2n_c} \pi, \quad (13)$$

які можна записати у вигляді

$$L_{nc}[\varphi_j^{(p)}, t] = \sum_{v=0}^{n_c-1} A_{lv}^{(p)} T_v(\tau). \quad (14)$$

Тут

$$A_{lv}^{(p)} = \frac{\lambda_v}{n_c} \sum_{l=1}^{n_c} \varphi_i^{(p)}(\tau_l) \cos v v_l, \quad \lambda = \begin{cases} 1, & v=0 \\ 2, & v>0, \end{cases}$$

T_ν – многочлени Чебишева першого роду, n_c – число вузлів Чебишева (парне). Замінивши тепер в (4) сингулярний інтеграл квадратурною формулою та застосувавши формулу Гауса до інтеграла від регулярної частини ядра, отримаємо систему $6n_c$ лінійних алгебраїчних рівнянь відносно $6n_c$ наближених значень шуканих функцій $\varphi_i^{(p)}(\tau_l)$ у вузлових точках і шести постійних $C_i^{(p)}$. Приєднуючи до отриманої системи 6 рівнянь умови (11) та враховуючи (12), (13), отримаємо повну систему $6(n_c + 1)$ алгебраїчних лінійних рівнянь для $6(n_c + 1)$ невідомих.

Для випадку, коли оболонка і береги тріщин завантажені симетрично відносно лінії $\alpha = 0$, шукані функції будуть непарні і тому розв'язок системи сингулярних інтегральних рівнянь $3n_c$ можна звести до розв'язання системи $3n_c$ алгебраїчних рівнянь

$$\begin{aligned}\varphi_i^{(p)}(t) &= \sum_{\nu=1}^{n_c/2} A_{i, 2\nu-1}^{(p)} T_{2\nu-1}(t), \\ A_{i, 2\nu-1}^{(p)} &= \frac{4}{nc} \sum_{l=1}^{n_c/2} \varphi_{iv}^{(p)} \cos[(2\nu-1)\vartheta_l], \\ \varphi_{iv}^{(p)} &= \varphi_i^{(p)}(\cos \vartheta_\nu), \quad i=1, 2, \quad p=0, 1, 2, \quad l=1, \overline{n_c/2},\end{aligned}\tag{15}$$

$\varphi_{iv}^{(p)}$ – значення шуканих функцій у вузлових точках, визначаються із системи

$$\sum_{j=1}^2 \sum_{\nu=1}^{n_c/2} (\alpha_{iv}^{jj} \varphi_{jv}^{(p)}) = g_{il}^{(p)}.\tag{16}$$

Інтегруючи отриманий розв'язок, розкриття тріщини $\delta(\alpha, \gamma)$ в довільній її точці визначимо за формулою

$$\delta(\alpha, \gamma) = [v(\alpha / \alpha_1)] + \gamma [\theta_2(\alpha / \alpha_1)], \quad |\alpha| < \alpha_1, \quad |\gamma| < h.\tag{18}$$

Тут

$$\begin{aligned}[v(t)] &= \frac{4}{k_E} l_1 \mu_1(t); \quad [\theta_2(t)] = -\frac{4}{k_E} \frac{l_1}{Rc} \mu_2(t), \quad |t| \leq 1, \\ \mu_i(t) &= \frac{1}{\pi^2 \Delta} \left\{ \pi D_i^0 R_1(t) - D_i(2\vartheta^* R_1(t) + W(t)) \right\} + \\ &+ \sum_{\nu=1}^{n_c/2} A_{i, 2\nu-1} R_{2\nu-1}(t), \quad i=1, 2, \\ R_m(t) &= -\frac{1}{m} \sin(m \arccos t), \quad m=1, 2, \dots, \\ W(t) &= \begin{cases} tL_1(t) - \tau_0 L_2(t), & t \neq \tau_0, \\ -2\tau_0 \ln \tau_0, & t = \tau_0, \end{cases} \\ L_2(t) &= \ln \left| \left(\sqrt{1-t^2} - \sqrt{1-\tau_0^2} \right) / \left(\sqrt{1-t^2} + \sqrt{1-\tau_0^2} \right) \right|.\end{aligned}$$

Прирівнявши праву частину (18) до величини критичного розкриття тріщини δ_c , яке при заданих умовах назовнішнього середовища та швидкості деформації є константою матеріалу [8, 9], прийдемо до критеріального співвідношення, яке встановлює зв'язок між зовнішнім навантаженням, довжиною тріщини, геометричними та фізико-механічними параметрами оболонки в умовах гранично-рівноважного стану.

На рис. 1 і рис. 2 показано залежність відносного розкриття δ_i^* вершини відповідно поздовжніх і поперечних тріщин від відносної віддалі між ними $\rho^0 = l_0 / d$. Суцільні лінії відповідають внутрішнім вершинам тріщин (ближче до початку координат), пунктирні – зовнішнім. Розрахунок проводився для таких значень параметрів: $l_0 / h = 10$; $R / h = 100$; $N_2^0 = N_1^0 = N^0 = const$. Криві 1, 2, 3 відповідають відносному навантаженню $n^0 = N^0 / (2h\sigma_T) = 0,3; 0,4; 0,5$. Як бачимо, за всіх інших однакових умов для випадку взаємодії чотирьох тріщин для ближніх кінців тріщин розкриття дещо менше, ніж для однієї тріщини, але зі зближенням вершин тріщин розкриття швидко зростає. Для циліндричної оболонки після деформації поздовжні тріщини будуть дещо більшими поперечних тріщин

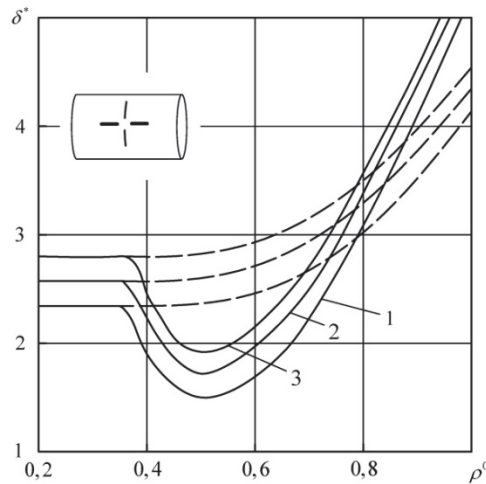


Рис.1. Розкриття поздовжніх тріщин в циліндричній оболонці з чотирма тріщинами

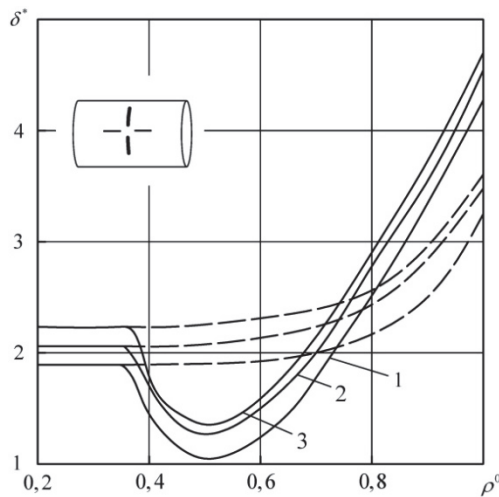


Рис. 2. Розкриття поперечних тріщин в циліндричній оболонці з чотирма тріщинами

Висновки

1. В роботі встановлено залежність відносного розкриття δ_i^* вершини відповідно поздовжніх і поперечних тріщин від відносної віддалі між ними різних значень відносного навантаження.
2. Встановлено, що розкриття поздовжніх тріщин за однакових інших умов, дещо більше, ніж поперечних.

1. Панасюк В.В. Предельное равновесие хрупких тел с трещинами. – Киев: Наук. думка, 1968. – 246 с.
2. Саврук М.П., Осив П.Н., Прокопчук И.В. Чисельний аналіз у плоских задачах теорії тріщин. – К.: Наук. думка, 1989. – 248 с.
3. Осадчук В.А. Напряженно-деформированное состояние и предельное равновесие оболочек с разрезами. – Киев: Наук. думка, 1985. – 222 с.

4. Николишин М.М. Предельное равновесие трансверсально-изотропной сферической оболочки с двумя поверхностными трещинами / Николишин М.М., Швабюк В.И., Фешук Ю.П. // Прикладная механика. – 2009. – 45, №4. – С. 109 – 115.
5. Erdogan F.E., Ratwanni M.A., Yuceoglu U. On the effect of orthotropic in a cracked cylindrical shell // Intern.J.Fract. – 1974. – 10, № 3. – P. 369...374.
6. Kushnir M., Nykolyshyn M., Rostun M., Feshchuk Yu.. Limit analysis of a shallow shell with a system of arbitrarily located cracks // Shell Structures: Theory and Applications. Proceedings of the 8TH SSTA conference, Jurata, Poland, 12-14 October 2005. P.139–142.
7. Loakimidie N.I. The numerical solution of crack problems in plane elasticity in the case of loading discontinuities / Loakimidie N.I. // Eng. Fract. Mech. – 1980. –13. № 4. – P. 709 – 716
8. Панасюк В.В. Механика квазихрупкого разрушения материалов / Панасюк В.В. – Киев: Наук. думка, 1991. – 416 с.
9. Erdogan F. Plastic strip model for thin shells / Erdogan F. // Prospects Fract. Mech.– Leyden, 1974. – P. 609 – 617

REFERENCES

1. Panasyuk, V. (1968). *The ultimate balance of fragile bodies with cracks*. Kiev, Naukova Dumka Publ., 246 p.
2. Savruk, M., Osyv, P. & Prokopchuk, I. (1989). *Numerical analysis of plane problems of the theory of cracks*. Kyiv, Naukova dumka publ., 248 p.
3. Osadchuk, V. (1985). *Stress-strain state and limit equilibrium of shells with cuts*. Kiev, Naukova Dumka Publ., 222 p.
4. Nikolishin, M., Shvabyuk, V. & Feshchuk, Yu. (2009). The ultimate balance of transversely isotropic spherical shell with two surface cracks. *Journal of Applied Mechanics*. No. 4. Pp. 109 - 115.
5. Erdogan, F., Ratwanni, M. & Yuceoglu, U. (1974). On the effect of orthotropic in a cracked cylindrical shell. *Intern.J.Fract.* No. 3. Pp. 369-374.
6. Kushnir, M., Nykolyshyn, M., Rostun, M. & Feshchuk, Yu. (2005). Limit analysis of a shallow shell with a system of arbitrarily located cracks. *Shell Structures: Theory and Applications*. Proceedings of the 8th SSTA conference, Jurata, Poland, 12-14 October 2005. Pp.139-142.
7. Loakimidie, N. (1980). The numerical solution of crack problems in plane elasticity in the case of loading discontinuities. *Eng. Fract. Mech.* No. 4. Pp. 709 - 716
8. Panasyuk V. (1991). *Mechanics quasibrittle destruction of materials*. Kiev, Naukova Dumka Publ., 416 p.
9. Erdogan, F. (1974). Plastic strip model for thin shells. *Prospects Fract. Mech.* Leyden, pp. 609 – 617.

Фешук Ю.П. Раскрытие берегов трещин изотропной цилиндрической оболочки, ослабленной четырьмя равноудаленными трещинами.

Задача о напряженном состоянии цилиндрических анизотропных оболочек с четырьмя равноудаленными трещинами сведена к системе сингулярных интегральных уравнений. Решение системы СИУ показало, что при всех прочих равных условиях для случая взаимодействия четырех трещин для ближних концов трещин раскрытия несколько меньше, чем для одной трещины, но со сближением вершин трещин раскрытие быстро растет

Ключевые слова: оболочка с трещинами, интегральные уравнения, раскрытие трещины.

Yu. Feshchuk. Disclosure of crack of isotropic cylindrical shell weakened by four equidistant cracks.

The study is setting depending disclosure longitudinal and transverse cracks in cylindrical shell with four cracks on the distance between them for different values of the relative load. To achieve this goal it is necessary problem of stress-strain state of cylindrical shell with four cracks against them for symmetric load reduced to solving the four singular integral equations and install dependence disclosure longitudinal and transverse cracks in cylindrical shell with four cracks on the distance between them to different values of the relative burden.

In this work the disclosure crack isotropic cylindrical shell weakened by four equidistant fissures.

The problem of stress state of isotropic cylindrical shells with four cracks equidistant reduced to a system of singular integral equations.

Solution CIP system showed that all other things being equal interaction in the case of four cracks for cracks near-end disclosure somewhat less than for a crack, but with the convergence of the crack tip disclosure growing rapidly. For cylindrical shell after deformation longitudinal cracks will be slightly larger transverse cracks.

Keywords: the shell cracked, integral equations, the crack opening

АВТОР:

ФЕЩУК Юрій Петрович, доцент кафедри матеріалознавства та пластичного формування конструкцій машинобудування, Луцький національний технічний університет, e-mail: yurafp@meta.ua.

AUTHOR:

Yurii FESHCHUK, Assoc. Professor of Department of materials science and engineering constructions plastic forming, Lutsk national technical university, e-mail: yurafp@meta.ua.

Шраменко Н.Ю.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

АВТОМАТИЗАЦІЯ ТА ІНФОРМАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ЯК ОСНОВА ЕФЕКТИВНОГО ФУНКЦІОНУВАННЯ ВАНТАЖНИХ ТЕРМІНАЛЬНИХ КОМПЛЕКСІВ

Визначено, що ефективне функціонування вантажних термінальних комплексів можливе за рахунок застосування автоматизованих систем підтримки прийняття рішень і сучасних інформаційних технологій. Запропоновано застосовувати комплексний підхід до розробки автоматизованої системи управління термінальними комплексами для формування ресурсозберігаючих технологій та синхронізації логістичних потоків, який враховує технічні, технологічні та організаційні заходи. Запропонований комплексний підхід відрізняється тим, що для формування вхідної інформації пропонується використовувати сучасні технічні пристрої, для вибору раціональної технології роботи вантажного терміналу пропонується застосовувати багатокритеріальні моделі оптимізації.

Ключові слова: термінальний комплекс, технологія, ресурси, транспортно-складські процеси, управління, автоматизована система, інформаційні технології.

Вступ. Згідно концепції логістики, між виробництвом і транспортом, транспортом та споживачами, завжди повинні бути складські об'єкти, призначені для згладжування нерівномірних циклів виробництва, споживання і функціонування різних видів транспорту. У зв'язку з цим у загальному процесі просування матеріальних потоків по логістичних ланцюгах від продуцента до споживача необхідно враховувати наявність мережі різних систем зберігання і переробки продукції, що трансформують форми і параметри матеріальних потоків. Такі задачі виконують транспортно-складські комплекси та вантажні термінали.

Сучасний механізований або автоматизований термінальний комплекс – це складна технічна структура, що має в своєму розпорядженні низку спеціалізованого обладнання – навантажувально-розвантажувальні механізми, транспортно-складське обладнання, стелажні конструкції, автоматичні машини для формування транспортних пакетів та маркування, конвеєрні системи, комп'ютерні системи керування та управління, елементи робототехніки для виконання транспортно-складських задач. Для кожного елемента з цього масиву технічного обладнання існує технологія функціонування та організації ефективної роботи.

Підвищення ефективності функціонування термінальних комплексів за рахунок вибору раціональних технологічних параметрів — наукова проблема, що потребує запровадження моделювання та автоматизації різних рівнів функціонування, удосконалення підходу в організації зберігання вантажів, транспортно-складських робіт, сортувальних та перевантажувальних робіт та інших логістичних послуг, що мають місце на вантажних терміналах.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. У сучасних умовах ринку транспортних послуг фахівцями і вченими приділяється істотна увага розробці моделей при рішенні завдань розвитку регіональних транспортних систем [1, 2]. В останні роки значно зросли масштаби та сфери застосування евристичних методів для вирішення різних задач в області проектування, прогнозування та управління в умовах застосування інтерактивних систем. Однак в більшості випадків моделі спрямовані на вирішення часткових задач та характеризуються відсутністю макросистемного підходу [3, 4].

Проведений аналіз наукових досліджень свідчить, що суттєва увага вчених приділена функціонуванню термінальних комплексів, як основної складової транспортної інфраструктури. Однак, у більшості робіт не достатньо приділено уваги вибору раціональних технологічних параметрів функціонування термінальних комплексів в умовах економії ресурсів різних видів [5, 6].

Дослідниками відзначається провідна роль інформаційних технологій при організації процесу функціонування складних систем [7, 8], однак не достатньо розглянуто питання формування інтегрованих систем управління з використанням автоматизованих систем підтримки прийняття рішення та сучасних технічних можливостей.

Формулювання мети статті. Метою дослідження є розробка комплексного підходу щодо формування автоматизованих систем управління термінальними комплексами на основі сучасних

інформаційних технологій для формування ресурсозберігаючих технологій та синхронізації логістичних потоків.

Виклад основного матеріалу. Аналіз процесу функціонування вантажних термінальних комплексів дозволив виділити існуючі недоліки технології переробки вантажів:

- незлагодженість роботи окремих підрозділів;
- наявність міжопераційних простоїв навантажувально-розвантажувальних механізмів та персоналу;
- нераціональний розподіл вхідного вантажопотоку між окремими складами комплексу в умовах невизначеності;
- формування нераціональних розмірів партій відправки;
- вибір нераціональної вантажності автомобіля для поставки продукції;
- неврахування інтересів вантажовласників по певним умовам обслуговування (час обслуговування, пріоритет обслуговування, особливі вимоги);
- неузгоджена взаємодія вантажовідправників та вантажоодержувачів з термінальними комплексами, нераціональна технологія обробки матеріального потоку в умовах нерівномірного попиту на переробку партій вантажу протягом зміни.

Визначено, що має місце ряд проблем організаційного та технічного характеру, що стосуються використання ресурсів вантажних термінальних комплексів:

- нераціональний вибір площі складського приміщення, нераціональне використання складських приміщень;
- низький коефіцієнт використання робочого часу, наявність простоїв навантажувально-розвантажувальних механізмів (НРМ);
- нераціональний вибір кількості засобів механізації, низький рівень механізації, відсутність врахування коливання попиту на підйомно-транспортне обладнання при плануванні кількості одиниць НРМ;
- нераціональний вибір кількості працівників, при розрахунку необхідної кількості спеціалістів не враховуються коливання попиту на застосування певних технологій з безпосередньою участю працівників;
- відсутність або мала частка автоматизованих процесів обробки вантажопотоку та інформаційних потоків: низький рівень автоматизації документообігу, низька швидкість обробки інформації та документів, відсутність комплексного програмного забезпечення для оперативного прийняття управлінських рішень, відсутність сучасних засобів ідентифікації.

В сучасних умовах наявна нерозвинена технологія прогнозування, що дала б змогу підвищити ефективність та раціональність перерозподілу та обробки матеріальних потоків у транспортному процесі, що, в свою чергу впливає на зниження собівартості доставки та збільшення прибутку.

Вибір раціональних параметрів технологічних процесів термінальних комплексів надає змогу формувати уявлення щодо стану структури при існуючих ресурсних обмеженнях та закріплених умов взаємодії певних елементів. Дані, що отримані за допомогою моделювання, можна використовувати для налагодження ефективного функціонування вантажного терміналу, а саме, для вибору раціональних технологічних параметрів. Такі зміни матимуть позитивний вплив на функціонування термінальної системи в цілому, а отже й матимуть відображення у позитивному економічному ефекті.

Пропонується включення розроблених в попередніх дослідженнях моделей [9-11] до складу автоматизованої системи управління процесом переробки вантажопотоку на терміналі, що передбачає можливість модернізувати збір та обробку інформації, підвищити точність вимірюваних параметрів та їх статистичну достовірність, вдосконалити якість отримуваної інформації; дозволяє визначити оптимальну кількість ресурсів різних типів у зонах терміналу.

При цьому проводиться формування множини технологій W обробки вантажопотоку на терміналі, обчислююся витрати та загальний час виконання операцій по кожній з технологій із множини W та обирається найбільш прийнятна за критерієм, який передбачає мінімізацію витрат, пов'язаних з функціонуванням терміналу, що враховують витрати на утримання та експлуатацію людських та транспортно-складських ресурсів при обмеженні часу обробки вантажу на терміналі.

Пропонується в автоматизованій системі управління процесом функціонування вантажного термінального комплексу використовувати евристичний алгоритм, при якому в залежності від прийняття системою оптимальних технологій, що характеризуються мінімальними витратами та мінімальним часом переробки вантажу, система повертається на початковий етап, на якому вхідні дані виключаються і/або доповнюються. Евристичний алгоритм вибору ресурсозберігаючої технології

функціонування термінального комплексу спроможній видати прийнятне рішення проблеми серед множини альтернатив, знайти рішення, близьке до найкращого і зробити це якнайшвидше.

Таким чином, пропонується комплексний підхід щодо формування автоматизованих систем управління термінальними комплексами на основі сучасних інформаційних технологій, який враховує технічні, технологічні та організаційні заходи:

– застосування сучасних пристроїв збору, ідентифікації та обробки вхідної інформації. Пропонується для отримання інформації про кількісний склад дрібнотоннажних автомобілів, транспортно-складських механізмів та наявного персоналу використовувати радіочастотні мітки для дистанційного зчитування, інформація з яких фіксується пристроями зчитування, розміщеними в місцях перетину меж окремих зон терміналу; для визначення часу виконання окремих технологічних операцій на терміналі в системі використовувати пристрої вимірювання та контролю часу виконання технологічних операцій, які розміщуються в контрольних точках зон їхнього виконання. Запропоновані заходи передбачають можливість модернізувати збір та обробку інформації, підвищити точність вимірюваних параметрів та їх статистичну достовірність, вдосконалити якість отриманої інформації;

– забезпечення комплексного розвитку бази інформатизації, впровадження принципово нових систем управління з використанням перспективних інформаційних і логістичних технологій з метою створення на базі GPS єдиної системи інформаційних комунікацій на транспорті, яка в подальшому буде інтегрована в світову інформаційну мережу. Так, пропонується інформацію про місцезнаходження завантажених автомобілів в конкретний час, які здійснюють розвезення-збір вантажу та міжтермінальні перевезення, передавати на автоматизоване робоче місце диспетчера терміналу через мережу Інтернет за допомогою GPS-трекерів, розміщених на транспортних засобах; визначати дислокацію вантажовласників рекомендується за допомогою пристрою визначення географічних координат на основі GPS-приймача (смартфона);

– розробку та впровадження інтегрованої інформаційної системи підтримки прийняття рішення в технологічному циклі термінальної системи на основі нових багатокритеріальних моделей оптимізації транспортно-складських процесів та раціоналізації використання ресурсів різних видів для всіх її підсистем. Інтегрована інформаційна система, що пропонується, дозволяє здійснювати вибір ресурсозберігаючої технології вантажного терміналу з урахуванням наявних резервів та технічного оснащення з забезпеченням мінімальних витрат терміналу та з урахуванням інтересів вантажовласників і перевізників; забезпечує скорочення часу просування вантажопотоку в ланцюзі постачання в результаті синхронізації логістичних потоків, виключення «людського фактора» при прийнятті рішення; передбачає можливість прийняття управлінських рішень при виникненні непередбачуваної ситуації шляхом внесення корективів при формуванні технології; забезпечує взаємоузгодження дій суб'єктів термінальної системи та обумовлює підвищення якості обслуговування вантажовласників і максимізацію синергетичного ефекту системи;

– розробку моделей прогнозування технологічних параметрів термінальної системи з використанням сучасних методів, що дає великі перспективи для розвитку технологій термінальних комплексів у загальному значенні. Оцінка необхідних значень технічних характеристик транспортно-складських ресурсів і технологічних параметрів термінального комплексу дозволяє обрати такі параметри функціонування, які б забезпечували синхронізацію технологічних процесів і максимальну адаптованість терміналу до мінливих умов роботи та враховували б ресурсні обмеження термінального комплексу.

Результат, який досягається при впровадженні запропонованого комплексного підходу щодо формування автоматизованої системи управління термінальними комплексами, полягає в скороченні ресурсів різних типів у підсистемах процесу доставки за рахунок формування оптимальних ресурсозберігаючих технологій, в скороченні часу просування вантажопотоку в ланцюзі постачання в результаті синхронізації логістичних потоків, виключенні «людського фактора» при формуванні вхідної інформації та прийнятті рішення, що підвищить статистичну достовірність параметрів, дозволить виключити необхідність нести значні постійні фінансові витрати, пов'язані з необхідністю збору та обробки вхідної інформації, обумовлює взаємоузгодження дій учасників доставки, що задовольняє вимогам інтероперабельності складних систем, дозволяє повністю автоматизувати процес організації термінальної системи доставки вантажів, зменшити час прийняття управлінських рішень в процесі термінальної доставки, підвищити якість обслуговування вантажовласників та з максимальною ефективністю врахувати інтереси всіх учасників процесу доставки.

Висновки. В результаті аналізу процесу функціонування вантажних термінальних комплексів виявлено недоліки організаційного, технічного та технологічного характеру, усунення яких можливе

за рахунок застосування автоматизованих систем підтримки прийняття рішень і сучасних інформаційних технологій.

Запропоновано застосовувати комплексний підхід до розробки інтегрованої інформаційної автоматизованої системи підтримки прийняття рішення в функціональному циклі термінальної системи для формування ресурсозберігаючих технологій та синхронізації логістичних потоків, який відрізняється тим, що:

– для формування вхідної інформації пропонується використовувати сучасні технічні пристрої: пристрій визначення географічних координат на основі GPS-приймача; GPS-трекери, що розміщуються на транспортних засобах; радіочастотні мітки для дистанційного зчитування, інформація з яких фіксується пристроями зчитування; пристрої вимірювання та контролю часу виконання технологічних операцій;

– запропоновано проводити моделювання не по середнім або нормативним, а по оперативним розрахованим технологічним параметрам на кожен конкретний об'єкт управління в конкретний момент часу та оперативно приймати управлінські рішення в умовах невизначеності та ризику на основі запропонованого багатокритеріального підходу.

– запропоновано до складу існуючих автоматизованих систем управління термінальними комплексами включити комплекс способів та моделей, які дозволяють визначати на певний період раціональну технологію роботи вантажного терміналу та окремих його підсистем з урахуванням ресурсних обмежень, здійснювати організацію термінальної системи доставки вантажів шляхом синхронізації технологічних процесів за умов максимізації синергетичного ефекту;

– запропоновано здійснювати прогнозування технологічних параметрів терміналу та оцінку технічних характеристик транспортно-складських ресурсів для забезпечення максимальної адаптованості терміналу до мінливих умов роботи.

Перспективними напрямками досліджень є: обґрунтування технічного забезпечення та розробка програмного забезпечення для існуючих моделей функціонування термінальних комплексів з метою формування інтегрованої інформаційної автоматизованої системи підтримки прийняття рішення в функціональному циклі термінальної системи.

1. Ларин О. Н. Методология организации и функционирования транспортных систем регионов: монография / О. Н. Ларин. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2007. – 205 с.

2. Заборський Л. О. Методичні основи організації транспортно-технологічних процесів у системах доставки вантажів: автореф. дис. канд. техн. наук: спец. 05.22.01 – транспортні системи / Л. О. Заборський. – Одеса: Одеськ. нац. морськ. ун-т, 2008. – 20 с.

3. Пономарьова Н. В. Прогнозування вантажопотоків на наземних видах транспорту у міжнародному сполученні: автореф. дис. канд. техн. наук: спец. 05.22.01 – транспортні системи / Н. В. Пономарьова. – Х.: ХНАДУ, 2007. – 20 с.

4. Хоруженко Е. С. Процедура выбора предпочтительного сценария развития перевозочного процесса при организации поставок помашинными отправлениями при текущем планировании / Е. С. Хоруженко, С. М. Мочалин // Совершенствование организации дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов: сб. науч. тр. – Минск: БНТУ, 2015 – С. 248–258.

5. Мирошник А. С. Логистические принципы построения и функционирования терминальной системы: автореф. дис. на соискание уч. степ. канд. экон. наук: 08.00.05 – Экономика и управление народным хозяйством / А. С. Мирошник. – Ростов н/Д., 2010. – 24 с.

6. Гронин Д. П. Повышение эффективности автомобильных перевозок в системе доставки грузов с использованием терминальных комплексов: автореф. дис. на соискание уч. степ. канд. техн. наук: 05.22.10 – Эксплуатация автомобильного транспорта / Д. П. Гронин. – Волгоград, 2006. – 18 с.

7. Петрашевський О. Л. Удосконалення інформаційного забезпечення моніторингу автотранспортних систем / О. Л. Петрашевський, О. В. Алексеєнко // Вісник Національного транспортного університету. – К.: НТУ, 2006. – №13. – С. 53–58.

8. Самойленко Н. И. Основные направления развития современных информационных технологий / Н. И. Самойленко, Б. И. Погребняк, А. Б. Костенко, Д. Н. Бугас // Комунальне господарство міст: наук.-техн. зб. Серія: Технічні науки та архітектура. – Х.: ХНУМГ, 2015. – Вип. 121. – С. 74-79.

9. Нагорний Є. В. Спосіб вибору технології роботи автомобілів на розвізних маршрутах / Н. Ю. Шраменко, Є. В. Нагорний // Автомобільний транспорт: Сб. науч. тр. – Харків: ХНАДУ, 2014. – Вип. 35 – С. 141–145.

10. Шраменко Н. Ю. Модель оптимізації виробничих ресурсів вантажного термінального комплексу / Н. Ю. Шраменко // Вісник ХНТУСГ – Харків, 2015 – Вип. 160 – С. 261–266.

11. Шраменко Н. Ю. Распределение грузопотока между складами терминала с помощью информационной автоматизированной системы поддержки принятия решения / Н. Ю. Шраменко //

REFERENCES

1. Larin, O. (2007). *Methodology of the organization and functioning of the regional transport systems [Metodologiya organizatsii i funktsionirovaniya transportnykh sistem regionov: monografiya]*. Chelyabinsk. 205 p.
2. Zaborskiy, L. (2008). *Methodical bases of the organization of transport and technological processes in systems of goods delivery. Ph.D. Diss. [Metodichni osnovi organizatsii transportno-tehnologichnih protsesiv u sistemah dostavki vantazhiv. Ph.D. Diss.]*. Odesa. 20 p.
3. Ponomarova, N. (2007). *Forecasting cargo traffics on land transport modes in international traffic. Ph.D. Diss. [Prognozuvannya vantazhopotokiv na nazemnih vidah transportu u mizhnarodnomu spoluchenni. Ph.D. Diss.]*. Kharkiv. 20 p.
4. Horuzhenko, E. & Mochalin, S. (2015). The procedure for selecting of a preferred transportation process scenario in the organization of supply cargo shipments in current planning [Protседura vyibora predpochtitel'nogo stsenariya razvitiya perevozochnogo protsesa pri organizatsii postavok pomashinnyimi otpravkami pri tekuschem planirovani]. *Sovershenstvovanie organizatsii dorozhnogo dvizheniya i perevozok passazhirov i грузов: sb. nauch. tr. Minsk, BNTU*, pp. 248–258.
5. Mirosnik, A. (2010) *Logistic principles of construction and operation of terminal system. Ph.D. Diss. [Logisticheskie printsipy postroeniya i funktsionirovaniya terminalnoy sistemy. Ph.D. Diss.]*. Rostov on Don. 24 p.
6. Gronin, D. (2006) *Improving the efficiency of road transport in the freight delivery by using terminal complexes. Ph.D. Diss. [Povyishenie effektivnosti avtomobilnykh perevozok v sisteme dostavki грузов s ispolzovaniem terminalnykh kompleksov. Ph.D. Diss.]*. Volgograd. 18 p.
7. Petrashevskiy, O. & Alekseenko, O. (2006) Improving information supply of vehicles monitoring systems [Udoskonalennya Informatsiyogo zabezpechennya monitoringu avtotransportnykh sistem] *Visnik Natsionalnogo transportnogo universitetu*. – Kyiv, NTU Publ., Vol. 13, pp. 53–58.
8. Samoilenko, N., Pogrebnyak, B., Kostenko, A. & Bugas, D. (2015) The main directions of development modern information technologies [Osnovnyie napravleniya razvitiya sovremennykh informatsionnykh tehnologiy] *Komunalne gospodarstvo mist: nauk.-tehn. zb. Seriya: Tehnichni nauki ta arhitektura*. Kharkiv. Vol. 121, pp. 74–79.
9. Nagorniy, E. & Shramenko, N. (2014) Development of technology selection of vehicles operation on delivery routes [Sposib viznachennya tehnologii roboti avtomobiliv na rozviznih marshrutah] *Avtomobilnyy transport: Sb. nauch. tr. Kharkiv, KhNADU*, Vol. 35, pp. 141–145.
10. Shramenko, N. (2015) Model of optimization of production resources of cargo terminal handler [Model optimizatsii virobnichih resursiv vantazhnogo terminalnogo kompleksu] *Visnik KhNTUSG, Kharkiv*, Vol. 160, pp. 261–266.
11. Shramenko, N. (2015) Distributing of traffic of goods between storages of terminal by automated information system to support decision-making [Raspredelenie gruzopotoka mezhdru skladami terminala s pomoschyu informatsionnoy avtomatizirovannoy sistemy podderzhki prinyatiya resheniya] *Sovershenstvovanie organizatsii dorozhnogo dvizheniya i perevozok passazhirov i грузов: Sb. nauch. tr. Minsk, BNTU*, pp. 265–272.

Шраменко Н. Ю. Автоматизация и информационные технологии как основа эффективного функционирования грузовых терминальных комплексов

Определено, что эффективное функционирование грузовых терминальных комплексов возможно за счет применения автоматизированных систем поддержки принятия решений и современных информационных технологий. Предложено применять комплексный подход к разработке автоматизированной системы управления терминальными комплексами для формирования ресурсосберегающих технологий и синхронизации логистических потоков, который учитывает технические, технологические и организационные мероприятия. Предложенный комплексный подход отличается тем, что для формирования входящей информации предлагается использовать современные технические устройства, для выбора рациональной технологии работы грузового терминала предлагается применять многокритериальные модели оптимизации.

Ключевые слова: терминальный комплекс, технология, ресурсы, транспортно-складские процессы, управление, автоматизированная система, информационные технологии.

N. Shramenko. Automation and information technologies as the basis for the efficient operation of the freight terminal facilities

An analysis of the functioning of freight terminal facilities identified deficiencies organizational, technical and technological nature. It has been stated that the efficient operation of the freight terminal facilities is possible through the use of automated decision support systems and advanced information technologies. It has been proposed to adopt an integrated approach to the development of an automated control system of terminal facilities to create the resource-saving technologies and synchronization of logistics flows that takes into account technical, technological and organizational activities. The presented integrated approach is different in that the current technological devices are encouraged to use for the input information generation, the multi-criteria optimization models are proposed to

apply in choosing a rational technology of the freight terminal operation. It is proposed to carry out forecasting of technological parameters of the terminal and the assessment of the technical characteristics of the handling-and-storage resources for maximum adaptability terminal to the unstable working conditions.

Keywords: terminal facility, technology, resources, handling-and-storage processes, management, automated system, information technology

АВТОР:

ШРАМЕНКО Наталя Юріївна, доктор технічних наук, доцент, професор кафедри транспортних технологій, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: nshramenko@gmail.com

AUTHOR:

Natalia SHRAMENKO, Doctor of Technical Science, Associate Professor, Professor of the Department of Transportation, Kharkov National Automobile and Highway University, e-mail: nshramenko@gmail.com

Стаття надійшла в редакцію 09.09.2015р.