

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*

**№3 (7)**  

---

---

**2016**

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

ЛУЦЬК

LUTSK

Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк: Луцький НТУ, 2016.– №3(7).– 171 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), **Плюський 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 (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, Житомирський державний технологічний університет; **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 №2 від 25.10.2016р.)

## ЗМІСТ

<i>Абрамов Д.В., Тесля В.О., Пиндус Т.Б.</i> Визначення зміни технічного стану автомобіля та показників якості палива в експлуатації .....	6
<i>Гевко І.Б., Клендій В.М., Навроцька Т.Д.</i> Теоретичні передумови проектування розточних головок для обробки отворів в автомобілебудуванні .....	10
<i>Гевко Б.М., Марчук Н.М., Мельничук С.Л.</i> Оснащення для дослідження технологічних процесів в автомобілебудуванні .....	15
<i>Гудз Г.С., Глобчак М.В., Коцюмбас О.Й.</i> Параметрична ідентифікація граничних умов теплової моделі середовища “гільза - охолодник” ДВЗ .....	20
<i>Гуменюк П.О., Кузнєцов Р.М.</i> Основні припущення при побудові математичної моделі плоскопаралельного руху автопоїзда .....	26
<i>Гулько Ю.Л., Федорусь Ю.В.</i> Дослідження умов інтенсифікації роботи вакуум-апаратів цукрового виробництва..	31
<i>Гюлев Н.У., Доля В.К.</i> Вплив дорожніх заторів на функціональний стан водіїв різних вікових категорій .....	36
<i>Дембіцький В.М., Павлюк В.І.</i> Прогнозування режимів роботи систем рекуперативного гальмування .....	42
<i>Дерюгін О.В., Новікова О.О., Чеберячко С.І.</i> Обґрунтування вибору ефективного автомобіля-таксомотора з урахуванням потреб учасників перевізного процесу .....	48
<i>Дударєв І.М., Голячук С.Є.</i> Визначення кінематичних параметрів спірального сепаратора .....	53
<i>Забродець І.П., Дутчак Б.І., Ярошевич М.П.</i> Динаміка пружної муфти у приводі вібраційної машини з дебалансним збудником коливань .....	59
<i>Защепкіна Н. М., Мелконян А. А., Недобойко С. О.</i> Використання нового способу для контролю пилопроникності матеріалів ...	68

## CONTENT

<i>D. Abramov, V. Tesla, T. Pyndus.</i> Determination of changes in the technical condition of the vehicle and fuel quality parameters in operation .....	6
<i>I. Gevko, V. Klendy, T. Navrotskaya.</i> Theoretical background design boring heads for machining holes in the automotive industry .....	10
<i>B. Gevko, L. Marchuk, S. Melnyk.</i> Equipment for the study of processes in the automotive industry .....	15
<i>G. Gudz, M. Globchak, O. Kotsjumbas</i> Parametrical identification of boundary conditions of heat model of “liner-cooler” environment.....	20
<i>P. Gumenyuk, R. Kuznetsov</i> The basic assumption in the construction of a mathematical model of plane-motion train .....	26
<i>V.Y. Hunko, Y. Fedorus</i> Conditions Research of the Performance Intensification of Sugar Production Vacuum Pans .....	31
<i>N.Gyulev, V.Dolya</i> The impact of traffic congestion on the functional status of the drivers of different age categories .....	36
<i>V. Dembitskyi, V. Pavliuk</i> Forecasting system modes of recuperation of electrical energy during application of brakes .....	42
<i>O. Deryugin, E. Novikova, S. Cheberyachko</i> Substantiation of effective taximeter-car selection taking into consideration the requirements of transportation process participants .....	48
<i>I. Dudarev, S. Goliachuk</i> Determination of kinematic parameters of the spiral separator .....	53
<i>I. Zabrodets, B. Dutchak, M. Yaroshevych</i> Dynamics Of Flexible Coupling In The Drive Of Vibration Machine With Unbalanced Vibration Exciter .....	59
<i>N. Zashchepkina, A. Melkonian, S. Nedoboyko</i> Using a new method to control vapor permeability materials .....	68

<b>Кузнецов О.П.</b> Формування потокоутворюючих і потокопоглинаючих вузлів на моделі вулично-дорожньої мережі м. Дніпро ...	<b>A. Kuznetsov</b> Forming of flow-initiating and flow-receiving centres on the model street and road network in Dnipro city .....	73	73
<b>Кірічок О.Г.</b> Методичні основи математичного моделювання пасажирських перевезень автомобільним транспортом .....	<b>O. Kirichok</b> Methodical bases of mathematical modeling for passengers' carriage by automobile transport .....	79	79
<b>Леонтьев Д.М., Дячук М.В., Лиходій О.С., Малий В.М., Мережко С.В.</b> Методика визначення максимальних значень теоретично необхідних кутів повороту коліс напівпричепів .....	<b>D. Leontiev, M. Dyachuk, O. Likhodiy, V. Malyy, S. Merezko</b> Technique to determine the maximum value of the theoretical-needed trailer wheel steering angle .....	84	84
<b>Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Казмірчук П.В.</b> Обґрунтування параметрів розточних головок для блоків циліндрів .....	<b>O. Lyashuk, I. Hevko, V. Kazmirchuk</b> Setting Ground boring heads for cylinder blocks .....	89	89
<b>Мазилук П.В.</b> Дослідження руху КТЗ при проїзді стоп-лінії світлофора .....	<b>P. Mazylyuk</b> Investigation of the wheeled vehicle when driving stop line lights .....	95	95
<b>Новицкий А.В., Барташевский С.Е.</b> Повышение эффективности взаимодействия погрузочных и транспортных средств в условиях циклично-поточного производства .....	<b>A. Novytski, S. Bartashevski</b> Improving the efficiency of interaction loading and vehicles in cyclicity line production .....	98	98
<b>Процюк В.О., Андрійчук О.В., Шимчук О.П.</b> Дослідження динаміки вібраційної машини з бігармонічними збудниками в пакеті Simulink, середовища Matlab .....	<b>V. Protsiuk, O. Andriichuk, O. Shymchuk</b> Research of dynamics of the machine with harmonic vibration exciters in the package Simulink, Matlab environment .....	104	104
<b>Пустюльга С.І., Самостян В.Р., Хомич А.А.</b> Дискретне моделювання криволінійних сіток із заданими крайовими умовами на трикутному плані суперпозицією числових послідовностей .....	<b>S. Pustiulha, V. Samostian, A. Homich</b> Discrete modelling of curvilinear grids with the indicated boundary conditions on the triangular design by means of numerical sequences superposition .....	109	109
<b>Рудзінська О.В.</b> Підвищення експлуатаційної безпеки комерційних автомобілів в інтелектуальних транспортних системах .	<b>O. Rudzinska</b> Improving operational safety commercial vehicles in Intelligent Transport Systems.....	116	116
<b>Сахно В.П., Поляков В.М., Тімков О.М., Шарай С.М., Мурованій І.С.</b> Експериментальні дослідження стійкості руху автопоїзда з перекосом мостів напівпричепа .....	<b>V. Sakhno, V. Poljakov, O. Timkov, S. Sharay, I. Murovaniy</b> Experimental researches of stability of motion of lorry convoy with the defect of bridges of semitrailer .....	121	121
<b>Сістук В.О., Веснін А.В.</b> Дослідження особливостей маневрування автотранспортних засобів з електромеханічною трансмісією у лабораторних умовах .....	<b>V. Sistuk, A. Vesnin</b> Automation and information technologies as the basis for the efficient operation of the freight terminal facilities .....	129	129

<b>Таран І.О., Клименко І.Ю.</b> Комплексне дослідження зміни кінематичних та силових параметрів трансмсії шахтного дизелевоза .....	136	<b>I. Taran, I. Klymenko</b> Complex research the change of kinematic, power and energy parameters mine locomotive transmission .....	136
<b>Таран І.А., Литвин В.В.</b> Создание транспортной модели г. Павлоград с использованием программного комплекса PTV VISION VISUM .....	143	<b>V. Sistuk, A. Vesnin</b> Creating transport model Pavlograd by program complex PTV VISION VISUM ....	143
<b>Шведик М.С., Гунько Ю.Л., Теслюк В.В.</b> Обгрунтування диференційованої системи обробітку ґрунту в аспекті ефективного застосування біопрепаратів для захисту рослин .....	151	<b>M. Shvedyk, Y. Gunko, B. Teslyuk</b> Ground of differentiated of system treatments soils in aspect of effective of application of biologics for defense of plants .....	151
<b>Шумчук Ю.П., Селезньов Е.Л., Клименко О.Д., Муравинець Ю.В.</b> Аналіз умов роботи та дефектів внутрішніх циліндричних поверхонь .....	158	<b>Shumchuk Y. P., Seleznev E. L., Klumenko A.D., Muravinets Y. V.</b> Analysis of operating conditions and defects of the internal cylindrical surfaces .....	158
<b>Шостачук А.М., Шостачук Д.М., Шумляківський В.П.</b> Регулярний рух громадського транспорту різних маршрутів на їх спільній ділянці в районах висотної забудови .....	162	<b>A. Shostachuk, D. Shostachuk, V. Shumliakivskyi</b> Regular traffic of public transport which operates on different routes on their common part of the route near high rise buildings .....	162

Абрамов<sup>1</sup> Д.В., Тесля<sup>2</sup> В.О., Пиндус<sup>2</sup> Т.Б.<sup>1</sup> Харківський національний автомобільно-дорожній університет<sup>2</sup> Тернопільський національний технічний університет ім. І.Пулужя**ВИЗНАЧЕННЯ ЗМІНИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АВТОМОБІЛЯ  
ТА ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ ПАЛИВА В ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

Технічний стан двигуна та трансмісії, якість палива впливають на динамічні властивості автомобіля. Таку зміну динамічних властивостей автомобіля необхідно враховувати при виконанні маневру обгону, коли недостатня потужність не дозволить забезпечити потрібне прискорення, яке необхідне для безпечного завершення цього маневру. При роботі бортової системи запобігання зіткнення автомобілів таку зміну динамічних властивостей автомобіля необхідно враховувати для збільшення достовірності оцінювання безпеки обгону при прогнозуванні максимально можливого прискорення.

**Ключові слова:** технічний стан автомобіля, якість палива, витрата палива, робота двигуна.

**Постановка проблеми.** Важливо розділяти причини зміни динамічних властивостей автомобіля такі як неякісне паливо та погіршення технічного стану. Зниження динамічних властивостей автомобіля при погіршенні його технічного стану може відбуватися поступово за великий проміжок часу експлуатації або стрибкоподібно в певний момент в залежності від характеру протікання таких деструктивних процесів як знос поверхонь деталей, зміна зазорів у спряженнях, зміна умов змащування та ін. Зниження динамічних властивостей автомобіля при використанні палива з низькими показниками якості відбувається стрибкоподібно практично одразу після чергової заправки. Тому, якщо бортова система автомобіля зареєструвала зниження динамічних властивостей, слід перевірити, чи не відбулося це після значного ступінчастого збільшення показників датчика рівня палива в паливному баку. Якщо так, то причиною падіння динамічних властивостей є падіння потужності двигуна внаслідок використання палива з низькими показниками якості. Якщо ні – то причиною є погіршення технічного стану автомобіля в цілому.

**Визначення коефіцієнта врахування технічного стану автомобіля та показників якості палива.** Для врахування вищезазначених факторів при роботі бортових систем автомобіля пропонується використовувати коефіцієнт  $K_{ТП}$  врахування технічного стану автомобіля та показників якості палива, який визначається як

$$K_{ТП} = \frac{K_{ТПН}}{K_{ТПП}}, \quad (1)$$

де  $K_{ТПН}$  – відношення витрати палива за проміжок часу  $T$  до виконаної роботи двигуном нового технічно справного автомобіля, що пройшов обкатку при використанні еталонного палива, яке повністю відповідає вимогам ДСТУ,

$$K_{ТПН} = \frac{Q_n}{A_n}, \quad (2)$$

де  $Q_n$  – витрата еталонного палива за проміжок часу  $T$  новим технічно справним автомобілем, що пройшов обкатку;

$A_n$  – виконана робота двигуном нового технічно справного автомобіля, що пройшов обкатку за проміжок часу  $T$  при роботі на еталонному паливі;

$K_{ТПП}$  – відношення витрати палива автомобілем у поточному технічному стані за проміжок часу  $T$  до виконаної роботи двигуном при використанні заправленого палива,

$$K_{ТПП} = \frac{Q_p}{A_p}, \quad (3)$$

де  $Q_p$  – витрата заправленого палива за проміжок часу  $T$  автомобілем, при поточному технічному стані;

$A_{\Pi}$  – виконана робота двигуном автомобіля у поточному технічному стані за проміжок часу  $T$ .  
Якщо підставити вирази (2), (3) у формулу (1), отримаємо

$$K_{\text{ТП}} = \frac{Q_{\text{H}} \cdot A_{\Pi}}{A_{\text{H}} \cdot Q_{\Pi}} \quad (4)$$

При допущенні, що на протязі малого інтервалу часу  $\Delta T$  потужність двигуна не змінюється,  $N_e = \text{const}$ , роботу двигуна на вказаному інтервалі часу можна визначити як [1]

$$\Delta A = N_e \cdot \Delta T. \quad (5)$$

Робота двигуна, що виконана за час  $T$

$$A_{\text{H}} = \Delta T \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{e_{\text{H}i}}; \quad (6)$$

$$A_{\Pi} = \Delta T \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{e_{\Pi i}}, \quad (7)$$

де  $N_{e_{\text{H}i}}$ ,  $N_{e_{\Pi i}}$  – потужність двигуна, що визначається в  $i$ -тому інтервалі вимірювання  $\Delta T$  відповідно при експлуатації нового технічно справного автомобіля, що пройшов обкатку при роботі на еталонному паливі та експлуатації автомобіля в поточному технічному стані при роботі на заправленому паливі.

Тоді, підставивши вирази (6), (7) у формулу (4) та виконавши перетворення, отримаємо формулу визначення коефіцієнту врахування технічного стану автомобіля та показників якості палива

$$K_{\text{ТП}} = \frac{Q_{\text{H}} \cdot \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{e_{\Pi i}}}{Q_{\Pi} \cdot \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{e_{\text{H}i}}}. \quad (8)$$

Час  $T$  та інтервал часу  $\Delta T$  потрібно обирати із умови забезпечення мінімізації похибки розрахунків. Значення величин  $N_{e_{\text{H}i}}$ ,  $N_{e_{\Pi i}}$  визначаються за методом визначення потужності двигуна з попереднім проведенням вибігу [2] або за методом визначення потужності двигуна без попереднього проведення вибігу [3]. Значення величин  $Q_{\text{H}}$ ,  $Q_{\Pi}$  визначаються за допомогою датчика миттєвої витрати палива, встановленого в паливній системі автомобіля [4].

Проаналізувавши формули (4), (8) можна сформулювати наступне:

- якщо поточний технічний стан не відрізняються від технічного стану нового справного автомобіля, що пройшов обкатку, та показники якості заправленого палива не відрізняється від показників якості еталонного палива, то  $K_{\text{ТП}} = 1$ ;
- якщо поточний технічний стан гірший від технічного стану нового технічно справного автомобіля, що пройшов обкатку, та (або) показники якості заправленого палива гірші від показників якості еталонного палива, то  $K_{\text{ТП}} < 1$ ;
- якщо показники якості заправленого палива вищі від показників якості еталонного при незмінному технічному стані автомобіля, коефіцієнт врахування технічного стану автомобіля та показників якості палива може перевищувати одиницю ( $K_{\text{ТП}} > 1$ ).

**Висновки.** 1. Запропонований коефіцієнт врахування технічного стану автомобіля та показників якості палива дозволить збільшити точність прогнозування можливого прискорення автомобіля при виконанні маневру обгону бортовою системою запобігання зіткнення.

2. При різкому зниженні коефіцієнта  $K_{\text{ТП}}$ , яке спостерігатиметься невдовзі після чергової заправки паливом автомобіля, бортова система може зробити висновок про те, що якість палива не відповідає вимогам ДСТУ та повідомити про це водія для прийняття ним рішення про подальші дії.

3. При різкому зниженні коефіцієнта  $K_{\text{ТП}}$ , яке спостерігатиметься в час, відмінний від проміжку часу одразу після чергової заправки паливом автомобіля, бортова система може зробити висновок про погіршення технічного стану автомобіля, повідомити про це водія та рекомендувати зробити більш глибоку діагностику засобами станції технічного обслуговування.



1. Лебедев А.Т. Оценка наработки мобильных машин по выполненной двигателем механической работе / Лебедев А.Т., Подригало М.А., Полянский А.С., Абрамов Д.В., Плетнев В.Н., Тесля В.О. – Механіка та машинобудування. Науково технічний журнал.- 2011 - №2. 295с.

2. Пат. 80213 Україна, МПК G01L 5/13. Спосіб визначення потужності двигуна автомобіля в експлуатації / Подригало М.А., Клец Д.М., Абрамов Д.В., Коробко А.І., Мостова А.М., Тесля В.О.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № у 2012 07280; заявл. 15.06.2012; опубл. 27.05.2013 Бюл. № 10.

3. Пат. 80214 Україна, МПК G01L 5/13. Спосіб визначення потужності двигуна автомобіля в експлуатації без попереднього проведення його вибігу / Подригало М.А., Клец Д.М., Абрамов Д.В., Коробко А.І., Тесля В.О.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № у 2012 07283; заявл. 15.06.2012; опубл. 27.05.2013 Бюл. № 10.

4. Подригало М.А., Абрамов Д.В., Тесля В.О. Аналіз і класифікація засобів вимірювання витрати палива автотракторною технікою в умовах експлуатації // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія: Машинобудування та транспорт. – Севастополь: СевНТУ. – 2011. – Вип. 122. – С. 73-77.

## REFERENCES

1. Lebedev AT Comments narabotky mobylnykh machines on vьpolnennoy engine mehanycheskoy the work / Lebedev AT, Podryhalo MA, Polyansky OS, Abramov DV, Pletnev VN Tesla VO - Mechanics and Engineering. Scientific Technical Journal.- 2011 - №2. 295с.

2. Ukraine Patent 80213, IPC G01L 5/13. The method of determination of motor vehicle operation / Podryhalo MA, Klets DM, Abramov DV, Korobko AI, Mostova AM, Teslya VO .; applicant Kharkiv National Automobile and Highway University. - № u 2012 07280; appl. 15.06.2012; publ. 27.05.2013 Bull. Number 10.

3. Ukraine Patent 80214, IPC G01L 5/13. The method of determination of motor vehicle operation without run-down of his / Podryhalo MA, Klets DM, Abramov DV, Korobko AI, Tesla VO .; applicant Kharkiv National Automobile and Highway University. - № u 2012 07283; appl. 15.06.2012; publ. 27.05.2013 Bull. Number 10.

4. Podryhalo MA, Abramov DV, Tesla VO Analysis and Classification of measuring fuel vehicles in operation // Bulletin SevNTU. Collected Works. Series: Engineering and transport. - Sevastopol SevNTU. - 2011. - Vol.122. – С. 73-77.

**Абрамов Д.В., Тесля В.А., Пиндус Т.Б. Определение изменения технического состояния автомобиля и показателей качества топлива в эксплуатации.**

Техническое состояние двигателя и трансмиссии, качество топлива влияют на динамические свойства автомобиля. Такое изменение динамических свойств автомобиля необходимо учитывать при выполнении маневра обгона, когда недостаточная мощность не позволит обеспечить нужное ускорение, необходимое для безопасного завершения этого маневра. При работе бортовой системы предупреждения столкновения автомобилей такое изменение динамических свойств автомобиля необходимо учитывать для увеличения достоверности оценки безопасности обгона при прогнозировании максимально возможного ускорения.

**Ключевые слова:** техническое состояние автомобиля, качество топлива, расход топлива, работа двигателя.

**D. Abramov, V. Tesla, T. Pyndus. Determination of changes in the technical condition of the vehicle and fuel quality parameters in operation.**

The technical condition of the engine and transmission, fuel quality affect the dynamic properties of the car. Such a change in the dynamic characteristics of the car need to be considered when performing overtaking maneuver when the lack of power does not allow for the desired acceleration needed to safely complete the maneuver. such a change in the dynamic properties of the vehicle should be considered to increase the reliability of overtaking the safety assessment in predicting the maximum possible acceleration when the vehicle onboard collision warning systems.

**Keywords:** technical condition of the car, fuel quality, fuel consumption, engine work.

### АВТОРИ:

**АБРАМОВ Дмитрій Володимирович**, кандидат технічних наук, докторант кафедри «Технології машинобудування і ремонту машин», Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: [varan\\_mail@ukr.net](mailto:varan_mail@ukr.net).

**ТЕСЛЯ Володимир Олегович**, кандидат технічних наук, асистент кафедри «Автомобілі», Тернопільський національний технічний університет ім. І.Пулюя, e-mail: [volodymyr\\_teslya@ukr.net](mailto:volodymyr_teslya@ukr.net)

**ПИНДУС Тетяна Борисівна**, асистент кафедри «Автомобілі», Тернопільський національний технічний університет ім. І.Пулюя.



**АВТОРЫ:**

*АБРАМОВ Дмитрий Владимирович, кандидат технических наук, докторант кафедры «Технологии машиностроения и ремонта машин», Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, e-mail: [varan\\_mail@ukr.net](mailto:varan_mail@ukr.net).*

*ТЕСЛЯ Владимир Олегович, кандидат технических наук, ассистент кафедры «Автомобили», Тернопольский национальный технический университет им. И.Пулюя, e-mail: [volodymyr\\_teslya@ukr.net](mailto:volodymyr_teslya@ukr.net)*

*Пиндус Татьяна Борисовна, ассистент кафедры «Автомобили», Тернопольский национальный технический университет им. И.Пулюя.*

**AUTHORS:**

Dmitry ABRAMOV, Ph.D., doctoral student "Technology of mechanical engineering and repair machinery," Kharkiv National Automobile and Highway University, e-mail: [varan\\_mail@ukr.net](mailto:varan_mail@ukr.net).

Volodymyr TESLA, Ph.D., assistant department "Cars", Ternopil National Technical University. I.Pulyuya, e-mail: [Volodymyr\\_Teslya@ukr.net](mailto:Volodymyr_Teslya@ukr.net).

Tetyana PYNDUS, the assistant of "Cars", Ternopil National Technical University. I.Pulyuya.

Стаття надійшла в редакцію 13.09.2016р.

*Гевко І.Б., Клендій В.М., Навроцька Т.Д.*  
*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя*

## ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ПРОЕКТУВАННЯ РОЗТОЧНИХ ГОЛОВОК ДЛЯ ОБРОБКИ ОТВОРІВ В АВТОМОБІЛЕБУДУВАННІ

Розроблено теоретичні проектування розточних головок для обробки отворів в автомобілебудуванні. Виведені рівняння руху для визначення коливань розточних головок, їх амплітуди для режимів різання на всіх етапах роботи які залежать від величини сил демпфування і маси головки. Представлено систему нелінійних диференціальних рівнянь з початковими умовами із застосуванням чисельного методу Рунге-Кутта.

**Ключові слова:** розточна головка, режим різання.

**Постановка проблеми.** Одним із шляхів підвищення точності, шорсткості і продуктивності обробки кільцевих канавок точних головок з двома або більше розточними різцями на свердлильних, розточних і токарних верстатах. Важливим елементом при цьому необхідно обґрунтувати конструктивні параметри і визначити співвідношення величини подачі розточних різців до величини осьової подачі шпинделя верстату.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Дослідження розточних механізмів присвячені праці: Артоболовського І.І. [1], Лінчевського П.А. [2], Кузнецова Ю.М. [3] та багато інших. Однак ряд питань залишилися не вирішеними і потребують подальшого дослідження.

**Мета роботи.** Метою роботи є проектування основ технологічного процесу розточування розточними головками для визначення режимів різання і конструктивних параметрів технологічного оснащення;

**Реалізація роботи.** Під час розточування внутрішніх циліндричних канавок в отворах корпусних деталей за допомогою дворіцевої розточної головки виникають динамічні процеси, які суттєво впливають на процес різання, точність оброблення поверхні та стійкість інструменту.

Враховуючи початкове встановлення різального інструменту та неоднорідність оброблювального матеріалу, на кожний різець діє перемінна сила, яка призводить до зміщення різальної головки, а значить до зміни геометрії оброблювальної поверхні.

Крім цього, двохріцевої РГ характерні тим, що величина подачі на один оберт шпинделя розподіляється на обидва різці, що передбачає зменшення величини подачі в два рази. Отже, діапазон раціональних подач розточних різців РГ становить  $S_p=0,06-0,16$  мм/об.

Порівняльна схема різання одноріцевої і двохріцевої РГ для однакових подач зображено на рис.1.

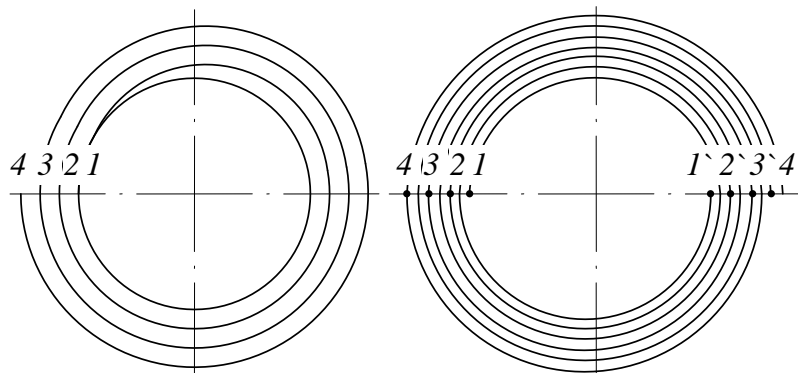


Рисунок 1. Схема різання одноріцевої (а) і двохріцевої (б) РГ.

На схемі а) 1-2, 2-3, 3-4 представлено величину подачі одного різця, а на схемі б) 1-2, 2-3, 3-4 – величину подачі других різців. Величина припуску, який знімається різцем за один оберт шпинделя у двохріцевої РГ у два рази менший порівняно з одноріцевим обробленням, тому, величину подачі у випадку застосування двохріцевої РГ необхідно збільшити в 2 рази.

Аналізуючи конструкцію розточної головки встановленими різцями вважаємо, що система координат обертається разом із головкою таким чином, що вісь  $y$  проходить через центр у напрямку різального ребра першого різця, а вісь  $z$  перпендикулярна до неї (рис.2).

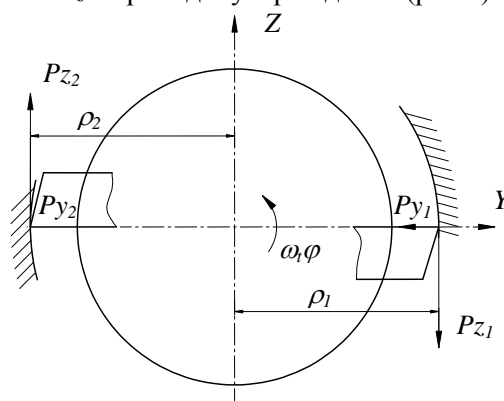


Рисунок 2. Розрахункова схема для розточування кільцевих канавок розточною головкою.

На кожен різець діють складові сили різання  $P_Z$  по дотичній до поверхні різання та складові сили різання  $P_y$  у напрямку до центра обертання головки. Внаслідок неточності устанавлення та заточування різальних ребер значення цих сил для кожного різця будуть різні. Вважаємо, що величини цих сил пропорційні радіальній подачі кожного різця та визначаються за залежностями:

$$\begin{aligned} P_{Z1} &= C_{p_{z1}} \cdot t^{x_{p_{z1}}} \cdot s_1^{y_{p_{z1}}} \cdot v^n; & P_{Z2} &= C_{p_{z2}} \cdot t^{x_{p_{z2}}} \cdot s_2^{y_{p_{z2}}} \cdot v^n; \\ P_{y1} &= C_{p_{y1}} \cdot t^{x_{p_{y1}}} \cdot s_1^{y_{p_{y1}}} \cdot v^n; & P_{y2} &= C_{p_{y2}} \cdot t^{x_{p_{y2}}} \cdot s_2^{y_{p_{y2}}} \cdot v^n, \end{aligned} \quad (1)$$

де  $s_1$  та  $s_2$  - радіальні подачі відповідно першого та другого різців, мм/об;  $C_{p_{z1}}, C_{p_{z2}}, C_{p_{y1}}, C_{p_{y2}}$  - постійні коефіцієнти різання;  $t$ ;  $V$  - відповідно глибина, мм та швидкість різання, м/хв.

Показники в рівняннях (1) визначаються залежно від умов різання, характеристики різального та оброблюваного матеріалу, геометрії різального інструменту та інших параметрів [4].

Для визначення величини подачі кожного різця розглянемо траєкторії їх руху, які описуються спіраллю Архімеда за залежностями:

$$\begin{aligned} \rho_1 &= \rho_1 + \frac{s}{2\pi} \phi + y; \\ \rho_2 &= \rho_2 + \frac{s}{2\pi} \phi - y, \end{aligned} \quad (2)$$

де  $\rho_1$  і  $\rho_2$  - початкові радіуси встановлення різців, мм;  $s$  - зміщення різців за 1 оберт розточної головки, мм/об;  $\phi$  - кут повороту головки внаслідок її обертання, рад;  $y$  - зміщення головки з різцями від центру, мм.

Залежність (2) описують рух різців, причому кут  $\phi$  для них відраховується від початкового положення кожного з них. Початкове положення вважаємо таким, коли перший різець починає різання канавки. Для однозначності розглядуваного процесу припускаємо, що першим є той різець, радіус устанавки якого більший, тобто  $\rho_1 > \rho_2$ .

Внаслідок неодинакових радіусів встановлення різців та зміщення головки під дією сил різання та її коливань, кожен різець знімає різний шар металу, тобто у кожного різця виникає інша подача. Для визначення реальної подачі різця знайдемо різницю між точками траєкторії різальних ребер обох різців у тій же частині оброблюваної поверхні деталі:

$$\begin{aligned} s_1 &= \rho_1(\phi) - \rho_2(\phi - \pi); \\ s_2 &= \rho_2(\phi) - \rho_1(\phi - \pi). \end{aligned} \quad (3)$$

Для розрахунку сил різання необхідно розглянути механіку переміщення різців відносно параметрів системи. Швидкість обертання вважаємо сталою, проте, врахувавши існування дефектів матеріалу та ливарної кірки на поверхні розточуваного отвору чи шару іншого матеріалу. Під час відновлення поверхні в процесі ремонту обладнання, сили різання змінюються і залежать як від

глибини врізання різця у матеріал, так і від кутового положення головки, а зовнішній шар твердіший і призводить до збільшення сил різання.

$$\begin{cases} C_{Yi} = P_{yi} \exp\left(-\frac{\phi}{\theta}\right) + R_{yi}; \\ C_{Zi} = P_{zi} \exp\left(-\frac{\phi}{\theta}\right) + R_{zi} \end{cases}; \quad (4)$$

де  $\theta$  – коефіцієнт експоненціальної апроксимації, рад;  $P_{yi}$ ,  $P_{zi}$ ,  $R_{yi}$ ,  $R_{zi}$  з індексами – коефіцієнти пропорційності, які визначаються експериментально, залежать від твердості матеріалу, геометрії різального інструменту та інших параметрів.

Розглядаючи коливання розточної головки під дією сил різання і розклавши рух на дві складові у проекції на осі  $y$  та  $z$ , рівняння руху записуємо у вигляді:

$$\begin{cases} M\ddot{y} + \beta\dot{y} + cy = C_{Y_2}s_2 - C_{Y_1}s_1; \\ M\ddot{z} + \beta\dot{z} + cz = C_{Z_1}s_1 - C_{Z_2}s_2, \end{cases} \quad (5)$$

де  $M$  – зведена маса розточної головки, кг;  $\beta$  – коефіцієнт демпфування коливань, Н·с/м;  $c$  – зведена жорсткість кріплення головки, Н/м.

У правій частині системи рівнянь (5) записано діючі по відповідних осях сили різання, що визначаються з системи (4) з врахуванням їх напрямку. Після підстанов значення систем (4) у (5) та перетворень отримали:

$$\begin{aligned} M\ddot{y} + \beta\dot{y} + \left[ c + \left( (P_{Y1} + P_{Y2}) \exp\left(-\frac{\phi}{\theta}\right) + R_{Y1} + R_{Y2} \right) \right] y = \\ \left[ (P_{Y1} + P_{Y2}) \exp\left(-\frac{\phi}{\theta}\right) + R_{Y1} + R_{Y2} \right] (\rho_{20} - \rho_{10} - y(-\pi)) + \\ \left[ (P_{Y2} - P_{Y1}) \exp\left(-\frac{\phi}{\theta}\right) + R_{Y2} - R_{Y1} \right] \frac{s}{2}, \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} M\ddot{z} + \beta\dot{z} + cz = \left[ (P_{Z1} + P_{Z2}) \exp\left(-\frac{\phi}{\theta}\right) + R_{Z1} + R_{Z2} \right] \times \\ (\rho_{10} - \rho_{20} + y + y(-\pi)) + \left[ (P_{Z1} - P_{Z2}) \exp\left(-\frac{\phi}{\theta}\right) + R_{Z1} - R_{Z2} \right] \frac{s}{2}. \end{aligned} \quad (7)$$

Позначення  $y(-\pi)$  у формулах (6) і (7) означає величину зміщення головки по осі  $y$  на півоберта назад порівняно з кутом повороту, що характеризує вплив траєкторії різання попереднім різцем.

Початкові умови для системи рівнянь записуємо з наступних міркувань. Перед початком процесу проточування канавки головка знаходилась у стані спокою відносно координатних осей. Тому, початкові координати і швидкості приймаємо рівними нулю. Подальше зміщення головки відбувається за рахунок дії сил різання. Отже, для  $t = 0$  маємо:

$$y(0) = 0; \quad \dot{y}(0) = 0; \quad z(0) = 0; \quad \dot{z}(0) = 0; \quad \varphi(0) = 0. \quad (8)$$

Розв'язок системи нелінійних диференціальних рівнянь (6) і (7) з початковими умовами (8) доцільно провести на комп'ютері із застосуванням стандартної підпрограми чисельного методу Рунге-Кутта. Для цього заміною змінних зведемо систему до 4 диференціальних рівнянь першого порядку з врахуванням  $\varphi = \omega t$ , де  $\omega = \frac{\pi}{30} n$  – кутова швидкість обертання шпинделя верстату.

На рис. 3-4 представлено відповідно залежності коливань РГ для великих значень коефіцієнту затухання при малій жорсткості системи ВПД і великій масі головки.

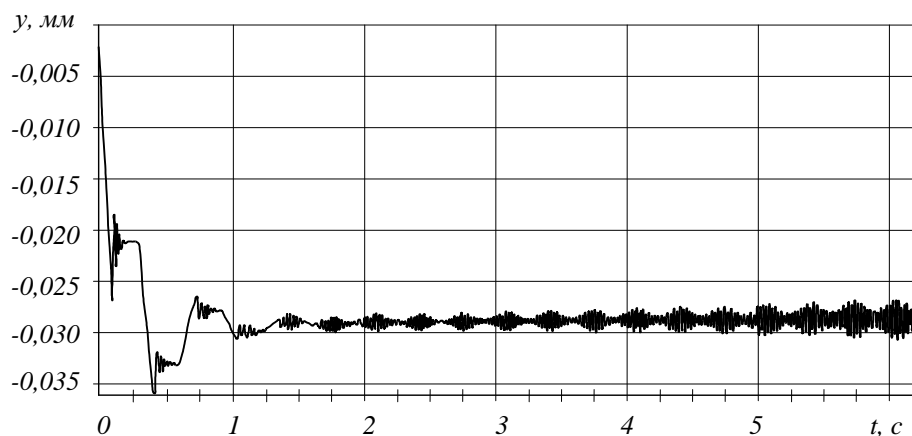


Рисунок 3. Амплітуда коливань різцевої головки по координаті  $y$  при великих значеннях коефіцієнту затухання  $\beta$  і малій жорсткості системи  $c$ .

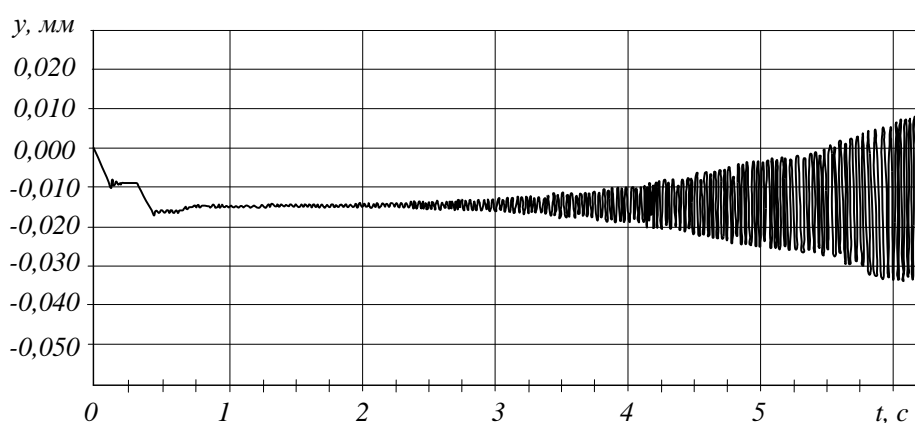


Рисунок 4. Амплітуда коливань різцевої головки по координаті  $y$  при великих значеннях коефіцієнту затухання  $\beta$  та великій масі головки.

Із графічних залежностей видно, що зменшення радіальної жорсткості системи  $C$  призводить до погіршення стійкості системи. З метою підвищення жорсткості в головці розміщується декілька розточних різців. Це також покращує загальну жорсткість ВПД і, відповідно, якість виконання технологічного процесу розточування.

Крім цього, суттєво впливають неоднакові умови різання кожним із різців внаслідок їх заточування, геометрії, початкової установки та інше. Вимушені коливання системи по осі  $z$  мають аналогічний вигляд, проте значно менше впливають на точність оброблення.

**Висновки:** Аналіз результатів свідчить, що жорсткість системи суттєво впливає на точність оброблення поверхні, причому слід уникати явищ резонансу (співпадання частоти коливань системи та частоти обертання шпинделя). Збільшення маси головки призводить до погіршення умов стійкості для тих самих коефіцієнтів демпфування.

На основі рівнянь руху для визначення коливань розточних головок, їх амплітуди встановлено, що режими різання на всіх етапах роботи залежать від величини сил демпфування і маси головки.

1. Артоболевський И.И. Механизмы в современной технике. В 7 томах. – Т.III.: Рычажно-кулачковые, рычажно-зубчатые, рычажно-храповые, рычажно-клиновые и винторычажные механизмы. Механизмы с гибкими и упругими звеньями – М: Наука, 1979. – 416с.

2. Линчевський П.А. Обработка деталей на отделочно-расточных станках. / П.А. Линчевський, Т.Г. Джугаден, А.А. Оршен. –К.: Техника, 2001, – 307 с.

3. Линчевський П.А. Тонкое растачивание отверстий методом распределения подачи между двумя резцами. Резание и инструмент: Респ. межвед. науч.- техн. сб. - Харьков: Выща школа, 1973. - Вып.7. - С.27-29.

4. Кузнецов Ю.Н., и др.. Самоустанавливающиеся зажимные механизмы. / Ю.Н. Кузнецов. Справочник. – К.: Техника, София: Гос. Узд-во. «Техника», 1988, 222 с.

5. Серый И. С. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. // М.: Агропромиздат – 1987 - 367с

## REFERENCES

1. Artobolevsky II Mechanisms sovrimennoy technology. In 7 volumes. - Т.III .: lever-cam, lever-zubchastye, lever-ratchet, lever, wedge and vintorychazhnye mechanisms. Mechanisms with flexible and elastic links - Moscow: Science, 1979. - 416s.
2. Linchevsky PA Processing of parts on the boring machine. / PA Linchevsky, TG Dzhugaden, AA Orshen. - K .: Technique, 2001 - 307 p.
3. Linchevskiy PA Thin boring holes by supplying the distribution between the two cutters. Cutting and instrument: Resp. Interdepartmental. nauch.- tehn. Sat. - Kharkov: Vyshcha School, 1973. - Vyp.7. - S.27-29.
4. Kuznetsov JN, et al .. Self-aligning clamping mechanisms. / JN Kuznetsov. Directory. - K .: Technique, Sofia State. SPL-in. "Technology", 1988, 222 p.
5. Gray JS Interchangeability, standardization and technical measurements. // М .: Agropromizdat - 1987 - 367s

***Гевко І.Б., Клендій В.М., Навроцька Т.Д. Теоретические предпосылки проектирование расточных головок для обработки отверстий в автомобилестроении***

Разработаны теоретические проектирования расточных головок для обработки отверстий в автомобилестроении. Выведены уравнения движения для определения колебаний расточных головок, их амплитуды для режимов резания на всех этапах работы, которые зависят от величины сил демпфирования и массы головки. Представлена система нелинейных дифференциальных уравнений с начальными условиями с применением численного метода Рунге-Кутта.

**Ключевые слова:** расточная головка, режим резания.

***I. Gevko, V. Klendy, T. Navrotskaya. Theoretical background design boring heads for machining holes in the automotive industry***

Theoretical design heads for boring of holes in the automotive industry. The equations of motion for determining fluctuations boring heads to amplitude for the cutting at all stages that depend on the magnitude of the damping force and weight of the head. Presented system of nonlinear differential equations with initial conditions using a numerical method of Runge-Kutta.

**Keywords:** Boring head, cutting mode.

### АВТОРИ:

*ГЕВКО Ігор Богданович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів, Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, e-mail: [vova221@ukr.net](mailto:vova221@ukr.net)  
*КЛЕНДІЙ Володимир Миколайович* кандидат технічних наук, асистент кафедри автомобілів, Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, e-mail: [vova221@ukr.net](mailto:vova221@ukr.net)  
*НАВРОЦЬКА Тетяна Демянівна*, аспірант кафедри «Автомобілів», Тернопільський національний технічний університет ім. І.Пулюя, e-mail: [vova221@ukr.net](mailto:vova221@ukr.net)

### АВТОРЫ:

*ГЕВКО Игорь Богданович*, кандидат технических наук, доцент кафедры автомобилей, Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя, e-mail: [vova221@ukr.net](mailto:vova221@ukr.net)  
*КЛЕНДИЙ Владимир Николаевич* кандидат технических наук, асистент кафедры автомобилей, Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя, e-mail: [vova221@ukr.net](mailto:vova221@ukr.net)  
*НАВРОЦКАЯ Татьяна Демянивна*, аспирант кафедры «Автомобилей», Тернопольский национальный технический университет им. И.Пулюя, e-mail: [vova221@ukr.net](mailto:vova221@ukr.net)

### AUTHORS:

*Igor HEVKO*, candidate of technical sciences, assistant professor of cars, Ternopil National Technical University Ivan Pul'uj, e-mail: [vova221@ukr.net](mailto:vova221@ukr.net)  
*Vladimir KLENDII*, candidate of technical sciences, Department avsystem cars, Ternopil National Technical University Ivan Pul'uj, e-mail: [vova221@ukr.net](mailto:vova221@ukr.net)  
*Tatiana NAWROCKA*, graduate student of "Cars", Ternopil National Technical University. I.Pulyuya, e-mail: [vova221@ukr.net](mailto:vova221@ukr.net)

Стаття надійшла в редакцію 11.09.2016 р.



Гевко Б.М., Марчук Н.М., Мельничук С.Л.  
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

## ОСНАЩЕННЯ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В АВТОМОБІЛЕБУДУВАННІ

Приведена конструкція пристрою для дослідження технологічних процесів виготовлення деталей автотранспортних засобів, де важливими параметрами є дослідження навантажень при механічній обробці. Розроблена розрахункова схема для визначення конструктивно-силових параметрів пари контакту силового патрона і виведена аналітична залежність для визначення максимального крутного моменту в процесі різання з врахуванням його конструктивних і технологічних факторів. Також представлено аналіз технологічного оснащення і зміна його параметрів і як вони впливають на результати його роботи. Виведені аналітичні залежності для визначення максимального крутного моменту.

**Ключові слова:** технологічний процес, автомобілебудування, крутний момент різання.

**Постановка проблеми.** Зростання вимог до сучасних автотранспортних засобів пов'язано з підвищенням експлуатаційної надійності, безпеки руху, економічності і зменшення експлуатаційних вимог, зменшення собівартості їх виготовлення і ремонту, екологічності. Автомобільне машинобудування має першочергове значення стосовно підвищення експлуатаційної надійності, безпеки, екологічності й зниження експлуатаційних витрат. Тому сучасний стан його розвитку вимагає пошуку нових шляхів покращення експлуатаційних та технологічних параметрів механізмів деталей автомобілів, які дали можливість підвищити їх експлуатаційну надійність та довговічність, якість, зменшити собівартість їх виготовлення та ремонту і розширити технологічні можливості. У автомобілебудуванні важливе місце посідає задача розроблення прогресивних технологічних процесів, прогресивного технологічного оснащення, різального та вимірювального інструментів.

У зв'язку з цим **метою роботи** розроблення методики розрахунку зусилля різання при виготовленні деталей автотранспортних засобів на основі ресурсозберігаючих технологій.

**Аналіз останніх джерел досліджень і публікацій.** Питанням технології автомобілебудування присвячені праці Шадричева В.А. [1], Іванов В.П. [2], Колесник П.А. [3], Гусев А.П. [4], Сасов В.В. [5], Гевко Б.М. [6] та багато інших. Однак цілий ряд питань з виготовлення циліндричних різбових та інших поверхонь потребують свого подальшого вирішення.

### Результати досліджень.

На рис. 1 зображена конструкція пристрою для дослідження технологічних процесів виготовлення деталей автомобілів, який виконано у вигляді хвостовика 1, яким він кріпиться до шпинделя свердлильного чи іншого верстату.

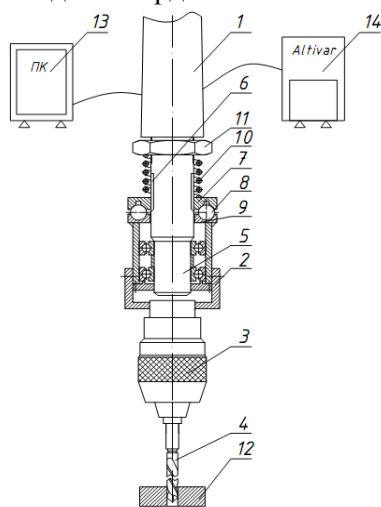


Рисунок 1. – Конструкція пристрою для дослідження технологічних процесів виготовлення деталей

Різбовий кінець якого є у взаємодії з корпусом 2 до якого жорстко прикріплено патрон 3 для кріплення мітчика 4. Ділянка між конічною частиною хвостовика 1 і різбовою кінцевою частиною 5 виконана у вигляді шліцьової поверхні 6, яка є у взаємодії з шліцьовою втулкою 7 з можливістю осьового переміщення. На торці шліцьової втулки на його торці виконані півсферичні виїмки 8, які є у взаємодії з кульками 9, які є у взаємодії з виїмками в процесі роботи і в період перевантаження виходить з зачеплення і переміщуються по торцю фланця 10 корпуса 2. Шліцьова втулка 7 підтиснута пружиною стиснення 10 за допомогою регульовальної гайки 11, яка накручена на різі на шліцьовій поверхні.

Робота запобіжного патрона мітчиків здійснюються наступним чином. Запобіжний патрон встановлюють в шпіндель свердлильного верстата хвостовиком 1. Кінець мітчика 4 підводять до отвора заготовки 12, включають верстат і здійснюють процес нарізання різі. В разі перевантаження навантаження від мітчика 4 передаються на циліндричний корпус 2 де півсферичні виїмки 8 тиснуть на кульки 9 і відповідно на шліцьову шайбу 7 і відводять її вправо і тим самим кульки 9



проскользують по торцю корпуса 2 з сферичними виїлками 8 і відбувається пробуксування приводу. При цьому припиняється процес нарізання різі.

Для відновлення процесу нарізання різі усувають причину перевантаження мітчика 4 півсферичні виїмки 8 збирають з кульками 9 і при цьому встановлюється можливість відновлення технологічного процесу.

Згідно конструктивного виконання патрона розрахунок навантаження крутним моментом на пару контакту пружина-кулька-лунка можна провести за формулою [1]

$$T = P_k \frac{D}{2}, \quad (1)$$

де  $P_k$  – колова сила;

$D$  – діаметр розміщення кульок у патроні.

Залежність між коловою силою і силою пружини, згідно [1] є наступною

$$P_{np} = P_k \left( \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \frac{D}{d} f \right), \quad (2)$$

де  $\alpha$  – кут між напрямком дії колової сили і нормаллю від точки контакту кульки з поверхнею лунки;

$\rho$  – зведений кут тертя в парі контакту кулька-лунка;

$d$  – діаметр стержня патрона по якому переміщується рухома обойма;

$f$  – коефіцієнт тертя у з'єднанні стержень-обойма.

Силу дії пружини патрона можна представити залежністю

$$P_{np} = C(\Delta'_o + \Delta_n), \quad (3)$$

де  $C$  – жорсткість пружини;

$\Delta'_o$  – попередня деформація (підтиск) пружини;

$\Delta_n$  – поточна деформація пружини.

Тоді з урахуванням залежностей (2) і (3) значення колової сили можна визначити з рівності

$$P_k = \frac{C(\Delta'_o + \Delta_n)}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \frac{D}{d} f}. \quad (4)$$

Проте із розрахункової схеми (рис.2) бачимо, що в процесі спрацювання патрона у запобіжному режимі змінними величинами є поточна деформація пружини  $\Delta_n$  і кут між напрямком дії колової сили і нормаллю від точки контакту кульки з поверхнею лунки  $\alpha$ .

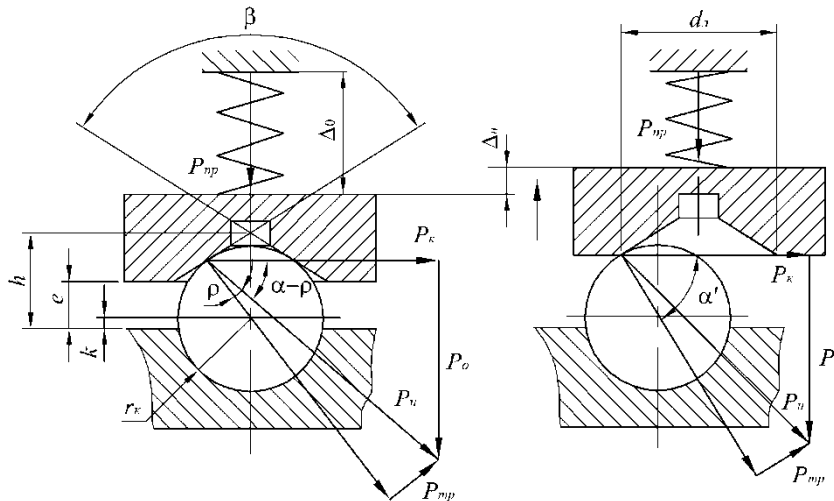


Рисунок 2. – Розрахункова схема для визначення конструктивно-силових параметрів пари контакту запобіжного патрона

Для визначення характеру зміни крутного моменту при переміщенні кульок використаємо наступну розрахункову схему (рис.2). Враховуючи вихід кульок на торцеву поверхню патрона, при розімкненні пар контакту на величину  $\Delta_n \max$ , при визначенні зміни крутного моменту при переміщенні кульок по похилій поверхні лунок, залежність для визначення крутного моменту буде мати вигляд

$$T = P_{\kappa} R = \frac{RC(\Delta_0 + h_l + x)}{\operatorname{tg}(90^\circ - \beta/2 - \rho) - \frac{D}{d}f}, \quad (5)$$

де  $R$  – радіус розміщення кульок.

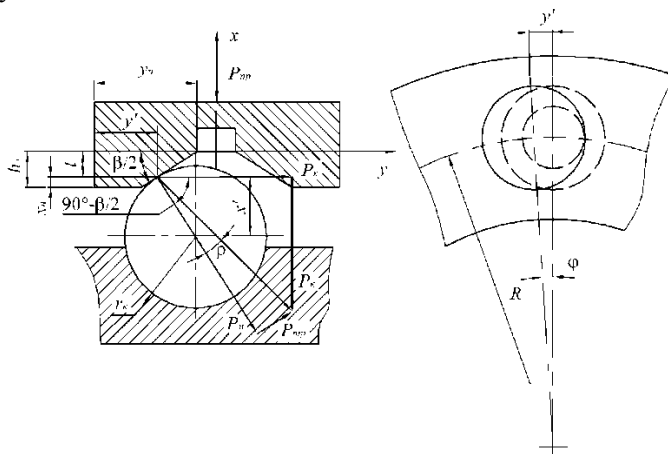


Рисунок 3. – Розрахункова схема для визначення конструктивних параметрів взаємодії кульки з лункою

Для встановлення функціональної залежності величини  $x_p$  від кута  $\phi$  відносного провертання рухомої частини патрона, при відомому куті нахилу  $\beta$  поверхні лунки задамо наступним. Оскільки кулька контактує з торцевою поверхнею веденої частини патрона і похилою поверхнею лунки, то визначимо відстань  $l$  від плями контакту кульки з поверхнею лунки в напрямку осі  $x$

$$\cos\left(\frac{\beta}{2}\right) = \frac{x'}{r_{\kappa}}; \quad x' = r_{\kappa} \cos\left(\frac{\beta}{2}\right). \quad (6)$$

Відповідно

$$l = r_{\kappa} - x' = r_{\kappa} - r_{\kappa} \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) = r_{\kappa} \left(1 - \cos\left(\frac{\beta}{2}\right)\right). \quad (7)$$

Відносне колове зміщення  $y'$  частин патрона

$$\frac{h_l}{h_l \operatorname{ctg}\left(\frac{\beta}{2}\right)} = \frac{r_{\kappa} \left(1 - \cos\left(\frac{\beta}{2}\right)\right)}{h_l \operatorname{ctg}\left(\frac{\beta}{2}\right) - y'}, \quad (8)$$

звідки

$$y' = \operatorname{ctg}\left(\frac{\beta}{2}\right) \left( h_l - r_{\kappa} \left(1 - \cos\left(\frac{\beta}{2}\right)\right) \right). \quad (9)$$

Кут  $\phi$ , при проходженні кульки по поверхні лунки, розраховується за формулою

$$\phi = \frac{y'}{R}, \quad (10)$$

відповідно  $x_p$  визначається як

$$x_n = \phi R \operatorname{tg}\left(\frac{\beta}{2}\right). \quad (11)$$

З врахуванням залежності (11) рівність (5) набуде вигляду

$$T = \frac{RC(\Delta_0 + h_l + \phi R \operatorname{tg}(\beta/2))}{\operatorname{tg}(90^\circ - \beta/2 - \rho) - f}. \quad (12)$$

Максимального значення крутний момент набуває при осьовому переміщенні кульки на величину  $x_p$ . Тоді максимальне значення  $\phi$  буде рівне

$$\phi_{\max} = \frac{\operatorname{ctg}(\beta/2) \left[ h_l - r_{\kappa} \left(1 - \cos(\beta/2)\right) \right]}{R}. \quad (13)$$

Аналогічна залежність для визначення максимального крутного моменту, який може сприймати даний патрон без переходу у запобіжний режим

$$T_{\max} = \frac{RC \left[ \Delta_0 + h_l + (h_l - r_k (1 - \cos(\beta/2))) \right]}{\operatorname{ctg}((\beta/2) + \rho) - f}. \quad (14)$$

Для проведення аналізу впливу конструктивних параметрів на характер і зміни крутного моменту  $T$ , при змінних значеннях кута нахилу лунки, було проведено розрахунок залежності (12). На основі результатів розрахунків побудовані графічні залежності крутного моменту  $T=f(\beta)$  при змінних значеннях радіуса кульки  $r_k$  (рис.3).

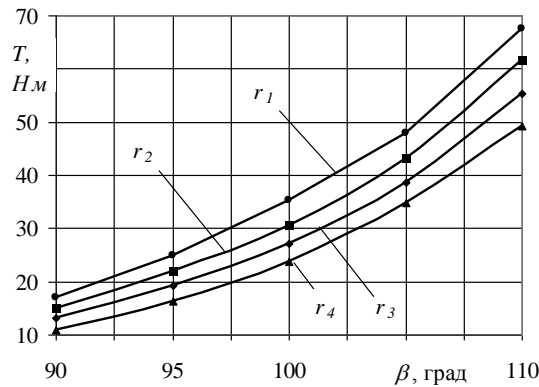


Рисунок 4 – Залежність зміни крутного моменту від кута нахилу поверхонь лунки при змінних значеннях радіуса кульки:

$$r_1 = 0,007 \text{ м}; r_2 = 0,008 \text{ м}; r_3 = 0,009 \text{ м}; r_4 = 0,01 \text{ м}$$

З даних графічних залежностей можна зробити висновок, що при збільшенні кута нахилу поверхонь лунок  $\beta$  крутний момент  $T$  зростає. Проте збільшення радіуса кульки  $r_k$  призводить до зменшення навантажувальної здатності. Дане припущення досліджувалось статично, але очевидно це пояснюється зменшенням глибини зачеплення кульки з лункою, що й спричинятиме спрацювання патрону у запобіжному режимі при менших значеннях крутного моменту.

З точки зору силового розрахунку, а також мінімізації динамічних навантажень на елементи приводу в процесі спрацювання у запобіжному режимі доцільним є зменшення величини кута  $\beta$  нахилу поверхонь лунок. Однак вибір його раціональних значень можна провести лише після попередніх динамічних розрахунків та серії експериментальних досліджень.

**Висновки.** Розроблено конструкцію пристрою для дослідження технологічних процесів виготовлення деталей автотранспортних засобів, де важливими параметрами є дослідження навантажень при механічній обробці. Розроблена розрахункова схема для визначення конструктивно-силових параметрів пари контакту силового патрона і виведена аналітична залежність для визначення максимального крутного моменту в процесі різання з врахуванням його конструктивних і технологічних факторів. Також представлено аналіз технологічного оснащення і зміна його параметрів і як вони впливають на результати його роботи. Виведені аналітичні залежності для визначення максимального крутного моменту.

1. Шадричев В.А. Основы технологии автостроения и ремонт автомобилей. Л.: Машиностроение, 1976.-560ст.
2. Иванов В.П. Восстановление деталей машин. Справочник/Под редакцией В.П.Иванова. – М.:Машиностроение,2004.-672ст.
3. Колесник П.А. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей М.:Транспорт,1995.-325ст.
4. Божидарник В.В., Гусев А.П. Основы технологии і виробництва і ремонту автомобілів. Луцьк "Надстиря" 2007.-316ст.
5. Сасов В.В., Дементьев В.В. и др. Технология автостроения. М.:Машиностроение 1968.-444ст.
6. Гевко Б.М. та інші. Технологічне забезпечення оброблення спеціальних внутрішніх поверхонь. Тернопіль, 2007, ТНТУ-3275ст.
7. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам.- Л.: Политехника, 1991. – 384с.
8. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунку. Навчальний посібник – Львів.: Видавництво Національного університету "Львівська політехніка", 2006. – 196с.

## REFERENCES

1. Shadrychev V.A. Osnovy technology avtostroenyaya and repair of vehicles. L.: Engineering, 1976.-560st.
2. Ivanov VP Restoration of machine parts. Directory / V.P.Yvanova Under the editors. - Moscow: Engineering, 2004-672st.
3. Kolesnik PA Tehnicheskoe Maintenance and repair cars Moscow: Transport, 1995.-325st.
4. Bozhydarnyk VV, Gusev AP The basic technology and production and repair of automobiles. Lutsk "Nadstyrya" 316st-2007.
5. Sasovo VV VV Dementev et al. avtostroenyaya Technology. MM: Mashinostroenie-1968 444st.
6. BM Hevko and other. Technological support special handling internal surfaces. Ternopil, 2007, TNTU-3275st.
7. Ryahovskyy OA, Ivanov SS Handbook on muftam.- L.: Polytehnika, 1991. - 384p.
8. Malashchenko VA Clutches drives. Construction and calculation examples. Tutorial - Lions.: Publisher of the National University "Lviv Polytechnic", 2006. - 196 pp.

### **Гевко Б.М., Марчук Л.Н., Мельник С.Л. Оснащение для исследования технологических процессов в автомобилестроении**

Приведена конструкция устройства для исследования технологических процессов изготовления деталей автотранспортных средств, где важными параметрами являются исследования нагрузок при механической обработке. Разработана расчетная схема для определения конструктивно-силовых параметров пара контакта силового патрона и выведена аналитическая зависимость для определения максимального крутящего момента в процессе резания с учетом его конструктивных и технологических факторов. Также представлен анализ технологической оснастки и изменение его параметров и как они влияют на результаты его работы. Выведены аналитические зависимости для определения максимального крутящего момента.

**Ключевые слова:** технологический процесс, автомобилестроения, крутящий момент резки.

### **B. Gevko, L. Marchuk, S. Melnyk. Equipment for the study of processes in the automotive industry**

Present construction unit to study processes of manufacturing parts of vehicles, which are important parameters in the study load machining. The developed design scheme for determining structural and power parameters vapor cartridge contact force and Analytical dependence for determining the maximum torque during the cutting process with regard to its structural and technological factors. Also, an analysis of the technological equipment and changing its settings and how they affect the results of its work. Analytical dependence for determining the maximum torque.

**Keywords:** process, motor torque cutting.

### **АВТОРИ:**

**ГЕВКО Богдан Матвійович**, доктор технічних наук, професор кафедри автомобілів, Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, e-mail: [vova221@ukr.net](mailto:vova221@ukr.net)  
**МАРЧУК Назар Миколайович** аспірант кафедри «Автомобілів», Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, e-mail: [vova221@ukr.net](mailto:vova221@ukr.net)  
**МЕЛЬНИЧУК Сергій Леонідович**, аспірант кафедри «Автомобілів», Тернопільський національний технічний університет ім. І.Пулюя, e-mail: [vova221@ukr.net](mailto:vova221@ukr.net)

### **АВТОРЫ:**

**ГЕВКО Богдан Матвеевич**, доктор технических наук, профессор кафедры автомобилей, Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя, e-mail: [vova221@ukr.net](mailto:vova221@ukr.net)  
**МАРЧУК Назар Николаевич**, аспирант кафедры «Автомобилей», Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя, e-mail: [vova221@ukr.net](mailto:vova221@ukr.net)  
**МЕЛЬНИЧУК Сергей Леонидович**, аспирант кафедры «Автомобилей», Тернопольский национальный технический университет им. И.Пулюя, e-mail: [vova221@ukr.net](mailto:vova221@ukr.net)

### **AUTHORS:**

**Bogdan HEVKO**, PhD, professor of cars, Ternopil National Technical University Ivan Pul'uj, e-mail: [vova221@ukr.net](mailto:vova221@ukr.net)  
**Nazar MARCHUK**, graduate student of "Cars", Ternopil National Technical University Ivan Pul'uj, e-mail: [vova221@ukr.net](mailto:vova221@ukr.net)  
**Sergei MELNYCHUK**, graduate student of "Cars", Ternopil National Technical University. I.Pulyuya, e-mail: [vova221@ukr.net](mailto:vova221@ukr.net)

Стаття надійшла в редакцію 28.09.2016р.

Гудз Г.С., Глобчак М.В., Коцюмбас О.Й.  
Національний університет "Львівська політехніка"**ПАРАМЕТРИЧНА ІДЕНТИФІКАЦІЯ ГРАНИЧНИХ УМОВ ТЕПЛОВОЇ МОДЕЛІ  
СЕРЕДОВИЩА "ГІЛЬЗА - ОХОЛОДНИК" ДВЗ**

Визначено умови тепловіддачі (граничні умови третього роду) теплової моделі середовища "гільза-охолодник" двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) на підставі розв'язку зворотної задачі теплопровідності комп'ютерним моделюванням за результатами стендових випробувань.

**Ключові слова:** автомобільний двигун, гільза циліндра, охолодник, граничні умови, тепла модель, зворотна задача теплопровідності.

**Постановка проблеми.** До найбільш поширеного методу підвищення ресурсу автомобільних двигунів належить метод відновлення їх гільз способом розточування (хонінгування) до ремонтних розмірів. Він передбачає збільшення діаметру гільз циліндрів, що призводить до зменшення товщини стінок, й тим самим до зміни температурного режиму двигуна в цілому, який визначає стабільність робочих показників ДВЗ. Тому дослідження таких змін становить актуальне завдання. Дослідженням теплового стану автомобільних двигунів присвячена низка робіт [1, 2, 3, 4], але в них не розглянуті кількісні показники впливу ремонтних дій стосовно гільз циліндрів на температурний режим середовища "гільза - охолодник". Тому оцінювання впливу ремонтних змін циліндрів на температурний стан середовища "гільза - охолодник" вимагає подальших досліджень із застосуванням методу математичного моделювання.

**Мета статті.** Метою статті є визначення умов тепловіддачі середовища "гільза - охолодник" ДВЗ на підставі математичного моделювання та експериментальних досліджень.

**Матеріали та результати дослідження.** При дослідженні динаміки температурних полів контактного середовища «гільза циліндрів – охолодник» ДВЗ потрібно розв'язати систему рівнянь у часткових похідних, які описують процеси тепломасопереносу у складних об'єктах з розподіленими параметрами за відповідних крайових умов:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ \lambda_1(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \lambda_1(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \lambda_1(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial z} \right] + q(x, y, z) = c_1 \rho_1 \frac{\partial t}{\partial \tau}; \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ \lambda_2(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \lambda_2(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \lambda_2(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial z} \right] = c_2 \rho_2 \frac{\partial t}{\partial \tau}; \quad (2)$$

де індекси  $i = 1, 2$  відносяться до матеріалу циліндра (1) та охолоджувального середовища (2);  $\lambda_i(x, y, z, t)$ , ( $i = 1, 2$ ) – коефіцієнти теплопровідності;  $q(x, y, z)$  – густина теплового потоку;  $c_i(x, y, z, t) \cdot \rho_i(x, y, z, t)$ , ( $i = 1, 2$ ) – об'ємна теплоємність;  $t$  – температура,  $\tau$  – час;  $x, y, z$  — поточні координати.

Для дослідження впливу товщини стінки гільзи циліндрів на поверхневі та об'ємні температури слід мати достатньо точну уяву про роль тепловіддачі в охолоджувальне середовище (граничні умови 3-го роду). Взагалі, коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  залежить від форми та розмірів поверхонь охолодження, швидкості, температури та теплофізичних властивостей охолоджуючого середовища, температури тіла та інших чинників. Наявні методи аналітичного визначення коефіцієнта тепловіддачі [2, 3, 4] не завжди відбивають реальні умови процесів, що відбуваються у контактному середовищі «гільза- охолодник» ДВЗ.

З огляду на складність процесу тепловіддачі, попередню, вельми наближену оцінку інтенсивності теплообміну між зовнішньою поверхнею гільзи і охолоджувальним середовищем (ГУ-3) доцільно звести до двох характерних випадків:

1) за відсутності поверхневого кипіння — використання методики Г. Б. Розенбліта [5]

$$\alpha = C w_{\text{п}}^{0,41} w_{\text{в}}^{0,23} / (\rho^{0,32} d_e^{0,36}), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}); \quad (3)$$

де  $C = 33,8$  — коефіцієнт, що враховує умови закріплення досліджуваної гільзи;

$w_{\Pi}$  — швидкість потоку охолодника;

$w_b$  — амплітудна швидкість вібрації, емпірична залежність для якої наведена в [4, 5, 6];

$\rho$  — густина охолодника;

$d_e$  — еквівалентний діаметр, що складає подвоєну товщину шару охолодника;

- 2) за його наявності — використання критеріальних залежностей визначення коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$ , запропонованих низкою авторів [4, 6, 7].

За вислідами проведених досліджень можна констатувати, що серед проаналізованих критеріальних залежностей найбільш повною та простою для практичного застосування, можна вважати ту, що наведена в роботі А. К. Костіна [4]

$$\alpha = Nu \cdot \lambda_2 / (d_{\min}), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}), \quad (4)$$

де  $Nu$  — критерій Нусельта для гільзи циліндра,

$$Nu = 0,012 K_{\phi}^{0,4} (Pe'')^{0,7} \left( \frac{d_e}{d_1} \right)^{0,35} \left( \frac{p}{p_0} \right)^{0,5} Pr^{0,3}; \quad (5)$$

$d_{\min}$  — визначальний розмір (мінімальний діаметр парової бульбашки),

$$d_{\min} = 4\sigma T_s / (r\rho''\Delta T_s);$$

$\sigma \approx 0,0589$  Н/м — поверхневий натяг [8];

$T_s$  — температура стінки,

$$\Delta T_s = T_s - T_{ox},$$

$T_{ox}$  — середня температура охолодника (визначальна температура);

$r \approx 2,26 \cdot 10^6$  Дж/кг — прихована питома теплота пароутворення [8];

$\rho'' \approx 0,6$  кг/м<sup>3</sup> — густина пари охолодника;

$K_{\phi}$  — критерій фазового перетворення,

$$K_{\phi} = r / [(T_s - T_{ox})c_p];$$

$c_p = 4200$  Дж/(кг · К) — теплоємність охолодника;

$Pe''$  — критерій Пекле для процесу кипіння,

$$Pe'' = qd_{\min} / (r\rho''a);$$

$a = 1,66 \cdot 10^{-7}$  м<sup>2</sup>/с — коефіцієнт температуропровідності охолодника;

$d_1$  — внутрішній діаметр сорочки охолодження;

$d_e$  — еквівалентний діаметр, що складає подвоєну товщину шару охолодника;

$p, p_0$  — відповідно тиск в системі охолодження і барометричний тиск;

$Pr \approx 1,75$  — критерій Прандтля.

З аналізу значень  $\alpha$ , отриманих переліченими авторами, можна стверджувати, що їх абсолютні величини для тих самих вузлів моделі середовища «гільза-охолодник» відрізняються майже у 3 рази. Отже, актуальним постає завдання отримання істинних значень коефіцієнтів тепловіддачі.



Відомо [7], що зараз значна увага приділяється розв'язуванню зворотних задач теплопровідності (ЗЗТ), в яких за наявними експериментальними (досить обмеженими) даними про значення температури всередині тіла можна реконструювати його температурне поле, визначати теплофізичні властивості та геометричні характеристики, ідентифікувати початкові та граничні умови, а також уточнити саму математичну модель явища [7, 9]. Для цього використаний вимірвальний комплекс, описаний в роботі [10].

Саме за допомогою розв'язування ЗЗТ на підставі випробувань двигуна ЗМЗ-511.10 на стенді I DS 1036 kV (Чехія) [10] проведена параметрична ідентифікація граничних умов 3-го роду. У цьому випадку проводилось випробування у два етапи: перший – за мінімальних густин теплового потоку  $q$ , коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$  та відповідного часового кроку  $\Delta\tau$  [11] впродовж  $\tau = 30\text{с}$ ; другий – за максимальних величин  $q$  та  $\alpha$  і кроку  $\Delta\tau = 0,0375\text{с}$ , що відповідає циклу (двом обертам) колінчастого валу на режимі номінальної потужності ( $n = 3200\text{ хв}^{-1}$ ) [12]. За результатами випробувань здійснювалось наближене моделювання температурних режимів гільз, і за співпадінням температурних кривих визначались граничні умови 3-го роду, тобто числові значення коефіцієнта тепловіддачі.

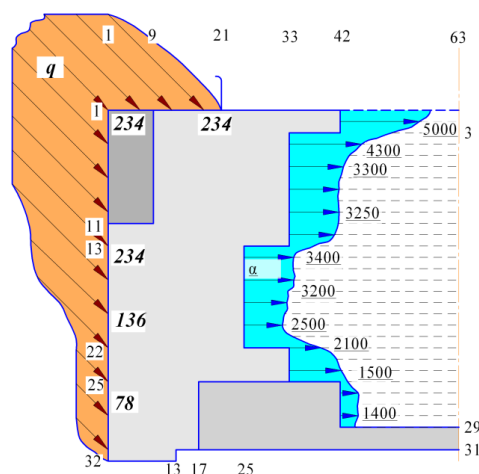


Рис. 1. Граничні умови для розв'язку задачі з позначеннями: **234** — густина теплового потоку,  $\text{кВт}/\text{м}^2$ , 3200 — коефіцієнт тепловіддачі,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$ ; цифрами по периферії моделі позначено координати вузлів

У табл. 1 наведені значення коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$  у вертикальних вузлах моделі (рис. 1), отримані розв'язуванням ЗЗТ. Позначення  $\alpha_{\min}$  відповідає режиму холостого ходу, а  $\alpha_{\max}$  — номінальної потужності. Середні значення коефіцієнта тепловіддачі на вибраних режимах  $\alpha_{\min}$  та  $\alpha_{\max}$  прийняті як початкові дані для подальшого складання матриці планування експерименту.

Таблиця 1

Значення коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$  у вузлах моделі

Вузол	$\alpha_{\min}$	$\alpha_{\max}$	Вузол	$\alpha_{\min}$	$\alpha_{\max}$	Вузол	$\alpha_{\min}$	$\alpha_{\max}$
	$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$			$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$			$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$	
1	2800	6000	7-16	1100	3300	22	700	2100
2	2500	5000	17	1000	3200	23	600	1700
3	2200	4500	18	950	3000	24	550	1500
4	1600	4300	19	900	2800	25	500	1400
5	1400	3500	20	850	2500	26-28	400	1400
6	1200	3300	21	800	2200			
Середнє значення							1100	3000

На рис. 2 показані результати експериментальних температурних режимів гільз, з якими порівняні результати комп'ютерного моделювання.



Отримані значення максимальної густини теплових потоків та коефіцієнта тепловіддачі за номінальної потужності показано на схемі теплообміну на поверхнях гільзи циліндрів (рис. 1).

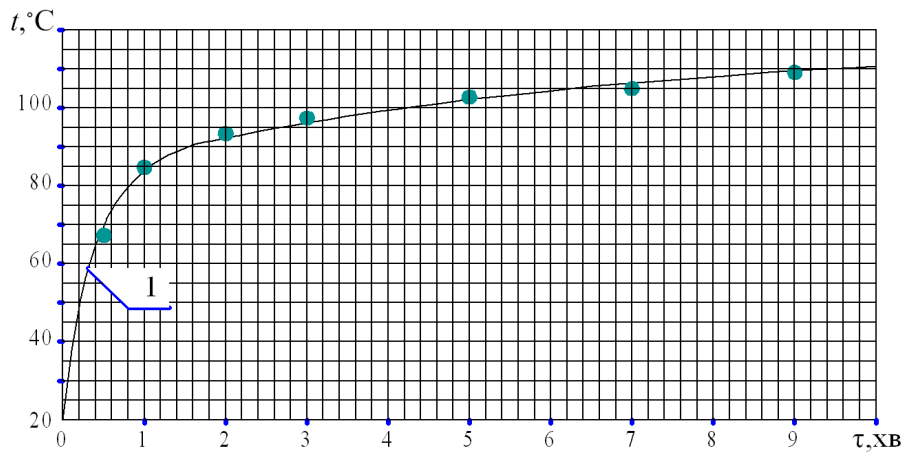


Рис. 2. Зміна температури поверхні гільзи номінального розміру від часу за мінімальних навантажень: 1 — розрахункова крива ; ● — експериментальні дані

У результаті моделювання процесу отримано нестационарне температурне поле гільзи та охолодника, фрагмент зміни якого для характерних вузлів створеної моделі наведений на рис. 3, з якого видно, що на режимі максимальної потужності різниці як між температурами зовнішньої поверхні гільзи номінального та ремонтного розмірів (максимум 3 – 4°), так і за тривалістю її прогрівання, несуттєві. Спостерігається значне відставання у тривалості прогрівання охолодника від гільзи внаслідок їх різних теплофізичних параметрів.

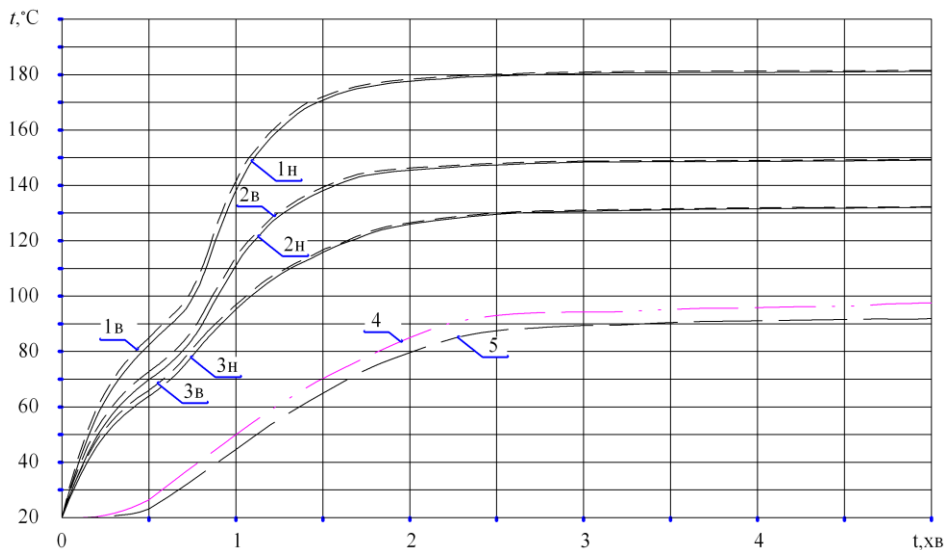


Рис. 3. Зміна температури зовнішньої поверхні гільзи у верхньому (1), середньому (2), нижньому (3) поясах та охолодника у верхньому (4) і нижньому (5) поясах від часу за максимальних навантажень для гільзи відповідно номінального (н) та ремонтного (в) розмірів.

**Висновки.** 1. Отримані початкові дані для подальшого системологічного дослідження температурного режиму середовища “гільза-охолодник” ДВЗ в результаті ремонтних дій з гільзами.

2. Володіючи реальними значеннями коефіцієнтів тепловіддачі середовища “гільза-охолодник” ДВЗ, можна надалі скласти матрицю планування експерименту для визначення зміни тривалості досягнення квазіусталеного температурного режиму двигуна в результаті ремонтних дій з гільзами циліндрів.

1. Немый С. В. Влияние ремонтных изменений размеров цилиндров двигателей на их температурное состояние / С. В. Немый, О. Й. Коцюмбас // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – М., 2014. - Вып 1 (36). - С. 27-32.
2. Теплообмен в двигателях и теплонапряженность их деталей: монография / [Н. Х. Дьяченко, С. Н. Дашков, А. К. Костин, М. М. Бурин]; под ред. С. Н. Дашкова. – Ленинград: Машиностроение, 1969. – 248 с.
3. Сиволапов В. А. Исследование процессов теплопередачи в цилиндрах двигателей внутреннего сгорания / А. В. Сиволапов, А. Г. Тарапон // Моделювання та інформаційні технології: – 36. наук. праць ІПМЕ НАН України, вип. 3, К., 2000. – С. 10 – 15.
4. Костин А. К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания: справочное пособие / [А. К. Костин, В. В. Ларионов, Л. И. Михайлов]; под ред. А. К. Костина. – Ленинград: Машиностроение, 1979. – 222 с.
5. Розенблит Г. Б. Теплопередача в дизелях: монография / Г. Б. Розенблит. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.
6. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / [Д. Н. Вырубов, Н. А. Ивашенко, В. И. Ивин и др.]; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – [4-е изд.] М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
7. Мацевитый Ю. М. Обратные задачи теплопроводности: монография: в 2 т. / Ю. М. Мацевитый. – К.: Проект «Наукова книга», 2002. – Т 2: Приложения. – 2003. – 392 с.
8. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент: справочник / [Е. В. Аметистов, В. А. Григорьев, Б. Т. Емцев и др.]; под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. – М.: Энергоиздат, 1982. – 512 с. – (Справочная серия «Теплоэнергетика и теплотехника»).
9. Коздоба Л. А. Методы решения обратных задач теплопереноса / Л. А. Коздоба, П. Г. Круковский. – К.: Наук. думка, 1982. – 360 с.
10. Вимірjuвальний комплекс для системного дослідження теплового стану середовища “гільза-охолодник” ДВЗ / Г. С. Гудз, М. В. Глобчак, О. Й. Коцюмбас, О. Р. Клипка // Наукові нотатки. – Вісн. Луцького НТУ. - Луцьк, 2014. - Вип 45. - С. 153-158.
11. Гудз Г. С. Визначення температурних полів та часу досягнення стабілізації теплового стану гільзи циліндрів і охолодника / Г. С. Гудз, М. В. Глобчак, О. Й. Коцюмбас // Вісн. Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В. Даля. - Луганськ, 2010. – № 6(148). – С. 110–113.
12. Гудз Г. С. Визначення динаміки теплового стану гільзи циліндрів і охолодника за номінальної потужності автомобільного двигуна / Г. С. Гудз, М. В. Глобчак, О. Й. Коцюмбас // Вестн. Харьковского нац. автом.-дор. ун-та. – Харьков, 2010. – Вып. 51. – С. 180 – 183.

## REFERENCES

1. Nemyj, S. & Kotsjumbas, O. (2014). Influence of the temperature state of motor-car engines is on their operating indexes. [Vliyanie remontnykh izmenenij razmerov tsilindrov dvigatelej na ikh temperaturnoe sostoyanie]. *Vestnik Moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta (MADI)*. Number 1(36), March 2014. Moscow, pp. 27-32.
2. Djachenko, N., Dashkov, S., Kostin, A. & Burin, M. (1969). *Thermal exchange in engines and thermal tension of their features*. [Теплообмен в двигателях и теплонапряженность их деталей]. Leningrad, Mashinostroenie Publ. 248 p.
3. Sivolapov, V. & Tarapon, A. (2000). Research of processes of heat-transfer in the cylinders of internal combusting engines. [Issledovanie protsessov teploperedachi v tsilindrakh dvigatelej vnytrennego sgoraniya]. *Modelling and Information Technology. Collection of scientific work Pukhov Institute for Modelling in Energy Engineering of National Academy of Sciences of Ukraine*. Vol. 3. Kyiv, pp. 10-15.
4. Kostin, A. , Larionov, V. & Mikhajlov, L. (1979). *Thermal tension of internal combusting engines*. [Теплонапряженность двигателей vnytrennego sgoraniya]. Leningrad, Mashinostroenie Publ. 222 p.
5. Rozenblit, G. (1977). *The heat-transfer in diesels*. [Теплопередача в дизелях]. Moscow, Mashinostroenie Publ. 216 p.
6. Orlin, A., Kruglov, M., Vyrubov, D., Ivashchenko, N., Ivin, V. & others (1983). *Internal combusting engines: Theory of piston and combined engines*. [Dvigateli vnytrennego sgoraniya: Teoriya porshnevykh i kombinirovannykh dvigatelej]. Moscow, Mashinostroenie Publ. 372 p.
7. Matsevityj, Yu. (2003). *Returning problem of thermal conductivity. T. 2: Applications*. [Obratnye zadachi teploprovodnosti. T. 2: Prilozheniya]. Kyiv, Project Naykova knyga. 392 p.
8. Grigorjev, V., Zorin, V., Ametistov, E., Emtsev, B. & others (1982). *Thermal- and mass-transfer. Heating engineering experiment*. [Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент]. Moscow, Energoizdat Publ. 512 p.
9. Kozdoba, L. & Krukovskij, P. (1982). *Methods of decision of returning problem of thermal transfer*. [Metody resheniya obratnykh zadach teploperenos]. Kyiv, Naukova dumka Publ. 360 p.
10. Gudz, G., Globchak, M., Kotsjumbas, O. & Clypko, O. (2014). Measuring complex for system investigation of thermal condition of environment “shell-cooler” of internal combustion engine. [Vymiryval'nyj kompleks dlya systemnogo doslidzhennya teplovogo stanu seredovyshcha “gil'za-oholodnyk” DVZ]. *Naukovi notatky. Journal of Lutsk Nayional Technical University*. Vol. 45. Lutsk, LNTU Publ. pp. 153-158.
11. Gudz, G., Globchak, M. & Kotsjumbas, O. (2010). Determination of the temperature fields and duration of achievement of stabilizing of the thermal conditions of shell of cylinders and cooler. [Vyznachennya temperaturnykh poliv ta chasu dosyagnennya stabilizatsiji teplovogo stanu gil'zu tsylindriv i oholodnyka]. *Journal of East Ukrainian National University named after Volodymyr Dahl*. Vol. 6(148). Lugansk, pp. 110-113.
12. Gudz, G., Globchak, M. & Kotsjumbas, O. (2010). Determination of dynamic of thermal condition shell of cylinders and cooler at nominal power of motor-car engine. [Vyznachennya dynamiky teplovogo stanu gil'zu

tsylindriv i oholodnyka za nominalnoji potuzhnosti avtomobilnogo dyvguna]. *Bulletin of Kharkov National Automobile and Highway University*. Vol. 51. Kharkov, KNADU Publ. pp. 180-183.

*Гудз Г.С., Глобчак М.В., Коцюмбас О.И.* Параметрическая идентификация граничных условий тепловой модели среды "гильза - охладитель" ДВС

Определены условия теплоотдачи (граничные условия третьего рода) тепловой модели среды "гильза-охладитель" двигателя внутреннего сгорания (ДВС) на основании решения обратной задачи теплопроводности компьютерным моделированием по результатам стендовых испытаний.

**Ключевые слова:** автомобильный двигатель, гильза цилиндра, охладитель, граничные условия, тепловая модель, обратная задача теплопроводности.

*G. Gudz, M. Globchak, O. Kotsjumbas.* Parametrical identification of boundary conditions of heat model of "liner-cooler" environment.

The existing methods of analytical determination of heating transfer coefficients are analyzed in this article and their inequality is shown, using 3-times mismatches in the solutions.

The heat transfer conditions (the boundary conditions of the third kind) of heat model of "liner-cooler" environment of internal combustion engine by the reverse heat transfer problem solution by the means of computer simulation, based upon the engine's stand trials.

It will allow to conduct the systemological researches of the influence of important factors upon the timing of achieving of quasi – stationary heating regime of internal combusting engine and traction – speeding properties of the car.

**Key words:** automotive engine, cylinder liner, cooler, boundary conditions, heat model, reverse problem of heat transfer.

#### АВТОРИ:

*ГУДЗ Густав Стефанович*, доктор технічних наук, професор, професор кафедри «Експлуатація та ремонт автомобільної техніки», Національний університет «Львівська політехніка», e-mail: [o.kotsjumbas@email.ua](mailto:o.kotsjumbas@email.ua)

*ГЛОБЧАК Михайло Васильович*, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри «Експлуатація та ремонт автомобільної техніки», Національний університет «Львівська політехніка», e-mail: [o.kotsjumbas@email.ua](mailto:o.kotsjumbas@email.ua)

*КОЦЮМБАС Олег Йосифович*, кандидат технічних наук, старший викладач кафедри «Експлуатація та ремонт автомобільної техніки», Національний університет «Львівська політехніка», e-mail: [o.kotsjumbas@email.ua](mailto:o.kotsjumbas@email.ua)

#### АВТОРЫ:

*ГУДЗ Густав Стефанович*, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Эксплуатация и ремонт автомобильной техники», Национальный университет «Львовская политехника», e-mail: [o.kotsjumbas@email.ua](mailto:o.kotsjumbas@email.ua)

*ГЛОБЧАК Михаил Васильевич*, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Эксплуатация и ремонт автомобильной техники», Национальный университет «Львовская политехника», e-mail: [o.kotsjumbas@email.ua](mailto:o.kotsjumbas@email.ua)

*КОЦЮМБАС Олег Йосифович*, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Эксплуатация и ремонт автомобильной техники», Национальный университет «Львовская политехника», e-mail: [o.kotsjumbas@email.ua](mailto:o.kotsjumbas@email.ua)

#### AUTHORS:

*Gustav GUDZ*, Doctor of Science in Engineering, Professor, Professor of Department of Vehicle Repair and Maintenance, Lviv Polytechnic National University, e-mail: [o.kotsjumbas@email.ua](mailto:o.kotsjumbas@email.ua)

*Myhajlo GLOBCHAK*, PhD. in Engineering, Assoc. Professor, Assoc. Professor of Department of Vehicle Repair and Maintenance, Lviv Polytechnic National University, e-mail: [o.kotsjumbas@email.ua](mailto:o.kotsjumbas@email.ua)

*Oleg KOTSJUMBAS*, PhD. in Engineering, assistant of Department of Vehicle Repair and Maintenance, Lviv Polytechnic National University, e-mail: [o.kotsjumbas@email.ua](mailto:o.kotsjumbas@email.ua)

Стаття надійшла в редакцію 29.08.2016р.

Гуменюк П.О, Кузнецов Р.М.  
Луцький національний технічний університет

## ОСНОВНІ ПРИПУЩЕННЯ ПРИ ПОБУДОВІ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПЛОСКОПАРАЛЕЛЬНОГО РУХУ АВТОПОЇЗДА

У статті наведені основні математичні припущення і спрощення при моделюванні плоскопаралельного руху автопоїзда. В результаті аналізу існуючих залежностей обґрунтовано введення додаткового корегувального коефіцієнту. Показано необхідність врахування нелінійності при описі руху ланок автопоїзда.

**Ключові слова:** автопоїзд, траєкторія руху, кути відведення, стійкість, швидкість.

**Постановка проблеми.** Основні кінематичні і динамічні властивості автопоїзда, як єдиної механічної системи тіл, залежать від фізичних явищ, що виникають при русі всіх його елементів і взаємодії останніх між собою. В свою чергу, ці явища визначаються геометрією і структурою автопоїзда.

Відмінності у конструкціях автопоїздів у більшості випадків визначаються відмінностями у конструкції причіпних ланок, оскільки конструкція автомобілів-тягачів залишається незмінною.

**Результати досліджень.** Автопоїзд, що розглядається, рис. 1, складається із автомобіля-тягача і напівпричепа з керованою задньою віссю [1]. У ведучій ланки (автомобіля-тягача) передня вісь має керовані колеса, кути повороту яких  $\theta_1$  і  $\theta_1'$ , причому  $\theta_1 > \theta_1'$ . Дві задні осі тягача неповоротні, і розташовані позаду центра мас тягача. Візок напівпричепа - тривісний (загальний випадок) із задніми керованими колесами (віссю). Кут повороту цієї осі позначений через  $\theta_2$ .

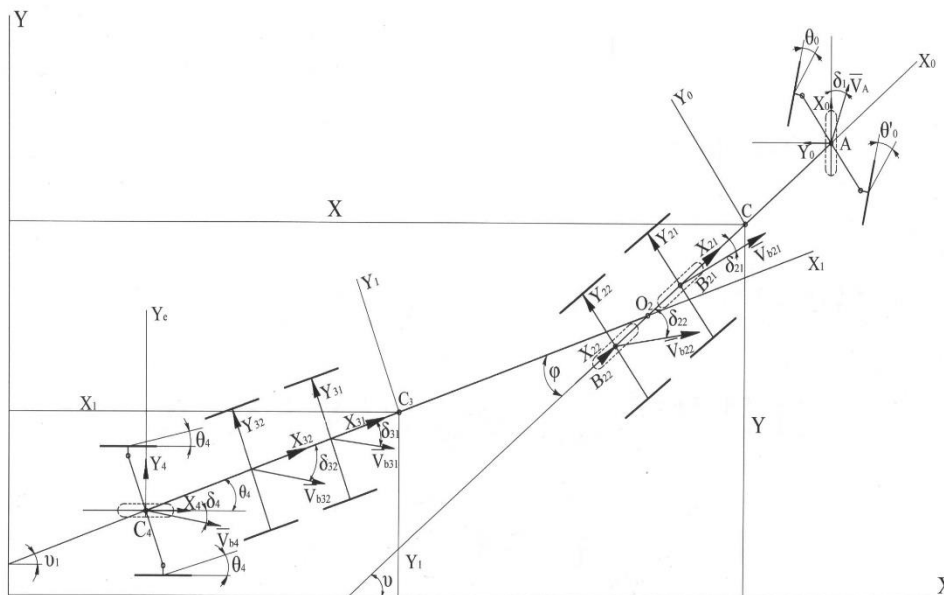


Рисунок 1 – Розрахункова схема автопоїзда на неусталеному повороті

При складанні диференціальних рівнянь руху автопоїзда приходиться знаходити компроміс між двома протилежними обставинами: по-перше, математична модель плоскопаралельного руху автопоїзда повинна, по можливості, найбільш повно і детально враховувати особливості реального автопоїзда; по-друге, складність моделі не повинна бути надто високою, так як це значно знижує потенційні можливості її аналізу.

Припустимо, що:

- складові елементи модульного автопоїзда є абсолютно жорсткі тіла;
- вантаж на напівпричепі розташований так, що його центр мас, а також опорно-зчипний пристрій розташовані у вертикальній площині симетрії;
- основною траєкторією руху автопоїзда є траєкторія центра мас тягача;
- автопоїзд рухається по рівній горизонтальній опорній поверхні;

- взаємодія коліс з опорною поверхнею проявляється через реакції опорної поверхні, які є функціями кутів відведення;

- кути повороту передніх коліс тягача рівні між собою, тобто  $\theta_1 = \theta'_1 = \theta$ ;
- гіроскопічні моменти і моменти від неврівноважених обертових мас не враховуються;
- моменти опору в шарнірних з'єднаннях визначаються як [2]

$$M_{oi} = \frac{2}{3} Z_{oi} \times \mu \frac{R_i^2 - r_i^2}{R_i^2 + r_i^2},$$

де  $Z_{oi}$  – вертикальне навантаження на опорно-зчипний пристрій (ОЗП);

$\mu$  - коефіцієнт тертя ( $\mu=0,15\dots0,20$ );

$R_i, r_i$  – зовнішній і внутрішній радіуси поворотних кіл ОЗП;

- на автопоїзд діють наступні сили: сили опору коченню  $X_{ij}$ , сили опору бічному відведенню шин  $Y_{ij}$ , вертикальні реакції опорної поверхні  $Z_{ij}$ , сили інерції  $P_i$ , моменти опору повороту окремих ланок автопоїзда  $M_i$ .

Находженню залежності бічної сили, як функції кута відведення  $Y = f(\delta)$ , присвячено велику кількість теоретичних і експериментальних досліджень.

Найбільше поширення на сьогодні при визначенні бічних сил отримала аксіоматика І. Рокара і залежності Д.А.Антонова.

І. Рокар у роботі [3] запропонував визначати бічну силу як:

$$Y = k_0 \arctg c \delta ; Y = k_0 thc \delta ; Y = k\delta - k'\delta^3 + k''\delta^5 - \dots ; Y = \frac{k\delta}{\sqrt{1+x^2\delta^2}} ; x = \frac{k}{\varphi z}, \quad (1)$$

де  $c$  - коефіцієнт пропорційності;

$k$  - коефіцієнт опору відведення;

$\delta$  - кут відведення;

$\varphi$  - коефіцієнт поперечного ковзання;

$z$  - вертикальне навантаження на колесо.

Для всіх апроксимацій важливо, щоб функція  $Y=f(\delta)$  була не парною і визначалася як сума знакозмінного ряду.

Д.А. Антонов у роботі [4] запропонував наступне рівняння:

$$q = \frac{k_{yR} \neq 0}{k_{yR} = 0} = \sqrt{1 - \left( \frac{R}{R_N \varphi} \right)^2} \quad (2)$$

і

$$Y = \sqrt{(\varphi R_N)^2 - R^2} \quad (3)$$

де  $q$  - коефіцієнтів корекції опору відведення при впливі тангенціальних сил;

$k_{yR} \neq 0$  - коефіцієнт опору відведення при дії тангенціальних сил на колеса автомобіля;

$k_{yR} = 0$  - теж при відсутності тангенціальних сил;

$R$  - гальмівна (тягова) сила.

У результаті проведення розрахункового аналізу по основних залежностях  $Y = f(\delta)$  бічної сили від кута відведення коліс Антоновим було зроблено висновок, що з використанням нелінійної теорії відведення результати більш близькі до експериментальних даних, чим при застосуванні лінійної теорії відведення. Однак при малих кутах відведення  $\delta = 4-5^0$  при  $\varphi = 0,6$  і  $\delta = 2-2,5^0$  при  $\varphi = 0,2-0,3$  зміна відношення порівняно невелика і може вважатися постійною (тобто  $\frac{Y}{\delta} = k_y = const$ ), а залежність, отже, лінійною.

Отже, перевагами залежності Д.А. Антонова є можливість урахування зміни величини відведення при коливанні і нахилі коліс до опорної поверхні, при крені кузова тощо. Однак ця залежність через велику кількість коригувальних коефіцієнтів викликає ряд незручностей її



використання. Крім того, при збільшенні кутів відведення похибка розрахункових даних у порівнянні з експериментальними значно збільшується, що також вимагає коригування [5].

При дії великих бічних і повздовжніх сил, що приводять до великих кутів відведення, може бути рекомендована залежність  $Y = \frac{k\delta}{\sqrt{1+x^2\delta^2}}$  тому, що в цьому випадку розбіжність результатів

розрахунку з експериментальними даними не перевищує 13-15%.

На відміну від залежності Д.А.Антонова залежність Рокара І.  $Y = f(\delta)$ , рис. 2, не громіздка і досить зручна для використання при розрахунках параметрів явища відведення для шин різних типорозмірів автомобілів, причепів і напівпричепів, що рухаються дорогами з удосконаленим покриттям. Однак, у деяких випадках, похибку, що допускає ця залежність, можна розглядати, як значну, внаслідок того, що бічне переміщення обумовлюється як пружними, так і не пружними деформаціями шини й опорної поверхні, а також ковзанням (хоча б і частковим) шини по опорній поверхні.

Зменшити розбіжності розрахункових даних з експериментальними можна за рахунок поправочного (коригувального) коефіцієнта до цієї залежності.

Коригувальний коефіцієнт з достатньою точністю може бути розрахований методом середніх квадратів як одного типорозміру шин, так і для цілого ряду. При цьому похибка залежності визначається як середній розмір розбіжностей між розрахунковими й експериментальними даними.

Так для шин типорозмірів, що встановлюються на автомобілях-тягачах), поправочний коефіцієнт змінюється в межах від 1,0 до 1,1 /шини звичайного профілю/, а для широкопрофільних шин, що встановлюються на причепах і напівпричепах – в межах 1,1...1,2 [6]. При цьому результати розрахунків залежностей  $Y = f(\delta)$  з поправочним коефіцієнтом досить тісно співпадають з експериментальними даними.

У подальшому при математичному моделюванні будемо використовувати таку залежність:

$$Y_i = \frac{k_i \delta_i}{\sqrt{1 + k_i (\phi^2 C^2)^{-1} \delta_i^2}} \quad (4)$$

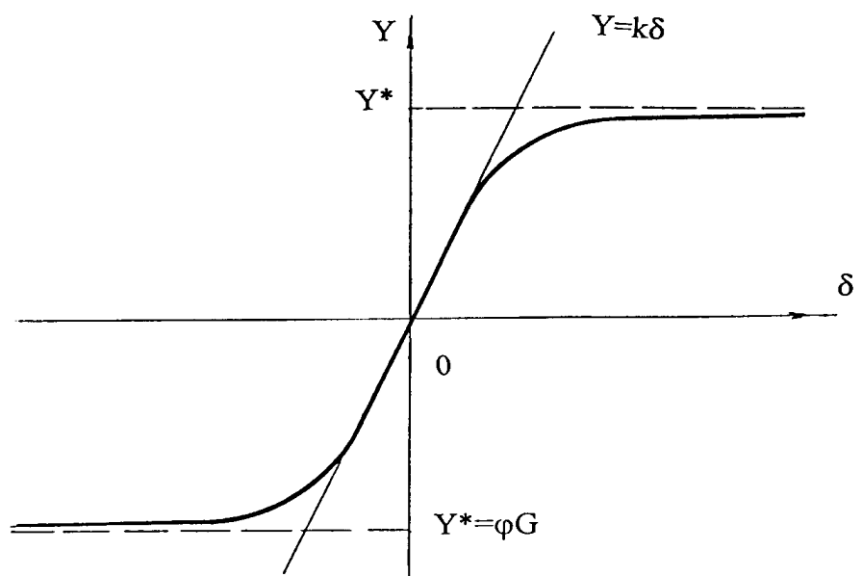


Рисунок 2 – До апроксимації залежності кута відведення від бічної сили

Необхідність врахування нелінійності пов'язана з тим, що лише у дуже малому діапазоні зміни кута відведення залежність між силами, що діють на колесо, і кутами відведення близька до лінійної, тоді як для всіх інших значень кутів відведення ця залежність нелінійна, причому бічна сила не може перевищити силу зчеплення. По мірі наближення значень  $Y$  до свого максимуму спочатку починається часткове проковзування у бічному напрямку, при подальшому збільшенні – повне проковзування. Відповідне йому максимальне значення бічної сили  $Y = Y^*$  можна знайти, виходячи з того, що  $Y^* = \phi G$ , рис.2 [7].

Якщо позначити коефіцієнт опору відведення за відсутності поздовжніх сил на колесі через  $k_0$ , то величина коефіцієнта  $k$  визначиться за формулою [5]

$$k = k_0 \times \frac{\sqrt{1 - (X / \phi \times G)^2}}{1 + 0,375 \times X / G}, \quad (5)$$

де  $G$  – вертикальне навантаження на колесо;

$X$  – поздовжня сила, що задається співвідношенням

$$X = \begin{cases} M / r, \text{ якщо } M / r < \phi \times G \\ \phi \times G, \text{ якщо } M / r \geq \phi \times G \end{cases},$$

де  $M$  – тяговий (гальмівний) момент на колесі.

**Висновки.** Проведено аналіз існуючих залежностей, які описують плоскопаралельний рух і описано їх переваги і недоліки. Запропоновано шляхи зменшення розбіжностей розрахункових даних з експериментальними за рахунок введення поправочного (коригувального) коефіцієнта.

1. Автомобили. Устойчивость: Монография / В.Г.Вербицкий, В.П.Сахно, А.П.Кравченко, А.В.Костенко, А.Э.Даниленко. – Луганск: Изд-во «Ноулидж», 2013. – 176 с.
2. Динамика длиннобазных автопоездов / М.С.Высоцкий, А.В.Жуков, Г.В.Мартыненко и др. – Минск: Наука и техника, 1987. – 199 с.
3. Рокар И. Неустойчивость в механике. – М.: изд-во иностр. лит., 1959.- 317 с.
4. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. М.: Машиностроение. 1984. – 240 с.
5. Сахно В. П. До визначення показників стійкості автопоїзда-контейнерова / В. П. Сахно, Р. М. Кузнецов, Р. М. Марчук, В. П. Онищук // Проблеми автомобільного транспорту: Збірник наукових праць : Випуск 8. – Київ: НТУ, 2011. – С.157–165.
6. Хачатуров А.А., Афанасьев В.Л. Расчет эксплуатационных параметров движения автомобиля и автопоезда. - М.: Транспорт, 1982. - 264 с
7. Высоцкий М.С. Основы проектирования автомобилей и автопоездов большой грузоподъемности. Мн., Наука и техника. 1980. - 200 с.

## REFERENCES

1. Verbytskyj V.H., Sakhno V.P., Kravchenko A.P., Kostenko A.V., Danylenko A.E. (2013) *Avtomobyly. Ustojchivost': Monografyia* [Cars. Stability: Monograph], Luhansk, Publ. "Noulydzh", 176 p.
2. Vysotskyj M.S., Zhukov A.V., Martynenko H.V. i dr. (1987) *Dinamika dlinnobaznyh avtopoezdov* [Dynamics of long-base trucks], Minsk: Nauka i tehnika, 199 p.
3. Rokar Y. (1959) *Neustojchivost' v mehanike* [Instability in Mechanics], Moscow, Izdatel'stvo inostrannoj literatury, 317 p.
4. Antonov D.A. (1984) *Raschet ustojchivosti dvizhenija mnogoosnyh avtomobilej* [Calculation of the stability of motion of multi-car] Moscow, Mashinostroenie, 240 p.
5. Sakhno V. P., Kuznietsov R. M., Marchuk R. M., Onyschuk V. P. (2011) *Do vyznachennia pokaznykiv stijkosti avtopoizda-kontejnerovoza* [By the determination of the resistance-train container] Problems of Road Transport: Collected Works, Volume 8., Kyiv: NTU, pp.157–165.
6. Khachaturov A.A., Afanas'ev V.L. (1982) *Raschet jekspluatacionnyh parametrov dvizhenija avtomobilja i avtopoezda* [The calculation of operating parameters of vehicle and road train ], Moscow,Transport, 264 p.
7. Vysotskyj M.S. (1980) *Osnovy proektirovanija avtomobilej i avtopoezdov bol'shoj gruzopod'emnosti* [Basics of designing cars and heavy-duty trucks] Minsk: Nauka i tehnika, 200 p.

**Гуменюк П.А, Кузнецов Р.М. Основное предположение при построении математической модели плоскопараллельного движения автопоезда**

В статье наведены основные математические предположения и упрощения при моделировании плоскопараллельного движения автопоезда. В результате анализа существующих зависимостей обоснованно введение дополнительного корректирующего коэффициента. Показана необходимость учета нелинейности при описании движения звеньев автопоезда.

**Ключевые слова:** автопоезд, траектория движения, углы увода, устойчивость.

**P. Gumenyuk, R. Kuznetsov. The basic assumption in the construction of a mathematical model of plane-motion train**

In the article the basic mathematical assumptions and simplification in modeling planar motion train. An analysis of existing dependencies justified the introduction of additional corrective coefficient. The necessity of taking into account non-linearities in describing the movement of train parts.

**Keywords:** Tractor, trajectory, angles of diversion, stability, speed.



**АВТОРИ:**

*ГУМЕНЮК Павло Олександрович*, кандидат технічних наук, старший викладач кафедри автоматизованого управління виробничими процесами, Луцький НТУ, e-mail: [nacacom@gmail.com](mailto:nacacom@gmail.com)

*КУЗНЕЦОВ Руслан Михайлович*, кандидат технічних наук, професор кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький НТУ, e-mail: [avto@lntu.edu.ua](mailto:avto@lntu.edu.ua)

**АВТОРЫ:**

*ГУМЕНЮК Павел Александрович*, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры автоматизированного управления производственными процессами, Луцкий НТУ, e-mail: [nacacom@gmail.com](mailto:nacacom@gmail.com)

*КУЗНЕЦОВ Руслан Михайлович*, к.т.н., профессор кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, e-mail: [avto@lntu.edu.ua](mailto:avto@lntu.edu.ua);

**AUTHORS:**

*Pavel GUMENYUK*, Ph.D., senior lecturer of automated process control, Lutsk National Technical University, e-mail: [nacacom@gmail.com](mailto:nacacom@gmail.com)

*Ruslan KUZNIETSOV*, Ph.D. in Engineering, Professor of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: [avto@lntu.edu.ua](mailto:avto@lntu.edu.ua);

Стаття надійшла в редакцію 29.09.2016р.

Гунько Ю.Л., Федорусь Ю.В.  
*Луцький національний технічний університет*

## ДОСЛІДЖЕННЯ УМОВ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ РОБОТИ ВАКУУМ-АПАРАТІВ ЦУКРОВОГО ВИРОБНИЦТВА

У статті проаналізовані особливості процесу уварювання цукрового утфелю, розглянуто систему керування процесом уварювання утфелю у вакуум-апараті, наведені результати експериментальних досліджень роботи вакуум-апарата, запропоновані можливі шляхи підвищення інтенсифікації його роботи.

**Ключові слова:** утфель, вакуум-апарат, система керування, концентрація, температура, тиск, гріюча камера, циркуляція.

**Постановка проблеми.** Одним із базових процесів у технології виробництва цукру є кристалізація, завдяки якій видаляється до 70 % нецукрів. При цьому втрати цукру досягають 75 % від загальних, що майже вдвічі більше, ніж на сучасних цукрових заводах передових країн.

Саме тому слід приділити увагу удосконаленню технології уварювання цукрового утфелю з метою підвищення інтенсифікації даного процесу, зменшення втрат цукру від термічного розкладання, підвищення його виходу та якості, що є актуальним завданням сьогодення.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Результати досліджень процесу уварювання утфелю у вакуум-апаратах висвітлені у ряді праць [1,2,3,4], а також наводяться дані про застосування керуючих систем, які дозволяють ефективно управляти цим процесом [5].

Керуючі системи забезпечують отримання максимально повної інформації про характерні особливості проходження процесу уварювання утфелю у вакуум-апараті.

**Мета дослідження.** На основі дослідження процесу уварювання утфелю в автоматизованому вакуум-випарному апараті запропонувати шляхи інтенсифікації досліджуваного процесу.

**Результати дослідження.** Процес уварювання сиропів здійснюється у вакуум-апаратах, що працюють під розрідженням, тому температура уварювання складає 75–80 °С. Застосування низьких температур при уварюванні утфелю, які являють собою достатньо густу і в'язку масу кристалів і міжкристалльної рідини, запобігає інтенсивному розкладанню цукру. Низькі температури при уварюванні сприяють також підвищенню інтенсивності процесу випарювання води у вакуум-апараті в результаті збільшення корисної різниці температур між гріючою парою і температурою киплячої маси в апараті.

Уварювання утфелю проводять періодично в вакуум-апаратах у чотири стадії:

1. згущення сиропу до перенасичення розчину;
2. заводка кристалів цукру (утворення центрів кристалізації сахарози);
3. нарощування кристалів цукру;
4. кінцеве згущення та спуск утфелю.

Згущення сиропу в вакуум-апаратах починають при залишковому тиску 0,02 МПа за низької температури кипіння (67–70 °С), щоб попередити карамелізацію сахарози. По мірі згущення сиропу до 80–82 % сухих речовин температура його кипіння підвищується до 73–75 °С.

Своєчасна заводка кристалів і своєчасне зупинення їх утворення має важливе значення. Тому, як тільки в утфелі з'являється достатня кількість центрів кристалізації, заводку зупиняють. Подальше нарощування (збільшення розмірів) кристалів ведуть при залишковому тиску 0,02 МПа за температури 75 °С.

Якщо кристали сахарози досягнуть необхідної величини, утфель доводять до максимально можливої концентрації сухих речовин 92,5 %, при цьому його температура не повинна перевищувати 75 °С.

Запровадження автоматичної системи керування на Гнідавському цукровому заводі дозволяє ефективно досліджувати процеси, що проходять при уварюванні утфелю у вакуум-апаратах (рис. 1). У вакуум-апараті контроль за роботою устаткування здійснюється за допомогою контрольно-вимірювальних приладів. Вони призначені для автоматичного відновлення заданого режиму всієї станції уварювання.



Рисунок 1– Досліджувана установка

Відповідно до показів цих приладів проводиться оптимальний експлуатаційний режим роботи вакуум-випарних апаратів, їх випробування й налагодження.

Вакуум-апарат являє собою циліндричну вертикальну ємкість з паровою камерою і перемішуючим пристроєм.

Парова камера – трубчатий теплообмінник, по трубах якого рухається утфель, а міжтрубний простір заповнюється гріючою парою.

Перемішуючий пристрій складається із підвісного валу з перемішуючими лопатями і його приводу – електродвигуна з клинопасовою передачею і циліндричним редуктором.

Вихідним продуктом для отримання утфеля є сироп і патока.

Розроблена система керує технологічними процесами у дистанційному режимі (рис.2), вона контролює стан електроприводів технологічних механізмів з можливістю керування як у місцевому, так і дистанційному режимах, контролює величини основних технологічних параметрів і проводить графічну архівацію за заданий період часу, здійснює звукову і світлову сигналізацію при виході величини параметрів за встановлені межі.

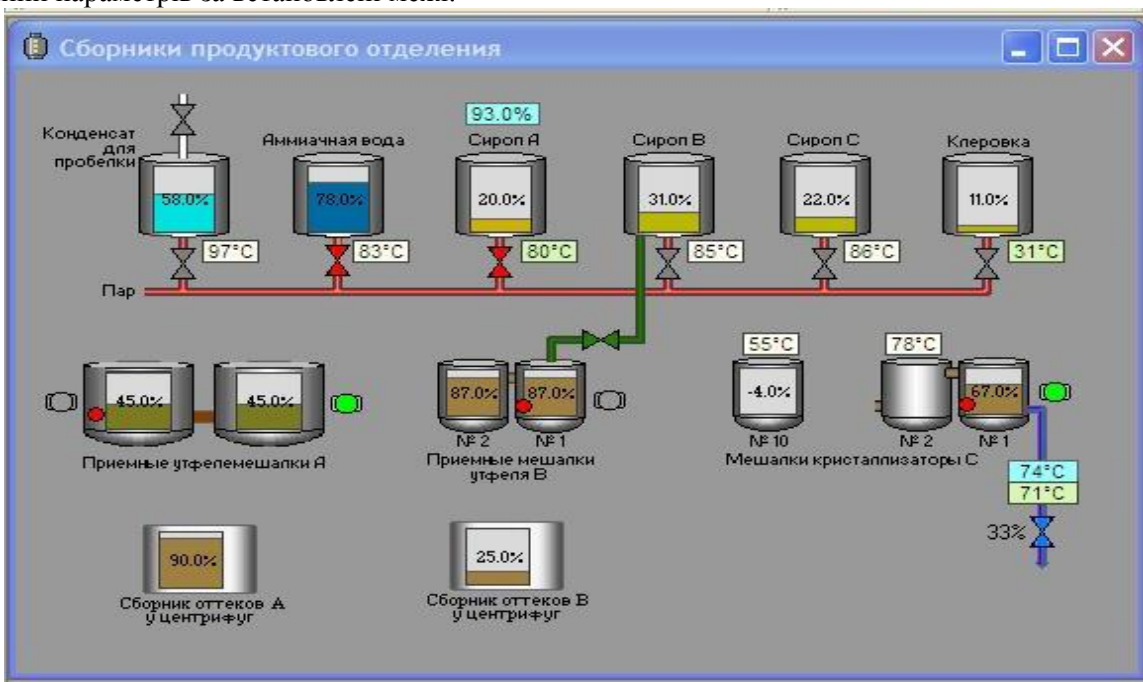


Рисунок 2– Система керування процесами у продуктовому відділенні

Основою системи є керуючі контролери. Зв'язок контролера з автоматизованим робочим місцем оператора здійснюється локальною мережею. Програмне забезпечення АРМ повинно функціонувати в програмному середовищі Windows, що дозволяє забезпечувати сумісність ПЕОМ АРМ як між собою, так і з верхнім рівнем керування, і далі воно дозволяє вихід в систему Інтернету.

Були проведені дослідження основних параметрів процесу уварювання у вакуум-апаратах в різні робочі зміни протягом кількох тижнів, в результаті були отримані графіки залежності основних параметрів вакуум-випарного апарата.

Для досліджень використовувались графіки залежності основних параметрів процесу уварювання у вакуум-апараті (рис.3)

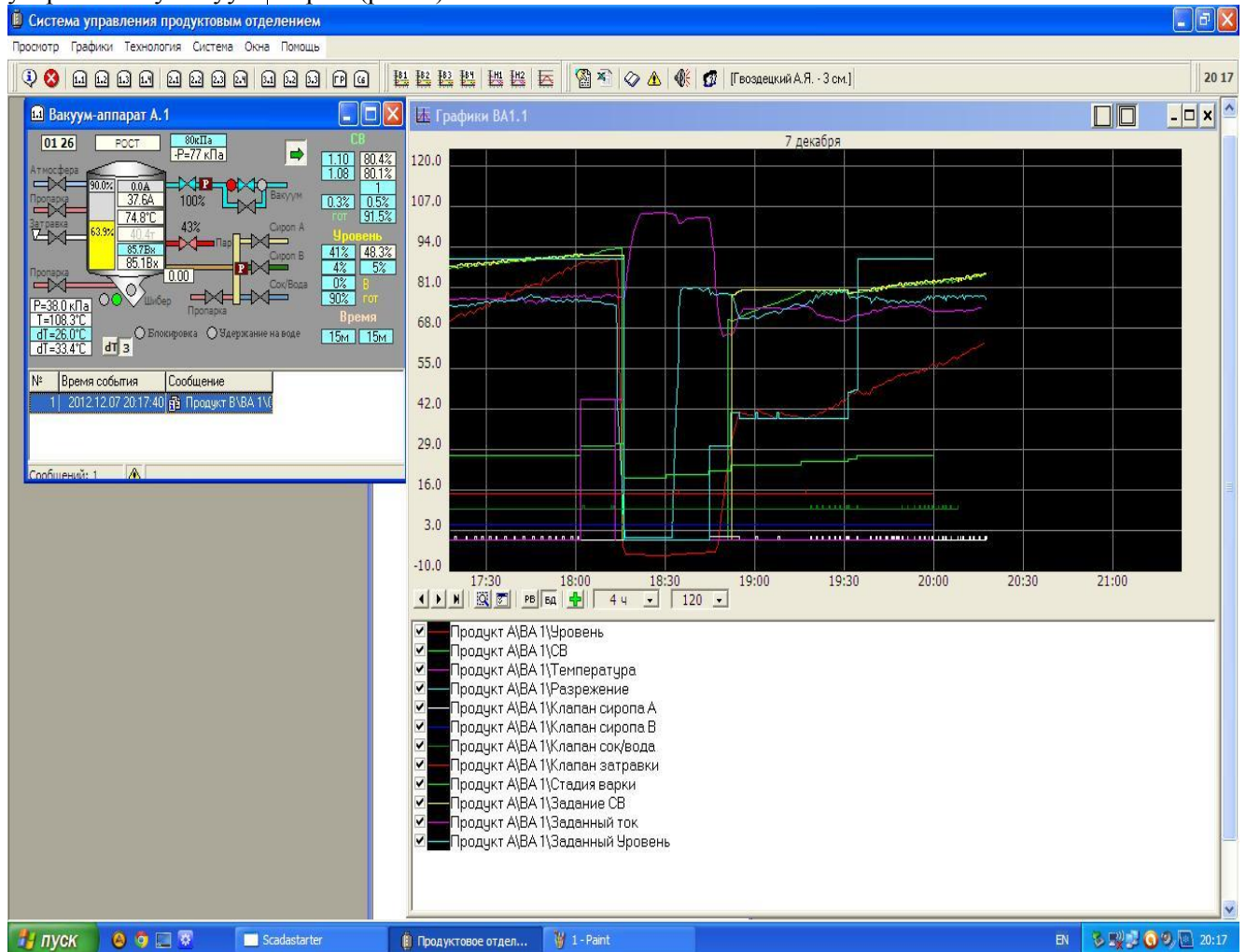


Рисунок 3–Графіки залежності основних параметрів процесу уварювання

Дослідження показали, що концентрація утфелю залежить від температури, тиску. Із збільшенням температури уварювання утфелю ( $T$ ) і тиску ( $p$ ) у вакуум-апараті збільшується концентрація утфелю.

Рівняння регресії для визначення концентрації утфелю ( $Y$ ) після включення незначущих членів для 95% довірчої ймовірності, буде:

$$Y = 71,4 + 0,06T + 0,13p$$

Було побудовано поверхню відгуку та проекції двомірних січень поверхні відгуку в середовищі MathCad (рис. 4).



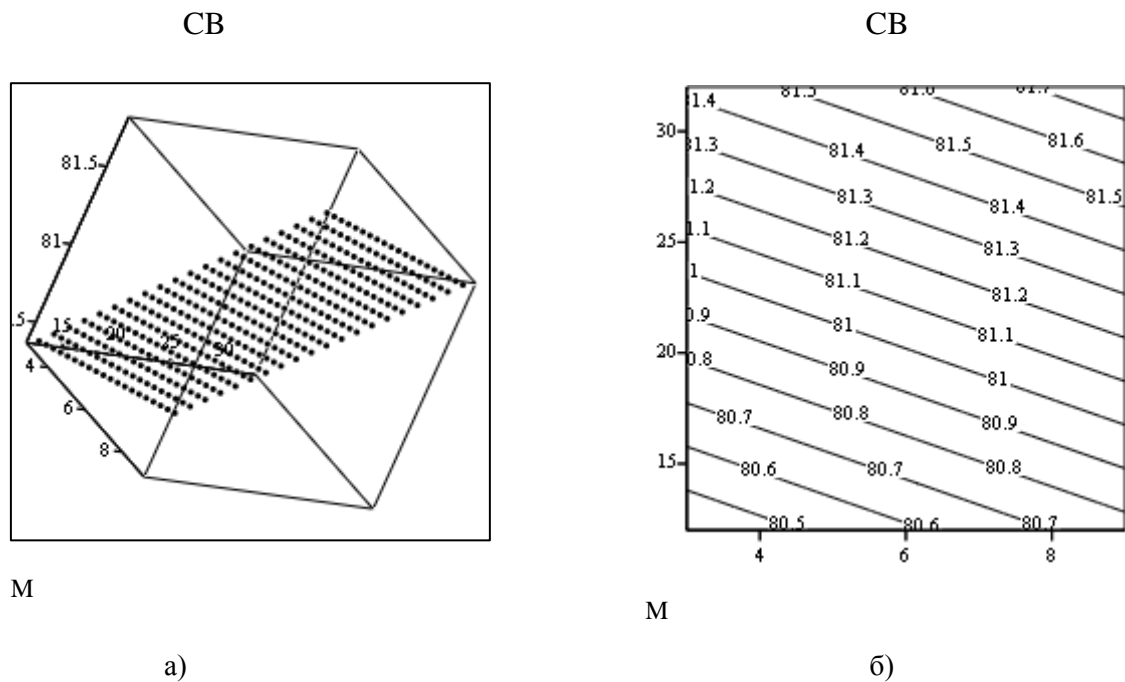


Рисунок 4 – Поверхня відгуку (а) та проєкції двомірних січень поверхні відгуку на площину (б).

Залежність коефіцієнта теплопередачі від концентрації полягає в тому, що із збільшенням концентрації коефіцієнт теплопередачі зменшується. Тому для інтенсифікації процесу уварювання необхідно забезпечити підвищення коефіцієнта теплопередачі (встановлено на основі розрахунків, що його значення не повинне бути меншим, ніж 290) .

Також для підвищення інтенсифікації процесу кристалізації цукрози та зменшення тривалості уварювання утфелю слід підвищити швидкість циркуляції утфелю шляхом удосконалення гріючої камери та встановлення більш ефективних циркуляторів.

**Висновки.** Отже, були проаналізовані особливості процесу уварювання, конструкції вакуум-випарних апаратів та засоби автоматизації, що використовуються для керування процесом уварювання утфелю. На основі проведених за допомогою керуючої системи досліджень процесу уварювання отримано залежність для визначення концентрації утфелю, а також визначені основні шляхи інтенсифікації процесу кристалізації та зменшення тривалості уварювання утфелю.

1. Горяжа В.Т. Интенсификация процесса уваривания утфелей / В.Т. Горяжа, В.Р. Кулинченко, Ю.Г. Артюхов, Б.Г. Дидушко.– М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1981.– 152 с.
2. Попов В.Д. Основы теории тепло- и массообмена при кристаллизации сахарозы.– М.: Пищевая пром-сть, 1973.– 320 с.
3. Физико-химические процессы сахарного производства/ И.С. Гулый, В.М. Лысянский, Л.П. Рева и др. – М.: Агропромиздат, 1987.-264 с.
- 4.Сапронов А.Р. Технология сахарного производства. – М.: Колос, 1998. - 495 с.
5. Технологічний процес уварювання у вакуум-апаратах цукрового виробництва як об'єкт управління / Ю.Л. Гунько, О.М. Окуневич // Наукові нотатки: Міжвузівський збірник (за галузями знань «Машинобудування та металообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та матеріалознавство»). – Луцьк. ЛНТУ, 2012. – Вип.39. – С. 39–43.

## REFERENCES

1. V. Hariazha Intensification of the massecuites boiling out process/ V.Hariazha, V. Kulinchenko, Y. Artuhov, B. Didushko.- M.: Light and Food Industry, 1981.-p.152
2. V. Popov Theory Basics of Heat and Mass Transfer During the Saccharose Crystallization – M.: Food Industry, 1973. –p.320
3. Physical Chemical Processes of Sugar Production/ I. Gulyi, D. Lysiansky, L. Reva and others. –M.: Ahropromizdat, 1987. -p.264
4. A. Sapanov Sugar Production Technology. – M.: Kolos, 1998. –p.495
5. Technological Boiling Out Process in Sugar Refinery Vacuum Pans As an Object of Management / Y. Hunko, O. Okunevych // Scientific Notes: Interuniversity collection ( on disciplines “Engineering and Metalwork”, “Engineering Mechanics”, “Metallurgy and Materials”). – Lutsk. LNTU, 2012. –Issue №39.– p. 39-43

*Гунько Ю.Л., Федорусь Ю.В. Исследование условий интенсификации работы вакуум-аппаратов сахарного производства.*

В статье проанализированы особенности процесса уваривания сахарного утфеля, рассмотрена система управления процессом уваривания утфеля в вакуум-аппаратах, приведены результаты экспериментальных исследований работы вакуум-аппарата, предложены возможные пути повышения интенсификации его работы.

**Ключевые слова:** утфель, вакуум-аппарат, система управления, концентрация, температура, давление, греющая камера, циркуляция.

*Y. Hunko, Y. Fedorus. Conditions Research of the Performance Intensification of Sugar Production Vacuum Pans*

One of the basic processes in the sugar production technology is crystallization, due to which 70% of nonsugars are removed. During this process the sugar losses comes to 75% from the general amount, what is twice more, than at sugar refineries in the advanced countries.

That is why we should pay attention to the sugar massecuite boiling down technology in order to improve the intensification of this process, reduce sugar losses caused by thermal dissolution and improve its outcome and quality, what is a current task nowadays.

In the article we analyzed the peculiarities of the sugar massecuite boiling down technology are analyzed, considered the management system of the sugar massecuite boiling down process in vacuum pans, gave the results of the experimental investigations of the vacuum pans performance and suggested possible ways of intensification improvement of its performance.

**Key words:** massecuite, vacuum pan, management system, concentration, temperature, pressure, heat camera, circulation.

**АВТОРИ:**

*ГУНЬКО Юрій Леонтійович*, кандидат технічних наук, Луцький національний технічний університет, доцент кафедри обладнання переробних виробництв, e-mail: [lab-amb@ukr.net](mailto:lab-amb@ukr.net)

*ФЕДОРУСЬ Юрій Володимирович*, кандидат технічних наук, Луцький національний технічний університет, доцент кафедри обладнання переробних виробництв, e-mail: [lab-amb@ukr.net](mailto:lab-amb@ukr.net)

**АВТОРЫ:**

*ГУНЬКО Юрий Леонтьевич*, кандидат технических наук, Луцкий национальный технический университет, доцент кафедры оборудования перерабатывающих производств, e-mail: [lab-amb@ukr.net](mailto:lab-amb@ukr.net)

*ФЕДОРУСЬ Юрий Владимирович*, кандидат технических наук, Луцкий национальный технический университет, доцент кафедры оборудования перерабатывающих производств, e-mail: [lab-amb@ukr.net](mailto:lab-amb@ukr.net)

**AUTHORS:**

*Yuriy HUNKO*, Ph.D., Lutsk National Technical University, associate professor of Refining Production Equipment Department, e-mail: [lab-amb@ukr.net](mailto:lab-amb@ukr.net)

*Yuriy FEDORUS*, Ph.D., Lutsk National Technical University, associate professor of Refining Production Equipment Department, e-mail: [lab-amb@ukr.net](mailto:lab-amb@ukr.net)

Стаття надійшла в редакцію 02.09.2016р.

Гюлев Н.У., Доля В.К.

*Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова*

### ВПЛИВ ДОРОЖНІХ ЗАТОРІВ НА ФУНКЦІОНАЛЬНИЙ СТАН ВОДІЇВ РІЗНИХ ВІКОВИХ КАТЕГОРІЙ

Дорожні затори і пробки значно знижують ефективність функціонування транспортної системи міста, призводять до зростання психоемоційної напруженості водіїв і до тимчасового порушення їх деяких фізіологічних функцій.

Дослідження спрямовано на оцінку впливу транспортних заторів на зміни функціонального стану водіїв різних вікових груп і темпераментів.

Функціональний стан водія оцінюється шляхом математичного аналізу серцевого ритму водія і визначення показника активності регуляторних систем.

Показано, що на зміни характеристик функціонального стану водіїв в дорожніх заторах впливають початкове значення показника активності регуляторних систем, вік водія і тривалість транспортного затору.

**Ключові слова:** дорожній затор, транспортна система, функціональний стан, показник активності регуляторних систем, темперамент.

**Постановка проблеми.** Формування транспортних потоків відбувається шляхом взаємодії окремо взятих автомобілів між собою і зовнішнім середовищем. Багато в чому це взаємодія носить випадковий характер. Транспортний потік являє собою складну систему, що вимагає постійного управління. Активним елементом цієї системи є водій, від стану якого багато в чому залежить ефективність роботи всієї транспортної системи міста [1, 2].

Транспортний потік складається з автомобілів, які мають різні динамічні характеристики і якими керують водії з різною психофізіологією.

При виконанні своїх завдань водій постійно стикається з перешкодами, які гальмують і знижують ефективність його діяльності. Однією з важливих таких проблем для водія є транспортний затор, який виникає через перевищення інтенсивності дорожнього руху над пропускною спроможністю доріг. Дорожні пробки сприяють зростанню психоемоційної напруженості водіїв, що призводить до тимчасового розладу їх деяких психофізіологічних функцій [2, 3, 4, 5–7].

В роботі [5] зазначено, що пробки на дорогах є одним із головних проблем в більшості міст. Для їх вивчення автори застосували імітаційне моделювання.

Автори робіт [8, 9] в своїх дослідженнях оцінювали ступінь напруженості водія для забезпечення безпеки дорожнього руху та підвищення його працездатності. Було встановлено, що підвищення емоційної напруженості призводить до перевищення водієм швидкості і в результаті до ймовірності виникнення дорожньо-транспортної пригоди. Однак ці дослідження в основному проводилися з урахуванням впливу дорожніх умов при проектуванні доріг і не враховували зміни стану водія в транспортних заторах.

Психофізіологічні якості водія, такі як час реакції водія, стаж роботи, темперамент і т.д. в своїх роботах розглядали і безліч інших дослідників [1, 10].

Однак в цих роботах не в повній мере розглядалось вплив транспортних заторів на функціональний стан водіїв різних вікових груп і темпераментів.

З метою оцінки впливу умов впливу транспортних заторів на функціональний стан водіїв різних вікових груп і темпераментів були проведені експериментальні дослідження, які полягали у фіксуванні електрокардіограми водіїв при вході в транспортний затор, в самій пробці і при виході з неї. Функціональний стан оцінювався шляхом аналізу серцевого ритму і визначення показника активності регуляторних систем (ПАРС) за методом проф. Баєвського Р.М. [11].

ПАРС є інтегральним показником оцінки функціонального стану. Методика його розрахунку досить складна. Розрахунки проводяться за допомогою спеціальної програми на електронно-вчисільній машині. При цьому вихідними даними для визначення ПАРС є відстані між зубцями кардіоінтервалів електрокардіограми.

ПАРС визначається виходячи з п'яти функціональних систем: сумарного ефекту регуляції, функції автоматизму, вегетативного гомеостазу, стійкості регуляції і активності підкіркових нервових центрів. Залежно від величини ПАРС (в балах) визначається, в якому стані знаходиться людина: до 3 балів - нормальний стан, з 3 до 6 балів - стан напруги, з 6 до 8 балів - стан перенапруження [11].



Темперамент – це психічна властивість особистості, що характеризується динамікою протікання психічних процесів. Розрізняють чотири основних темпераменту: сангвінік, холерик, флегматик, меланхолік [2].

Сила нервової системи людини виражається в здатності протистояти високим психічним і фізичним навантаженням. Врівноваженість водія виражається в співвідношенні сил роздратування і збудження, що обумовлює його стійкість настрою. Рухливість нервових процесів характеризує легкість переходу від стану збудження до стану гальмування, і навпаки, а також можливість вільного перемикання між різними видами діяльності і швидка пристосованість до нових обставин. У сангвініка нервові процеси сильні, рухливі і врівноважені. У холерика – сильні, рухливі, але неврівноважені. У флегматика – сильні, врівноважені, інертні. У меланхоліка – слабкі, неврівноважені, можуть бути рухомі або інертні [2].

Залежно від індивідуально-типологічних властивостей водія, у нього по-різному відбувається зміна функціонального стану.

Для оцінки впливу транспортних заторів на функціональний стан водіїв різних темпераментів і вікових груп були розроблені відповідні регресійні моделі [12].

Розроблена модель для водія-меланхоліка має наступний вигляд:

$$P_{\kappa} = 0,013B_{\epsilon} + 0,065T_3 + 0,913P_n, \quad (1)$$

де  $P_{\kappa}$  – ПАРС при виході з транспортного затору, бали;

$B_{\epsilon}$  – вік водія, роки;

$T_3$  – тривалість транспортного затору, хв;

$P_n$  – ПАРС при вході в транспортний затор, бали.

Регресійна модель для водія-холерика має вигляд:

$$P_{\kappa} = 0,009B_{\epsilon} + 2,045l_n(T_3 / P_n) + 0,848P_n, \quad (2)$$

де  $P_{\kappa}$  – ПАРС при виході з транспортного затору, бали;

$B_{\epsilon}$  – вік водія, роки;

$T_3$  – тривалість транспортного затору, хв;

$P_n$  – ПАРС при вході в транспортний затор, бали.

Для водія-флегматика модель виглядає наступним чином:

$$P_{\kappa} = -0,396C/U - 0,066T_3 + 1,067P_n, \quad (3)$$

де  $P_{\kappa}$  – ПАРС при виході з транспортного затору, бали;

$C/U$  – відношення ціни нового автомобіля до питомої потужності двигуна, тис. у.о. / (кВт / т);

$T_3$  – тривалість транспортного затору, хв;

$P_n$  – ПАРС при вході в транспортний затор, бали.

Для водія-сангвініка розроблена модель наступна:

$$P_{\kappa} = 0,009B_{\epsilon} + 1,372l_n(T_3 / P_n) + 0,939P_n, \quad (4)$$

де  $P_{\kappa}$  – ПАРС при виході з транспортного затору, бали;

$B_{\epsilon}$  – вік водія, роки;

$T_3$  – тривалість транспортного затору, хв;

$P_n$  – ПАРС при вході в транспортний затор, бали.

Дослідженнями встановлено, що транспортний затор надає неоднаковий вплив на водіїв різних темпераментів. Найбільший негативний вплив транспортні затори надають на водіїв-холериків і на водіїв-сангвініків.

На водія-флегматика транспортний затор не робить негативного впливу і тому він виключається з подальшого розгляду.

На рис. 1-3 наведені найбільш типові варіанти зміни функціонального стану водіїв.

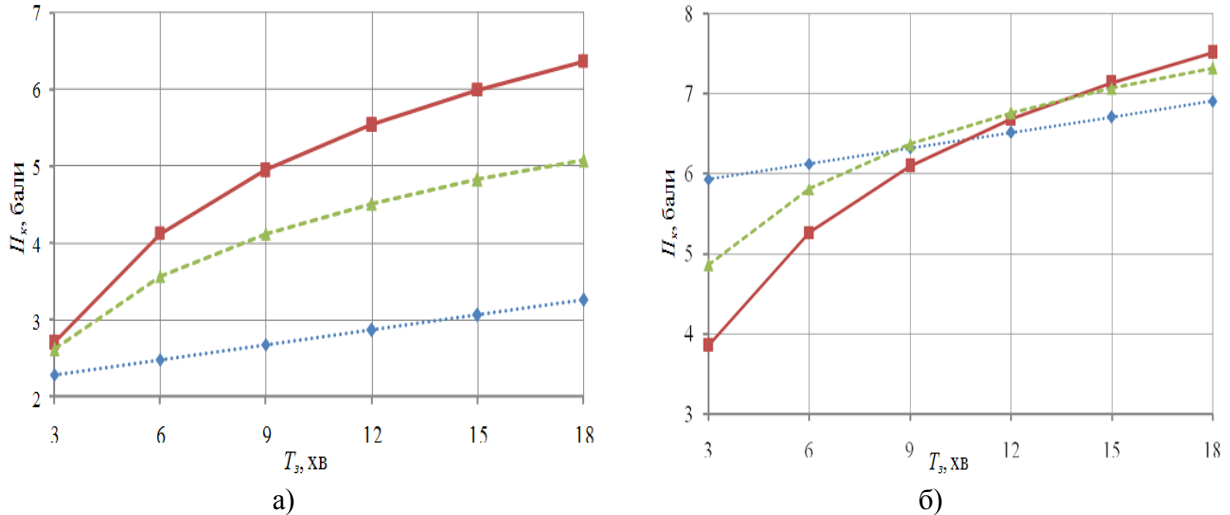


Рисунок 1. – Залежність зміни функціонального стану водіїв віку 20 років у транспортному заторі при: а)  $P_n = 2$ ; б)  $P_n = 6$ :

◆ – Меланхолік; ■ – Холерик; ▲ – Сангвінік

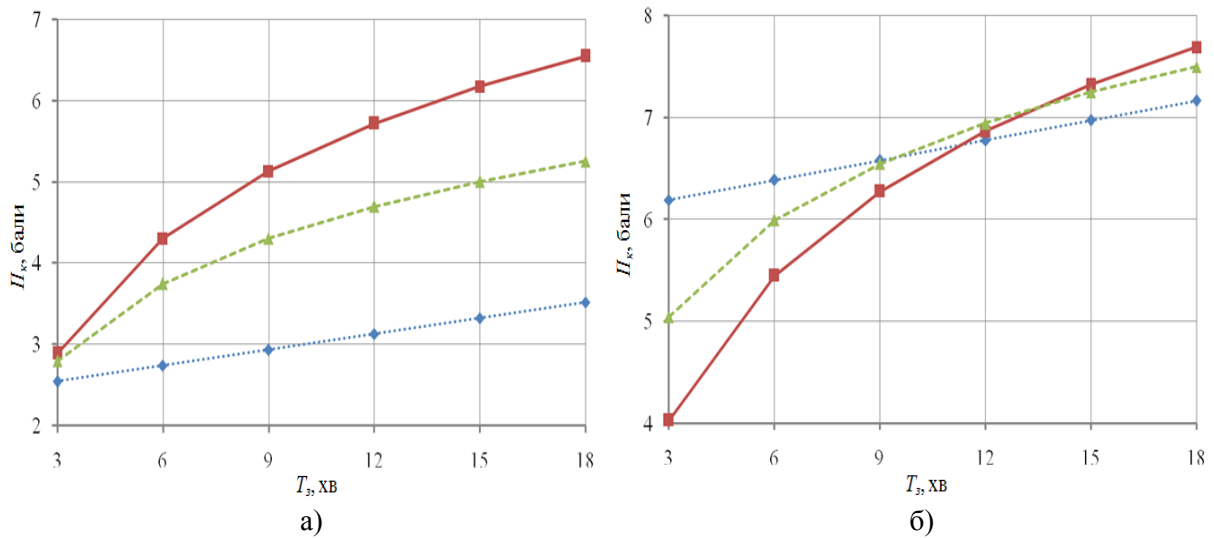


Рисунок 2. – Залежність зміни функціонального стану водіїв віку 40 років у транспортному заторі при: а)  $P_n = 2$ ; б)  $P_n = 6$ :

◆ – Меланхолік; ■ – Холерик; ▲ – Сангвінік

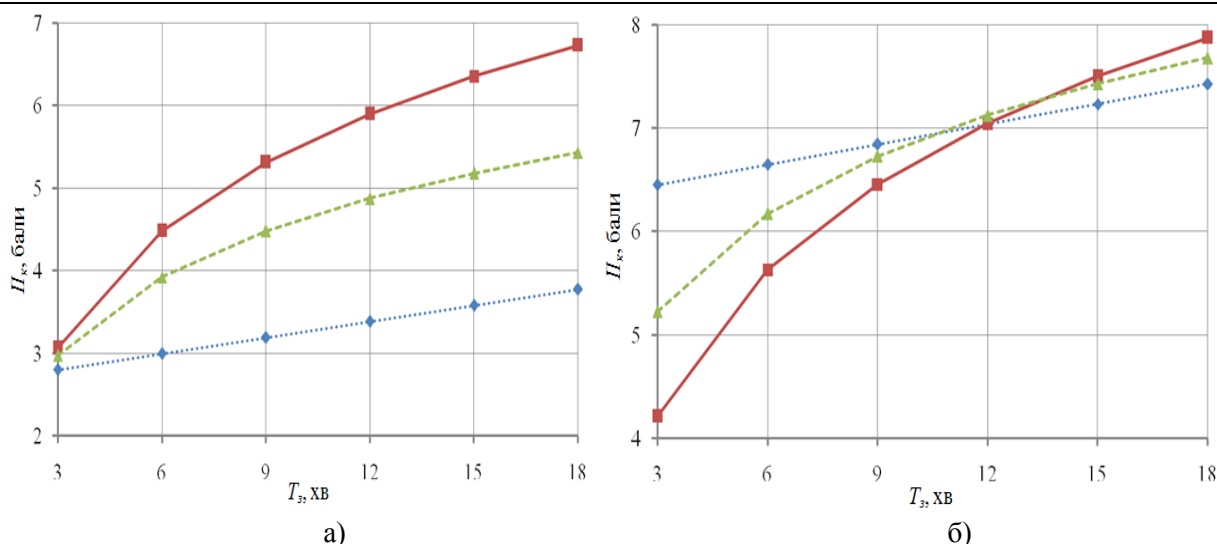


Рис. 3. Залежність зміни функціонального стану водіїв віку 60 років у транспортному заторі при:  
а)  $P_n = 2$ ; б)  $P_n = 6$ :

◆— — Меланхолік; ■— — Холерик; ▲— — Сангвінік

**Висновки.** Проведені дослідження і наведені регресивні моделі свідчать про об'єктивний і негативний вплив транспортних заторів на функціональний стан водіїв.

У водіїв всіх типів темпераментів і вікових груп, крім флегматика, при вихідному нормальному стані перед транспортним затором подальше перебування в пробці призводить до погіршення функціонального стану.

У водіїв-меланхоліків різного віку величина функціонального стану в транспортному заторі поступово збільшується при будь-якому початковому стані.

У сангвініків і холериків різного віку при початковому стані рівному чотирьом і вище балам за перебування в заторі функціональний стан спочатку нормалізується, а потім починає погіршуватися. Динаміка реагування на умови транспортного затору яскравіше виражена у водіїв-холериків.

При початковому стані, рівному п'яти балам і вище і при тривалості затору рівній шести хвилинам, величина функціонального стану водіїв-холериків не досягає вихідного значення, а у водіїв-сангвініків початкового значення досягає у сорокарічних і старших за віком водіїв.

Отримані в результаті дослідження закономірності необхідно враховувати при розробці технології організації дорожнього руху.

1. Гаврилов Е. В. Системология на транспорті / Е. В. Гаврилов, М. Ф. Дмитриченко, В. К. Доля та ін; під заг. ред. М. Ф. Дмитриченка. — кн. V: Ергономіка. — К.: Знання України, 2008. — 256 с.
2. Мишурич В. М. Психофизиологические основы труда водителей автомобилей: учеб. Пособие / В. М. Мишурич, А. Н. Романов, Н. А. Игнатов. — М.: МАДИ, 1982. — 254 с.
3. Вайсман, А. И. Основные проблемы гигиены труда водительского состава автотранспорта: автореф. дис. ... д-ра мед. наук: 03.12.02 [Текст] / А. И. Вайсман; — М., 1975. — 37 с.
4. Гюлев, Н. У. Влияние времени простоя автомобиля в дорожном заторе на функциональное состояние водителя / Н. У. Гюлев // Восточно-европейский журнал передовых технологий. — 2011. — Т.1/10(49). — С. 50–52.
5. Kalajžić, M., Miloљ, K., & Muić, M. (2012). Simulation Model of Traffic Jam at Crossroads. *PROMET-Traffic&Transportation*, 14(6), 309-317.
6. Cameron, M. (1994). A consumer surplus analysis of market-based demand management policies in Southern California. *Transport Policy*, 1(4), 213-220.
7. Cantillo, V., & Ortuzar, J. (2012). Restricciyn vehicular segъn пъmero de patente: requiem para una polntica еггunea. *Revista Ingenieria de Sistemas*, 26, 7-22.
8. Бегма И. В. Оценка напряженности работы водителя в реальных дорожных условиях / И. В. Бегма // Тр. МАДИ. — 1976. — Вып. 128. — С. 29–34.
9. Бегма И. В. Учет психофизиологии водителей при проектировании автомобильных дорог / И. В. Бегма, Э. В. Гаврилов, Я. А. Калужский. — М.: Транспорт, 1976. — 88 с. ]
10. Лобанов, Е. М. Проектирование дорог и организация движения с учетом психофизиологии водителя / Е. М. Лобанов. — М.: Транспорт, 1980. — 311 с.
11. Баевский, Р. М. Математический анализ изменений сердечного ритма при стрессе / Р. М. Баевский, О. Н. Кириллов, С. З. Клецкин. — М.: Наука, 1984. — 222 с.

12. Гюлев, Н.У. О влиянии изменения функционального состояния водителя на безопасность дорожного движения / Н. У. Гюлев, В.К. Доля, М. С. Бичев // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2013. – Т.3/3(63). – С. 67 –69.

## REFERENCES

1. Gavrilov E.V. Systemology transport / E.V. Gavrilov, M.F. Dmytrychenko, V.K. Dolya and others; under Society. Ed. M.F. Dmytrychenko. - Vol. V: Ergonomics. - K.: Knowledge Ukraine, 2008.- 256 p.
2. Mishurin V.M. Psychophysiological bases of work car drivers: studies. Benefit / V.M. Mishurin, A.N. Romanov, N. Ignatov. - M.: MADI, 1982. - 254 p.
3. Weisman, A.I. The main problems of occupational health of drivers of vehicles: Abstract. Dis. ... Dr. med. Sciences: 03.12.02 [Text] / AI Weissman; - M., 1975. - 37 p.
4. Gyulev, N.U. Influence vehicle downtime in a traffic jam on the functional state of the driver / N.U. Gyulev // Eastern European Journal of advanced technologies. - 2011. - Vol.1 / 10 (49). - S. 50 -52.
5. Kalajžić, M., Miloš, K., & Muić, M. (2012). Simulation Model of Traffic Jam at Crossroads. *PROMET-Traffic&Transportation*, 14(6), 309-317.
6. Cameron, M. (1994). A consumer surplus analysis of market-based demand management policies in Southern California. *Transport Policy*, 1(4), 213-220.
7. Cantillo, V., & Ortuzar, J. (2012). Restricciyn vehicular segun nmero de patente: requiem para una politica errunea. *Revista Ingenieria de Sistemas*, 26, 7-22.
8. Begma I.V. Driver Evaluation of voltage in real road conditions / I.V. Begma // Tr. MADI. - 1976. - Vol. 128. - S. 29-34.
9. Begma I.V. Accounting psychophysiology drivers in the design of roads / I.V. Begma, E.V. Gavrilov, YA Kaluga. - M: Transport, 1976. - 88 p. ]
10. Lobanov E.M. road design and traffic management, taking into account the driver's psychophysiology / E.M. Lobanov. - M: Transport, 1980. - 311 p.
11. Baevskii R.M. Mathematical analysis of heart rate changes during stress / R.M. Baevskii O. Kirillov, S.Z. Kletskin. - M.: Nauka, 1984 - 222 p.
12. Gyulev, N.U. The effect of changes in the functional state of the driver on road safety / N.U. Gyulev, V.K. Share M.S. Bichev // Eastern European Journal of advanced technologies. - 2013. - Vol.3 / 3 (63). - S. 67 -69.

**Гюлев Н.У., Доля В.К. Влияние дорожных заторов на функциональное состояние водителей разных возрастных категорий.**

Дорожные заторы и пробки значительно снижают эффективность функционирования транспортной системы города, приводят к росту психоэмоциональной напряженности водителей и к временному нарушению их некоторых физиологических функций...Исследование направлено на оценку воздействия транспортных заторов на изменения функционального состояния водителей различных возрастных групп и темпераментов. Функциональное состояние водителя оценивается путем математического анализа сердечного ритма водителя и определения показателя активности регуляторных систем. Показано, что на изменения характеристик функционального состояния водителей в дорожных пробках влияют начальное значение показателя активности регуляторных систем, возраст водителя и продолжительность транспортного затора.

**Ключевые слова:** дорожный затор, транспортная система, функциональное состояние, показатель активности регуляторных систем, темперамент.

**N.Gyulev, V.Dolya. The impact of traffic congestion on the functional status of the drivers of different age categories.**

Traffic congestion and traffic jams significantly reduce the efficiency of the city's transport system, lead to an increase in psychological and emotional drivers of tension and a temporary disruption of some of their physiological functions. Researching is aimed at assessing the impact of traffic congestion on the changes in the functional status of the drivers of different age groups and temperaments. Functional condition of the driver is assessed by mathematical analysis of the cardiac pacemaker and the definition of regulatory activity indicator of systems. There are changes of the characteristics of the functional state of drivers in traffic jams affect the initial value of index activity of regulatory systems, the driver's age and duration of traffic congestion.

**Keywords:** traffic congestion, transportation system, functional state, the rate of activity of regulatory systems, temperament.

**АВТОРИ:**

**ГЮЛЕВ Нізамі Уруджевич**, кандидат технічних наук, доцент, кафедри «Транспортних систем і логістики», Національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова, Харків, e-mail: [ngulev@mail.ru](mailto:ngulev@mail.ru)

**ДОЛЯ Віктор Костянтинівич**, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Транспортних систем і логістики», Національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова, Харків, e-mail: [kafedra\\_tsl@ukr.net](mailto:kafedra_tsl@ukr.net)

**АВТОРЫ:**

*ГЮЛЕВ Низами Уруджевич*, кандидат технических наук, доцент, кафедры «Транспортных систем и логистики», Национальный университет городского хозяйства им. А. Н. Бекетова, Харьков, e-mail: [ngulev@mail.ru](mailto:ngulev@mail.ru)

*ДОЛЯ Виктор Константинович*, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Кафедра транспортных систем и логистики», Национальный университет городского хозяйства им. А. Н. Бекетова, Харьков, e-mail: [kafedra\\_tsl@ukr.net](mailto:kafedra_tsl@ukr.net)

**AUTHORS:**

*Nizami GYULEV*, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Department of Transport Systems and Logistics, O. M. Beketov National University of Urban Economy, Kharkov, e-mail: [ngulev@mail.ru](mailto:ngulev@mail.ru)

*Victor DOLYA*, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of Department of Transport Systems and Logistics, O. M. Beketov National University of Urban Economy, Kharkov, e-mail: [kafedra\\_tsl@ukr.net](mailto:kafedra_tsl@ukr.net)

Стаття надійшла в редакцію 03.09.2016р.

Дембіцький В.М., Павлюк В.І.  
*Луцький національний технічний університет*

## ПРОГНОЗУВАННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ СИСТЕМ РЕКУПЕРАТИВНОГО ГАЛЬМУВАННЯ

Проведено дослідження процесу руху автомобіля у межах міста для визначення режимів гальмування транспортного засобу з електроприводом та системою рекуперації електричної енергії. Експериментально отримано вибірку даних, які характеризують режими гальмування за умови визначених інтервалів швидкостей. Розраховані енергетичні показники для даних режимів гальмування транспортного засобу з врахуванням ймовірності їх виникнення. За результатами *прогнозування* режимів роботи систем рекуперації можна удосконалити їх роботу та визначити потрібні характеристики накопичувачів електричної енергії.

**Ключові слова:** автомобіль, режими гальмування, рекуперація, електрична енергія.

**Постановка проблеми.** На сучасному етапі розвитку транспортних засобів все більшу нішу займають саме автомобілі з електричними силовими установками. Переваги таких транспортних засобів вже неодноразово доводилися та підтверджувалися науковими дослідженнями та реальною експлуатацією. Однією з особливостей автомобілів з електричним приводом є можливість застосування систем рекуперативного гальмування, які дозволяють під час гальмування акумулювати вироблену електричну енергію у накопичувачі. Особливо гостро питання акумулювання електричної енергії постає у гібридних транспортних засобах, оскільки спільне використання ДВЗ та електричного двигуна може призвести до того, що внаслідок руху на ДВЗ накопичувачі енергії не матимуть змоги акумулювати усю вироблену енергію. Дана робота є продовженням серії досліджень систем рекуперативного гальмування транспортних засобів [1, 2].

**Аналіз досліджень і публікацій.** Дослідження питань пов'язаних з системами рекуперації енергії на даний час здійснюється досить різносторонньо як українськими так і зарубіжними науковцями, так вченими НАМІ здійснено розрахунок балансу потужності комбінованої енергоустановки гібридного автомобіля [3]. Науковцями ХНАДУ під керівництвом проф. Бажинова О.В. проводяться роботи по вдосконаленню та оптимізації систем управління електричними двигунами, а також розробці синергетичних систем автомобілів з електричним приводом [4 – 7]. Науковцями Національного транспортного університету ведуться роботи спрямовані на розробку вдосконалення систем управління гібридними силовими установками. Результати аналізу попередніх досліджень не повністю висвітлюють питання прогнозування режимів роботи системи рекуперативного гальмування.

**Мета роботи** полягає у визначенні деяких особливостей процесу рекуперативного гальмування під час руху транспортного засобу для можливості прогнозування режимів роботи систем рекуперації та визначення характеристик накопичувачів електричної енергії.

Для цього на даному етапі досліджень необхідно провести дорожні випробування в умовах міського руху. Встановити характерні режими гальмування та можливість їх появи, визначити для цих режимів основні енергетичні показники.

**Результати досліджень.** Застосування рекуперативного гальмування призводить до циклічної роботи накопичувачів енергії. Якщо не враховувати роботу системи рекуперації, то для автомобіля обладнаного електричним приводом, можна провести розрахунок довговічності накопичувачів енергії, виходячи з кількості циклів, на яку розраховані накопичувачі та враховуючи інтенсивність їх зарядки. Однак система рекуперації енергії забезпечує значно більшу кількість циклів заряду-розряду, що впливатиме на термін служби накопичувачів енергії.

Як відомо, [4, 5, 8 – 10] глибина розряду батареї має безпосередній вплив на термін її служби, тому важливим є на етапі проектування та експериментального виробництва автомобіля з електроприводом провести розрахунки довговічності акумуляторної батареї. Циклічність та глибина заряду-розряду батарей від стаціонарних джерел цілком залежить від запрограмованого режиму їх роботи та запасу ходу, тому дане питання у роботі не розглядається. Натомість необхідно розглянути о системи рекуперації енергії.

З метою накопичення статистичних даних під час поїздок м. Луцьк проводилася реєстрація режимів гальмування транспортного засобу. Результати отриманих даних наведено у таблиці 1 та у вигляді гістограми на рис. 1.



З метою накопичення статистичних даних, що характеризують рух автомобіля в умовах міста, здійснена реєстрація режимів гальмування транспортного засобу за прийнятий один умовний цикл. Дорожні випробування проведені на визначеному маршруті у м. Луцьку. Результати отриманих даних наведено у таблиці 1 та у вигляді гістограми на рисунку 1.

Наведена гістограма (рис. 1) відображає розподіл режимів гальмування транспортного засобу за інтервалами зміни швидкостей протягом періоду спостережень.

Якщо за один умовний цикл прийняти період спостережень під час випробувань та перейти до імовірності станів системи, то можна отримати матрицю імовірностей переходів станів системи.

Таблиця 1 – Розподіл гальмівних режимів транспортного засобу ( $N$ , випадків)

Початкова швидкість гальмування $V_1$ , км/год	Кінцева швидкість гальмування $V_2$ , км/год								Всього випадків
	70	60	50	40	30	20	10	0	
70	0	2	14	3	5	0	2	12	38
60	-	0	4	5	17	11	5	21	63
50	-	-	0	5	13	19	1	29	67
40	-	-	-	0	11	23	10	41	85
30	-	-	-	-	0	19	1	59	79
20	-	-	-	-	-	0	4	59	63
10	-	-	-	-	-	-	0	7	7
Всього випадків	0	2	18	13	46	72	23	228	402

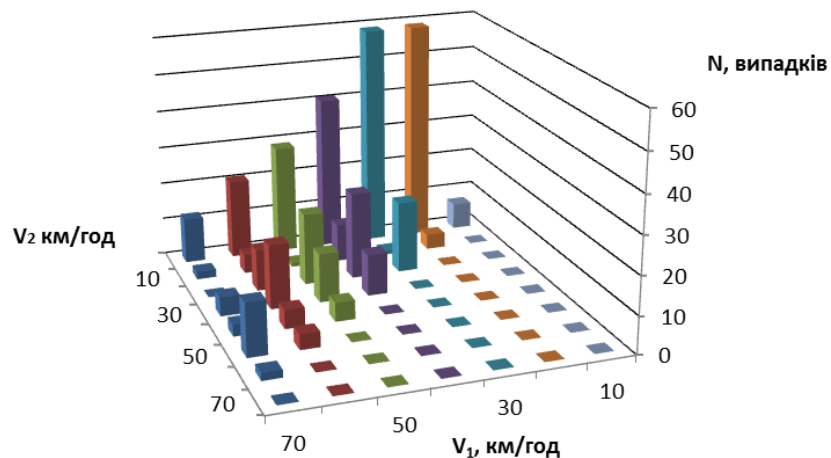


Рисунок 1 – Розподіл гальмівних режимів транспортного засобу

Матриця імовірності станів запишеться у вигляді:

$$A = \begin{pmatrix} P_{70-60} & P_{70-50} & P_{70-40} & P_{70-30} & P_{70-20} & P_{70-10} & P_{70-0} \\ 0 & P_{60-50} & P_{60-40} & P_{60-30} & P_{60-20} & P_{60-10} & P_{60-0} \\ 0 & 0 & P_{50-40} & P_{50-30} & P_{50-20} & P_{50-10} & P_{50-0} \\ 0 & 0 & 0 & P_{40-30} & P_{40-20} & P_{40-10} & P_{40-0} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & P_{30-20} & P_{30-10} & P_{30-0} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & P_{20-10} & P_{20-0} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & P_{10-0} \end{pmatrix}, \quad (1)$$

де  $P_{V_1-V_2}$  - імовірність переходу системи зі стану 1 у стан 2.

Таблиця 2 – Матриця ймовірності переходів гальмівних режимів транспортного засобу

Початкова швидкість гальмування $V_1$ , км/год	Кінцева швидкість гальмування $V_2$ , км/год								Сума імовірностей подій
	70	60	50	40	30	20	10	0	
70	0,000	0,005	0,035	0,007	0,012	0,000	0,005	0,030	0,0945
60	0,000	0,000	0,010	0,012	0,042	0,027	0,012	0,052	0,1567
50	0,000	0,000	0,000	0,012	0,032	0,047	0,002	0,072	0,1667
40	0,000	0,000	0,000	0,000	0,027	0,057	0,025	0,102	0,2114
30	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,047	0,002	0,147	0,1965
20	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,010	0,147	0,1567
10	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,017	0,0174
Сума імовірностей подій	0,000	0,005	0,045	0,032	0,114	0,179	0,057	0,567	1,000

Сума усіх стовпців та рядків матриці дорівнює 1, оскільки події вважаються несумісними. Графічно розподіл переходів станів системи зображено на рисунку 2.

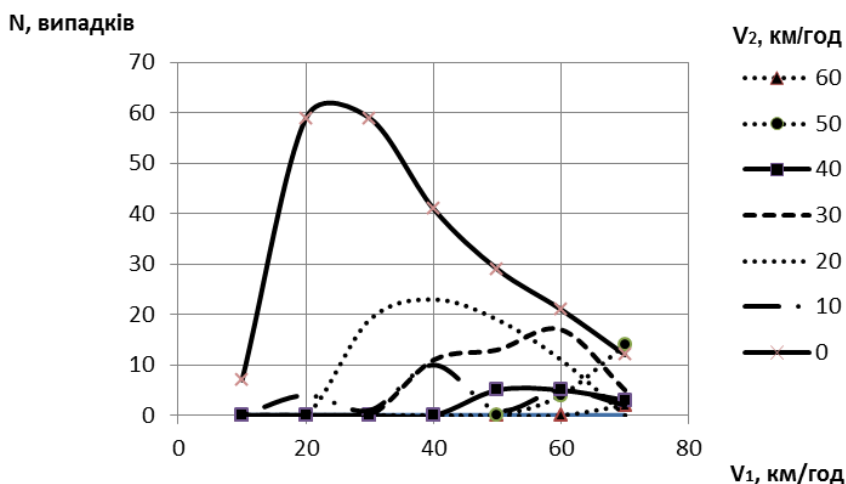


Рисунок 2 – Розподіл переходів станів системи під час рекуперативного гальмування

Маючи дані розподілу гальмівних режимів можна здійснити розрахунок енергетичних показників системи рекуперативного гальмування для кожного можливого стану системи.

Рекуперована енергія  $E$ , залежить від конструкційних, масово-інерційних параметрів автомобіля та величини його сповільнення  $j$  і розрахована за формулами (2) та (3):

$$E = A_\tau = \int_{t_n}^{t_k} P_j \cdot V dt = \int_{t_n}^{t_k} m_a \cdot j \cdot \delta_{об} \cdot V dt, \quad (2)$$

$$j = \frac{1}{m_a \cdot \delta_{об}} \cdot \left( \frac{30 \cdot U \cdot \eta_e \cdot u_{мре} \cdot I(n)}{\pi \cdot n \cdot r_k \cdot \eta_{мре}} + k_w \cdot B \cdot H \cdot V^2 + m_a \cdot g \cdot \psi \right), \quad (3)$$

де  $m_a$  – маса автомобіля, кг;

$\eta_e$  – коефіцієнт корисної дії електродвигуна, який працює в режимі генератора;

$n$  – оберти електродвигуна, хв.<sup>-1</sup>;

$u_{мре}$  – передатне число трансмісії електричного привода;

$\eta_{мре}$  – коефіцієнт корисної дії трансмісії, який має місце під час здійснення рекуперативного гальмування;

$r_k$  – радіус кочення колеса, м

$B$  – колія транспортного засобу, м;

- $H$  – максимальна висота транспортного засобу, м;
- $k_w$  – коефіцієнт обтічності транспортного засобу;
- $V$  – швидкість транспортного засобу, м/с;
- $\delta_{об}$  – коефіцієнт врахування обертових мас автомобіля;
- $\psi$  – сумарний опір дороги;
- $U$  – напруга накопичувачів, В;
- $I$  – сила струму, А;
- $t$  – час, с;
- $P_j$  – сила інерції автомобіля, Н;
- $S$  – пройдений шлях, м;
- $t_{1,2}$  – час початку та закінчення рекуперативного гальмування, с.

Розраховані прогнозовані енергетичні показники, для матриці зміни станів одиничного випадку гальмування та з врахуванням ймовірності його появи наведено у таблиці 3, 4 відповідно та проілюстровано на рисунку 3.

Таблиця 3 – Рекуперована енергія для матриці зміни станів одиничного випадку гальмування, (Дж)

Початкова швидкість гальмування $V_1$ , км/год	Кінцева швидкість гальмування $V_2$ , км/год						
	60	50	40	30	20	10	0
70	25132	50264	75395	100527	125659	150791	175923
60	0	22228	44456	66684	88911	111139	133367
50	-	0	18981	37962	56943	75924	94904
40	-	-	0	15468	30936	46404	61871
30	-	-	-	0	11678	23357	35035
20	-	-	-	-	0	7469	14938
10	-	-	-	-	-	0	51

Таблиця 4 – Рекуперована енергія з врахуванням ймовірності зміни станів режиму гальмування, (Дж)

Початкова швидкість гальмування $V_1$ , км/год	Кінцева швидкість гальмування $V_2$ , км/год						
	60	50	40	30	20	10	0
70	125,0	1750,5	562,7	1250,3	1562,9	750,2	5251,4
60	0,0	221,2	552,9	2820,0	2432,9	1382,3	6966,9
50	-	0,0	236,1	1227,6	2691,3	188,9	6846,3
40	-	-	0,0	423,3	1770,0	1154,3	6310,3
30	-	-	-	0,0	552,0	1336,3	5142,0
20	-	-	-	-	0,0	74,3	2192,4
10	-	-	-	-	-	0,0	0,9

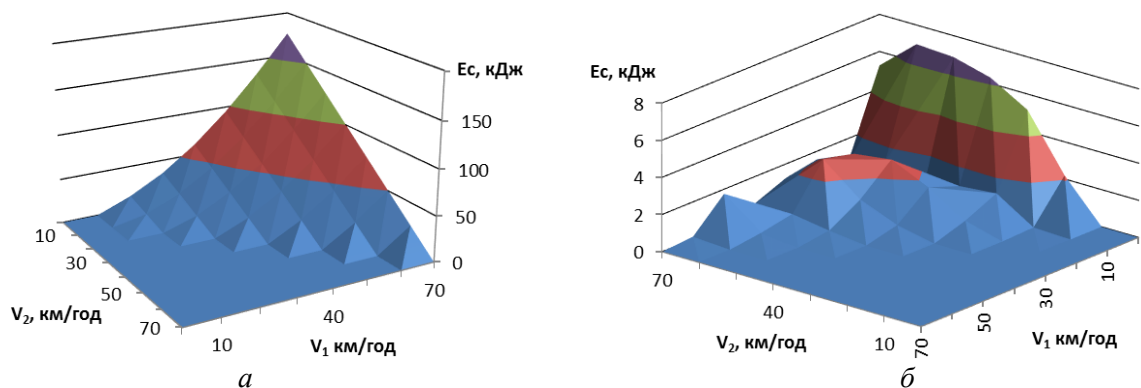


Рисунок 3 – Ілюстрація величини рекуперованої енергії для матриці зміни станів режиму гальмування: *а* – для одиничних випадків гальмування; *б* – з врахуванням ймовірності появи зміни станів за період умовного циклу.

Отримані результати вказують на потребу врахування впливу особливостей режимів руху автомобіля на енергетичні показники рекуперативного гальмування. Так, наприклад, порівнюючи зменшення швидкості на 10 км/год для зміни станів 70-60 і 20-10 км/год отримано різницю кількості рекуперованої енергії для одиничних випадків у 70,3%. У той же час, враховуючи при цьому ймовірність появи вказаних випадків переходу станів за один умовний цикл, різниця отриманої енергії становить лише 40,6%.

Однак варто зазначити, що наведені результати щодо режимів руху потребують певних уточнень, зокрема корегування їздового циклу, збільшення статистичної вибірки та врахування зовнішніх впливів.

**Висновки.** За результатами досліджень встановлено, що під час однакової зміни швидкості, для різних станів, кількість рекуперованої енергії одиничних випадків може відрізнятись до 70 %. Використовуючи дану методику визначення енергетичних показників процесу рекуперації електричної енергії під час гальмування автомобіля та застосовуючи положення теорії ймовірності можливо удосконалити алгоритм роботи систем рекуперативного гальмування, враховуючи прогнозований стан накопичувачів енергії.

1. Ситовский, О.Ф. Математическое моделирование процесса движения автомобиля с электрическим приводом / О.Ф. Ситовский, В.Н. Дембицкий, А.Н. Кашуба // Вестник БрГТУ. – 2015. – № 4(94): Машиностроение. – С. 55–57.

2. Дембіцький В.М. Застосування систем автоматичного гальмування на транспортних засобах з електричним приводом /В.М. Дембіцький, О.П. Сітовський // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк: Луцький НТУ, 2016. – №1 (5). – 177 с., С. 68 – 72.

3. Ломакин В. В. К расчёту баланса мощности комбинированной энергоустановки гибридного автомобиля / В. В. Ломакин, к.т.н., А. В. Шабанов, к.т.н., А. А. Шабанов // Журнал автомобильных инженеров. – М.: 2014. – № 1 (84). – С. 24 – 27.

4. Гібридні автомобілі: моногр. / Бажинов О. В. [та ін.]; Харк. нац. автомоб.-дорож. ун-т. – Х. : Крок, 2008. – 327 с.: рис., табл.

5. Синергетичний автомобіль. Теорія і практика / [Бажинов О. В., Смирнов О. П., Серіков С. А., Двадненко В. Я.]. – Харків: ХНАДУ, 2011. – 236 с.

6. Сериков С. А. Теория управления силовой установкой гибридного автомобиля: дисс. на соискание уч. степени доктора технических наук: спец. 05.22.02 “Автомобили и тракторы” / Сериков Сергей Анатольевич. – Харьков, 2013. – 367с.

7. Смирнов О. П. Характерні режими роботи гібридної енергетичної установки автомобіля / О. П. Смирнов, В. І. Калмиков // Автомобильный транспорт / Сб. научн. тр. Харьков: РИО ХНАДУ. – 2006. – № 18. – С. 13–15.

8. Акумуляторні батареї [Електронний ресурс] – 2014. – Режим доступу: <http://sutem.com.ua/923alten.php>. Дата звернення: 25.06.2015 р.

9. Расчет емкости аккумуляторных батарей [Электронный ресурс] – 2013. – Режим доступу: [http://avtonom.com.ua/stati/towari\\_akkumuljatornie\\_batarei/akkumuljatoridlyaiibp/raschet-emkosti](http://avtonom.com.ua/stati/towari_akkumuljatornie_batarei/akkumuljatoridlyaiibp/raschet-emkosti). Дата звернення: 25.06.2015р.

10. Суперконденсаторы или ионисторы вместо аккумулятора. Новая технология Ё-мобиль. [Електронний ресурс] – 2013. – Режим доступу: [http://green-car.com.ua/index.php?option=com\\_content&view=article&id=%2062&Itemid=78](http://green-car.com.ua/index.php?option=com_content&view=article&id=%2062&Itemid=78). Дата звернення: 25.06.2015 р.

#### REFERENCES

1. Sitovskij O.F. (2015). *Mathematical modeling of process movement of the car with an electric drive* [Matematicheskoe modelirovanie processa dvizhenija avtomobilja s elektricheskim privodom] / O.F. Sitovskij, V.M. Dembickij, A.N. Kashuba // Vestnik BrGTU. – 2015. – № 4(94): Mashinostroenie. – pp. 55–57.

2. Dembickij V.M. (2016). *The use of automatic braking in vehicles with electric drive* [Zastosuvannja sistem avtomatichnogo galmuvannja na transportnih zasobah z elektrichnim privodom] /V.M. Dembickij, O.P. Sitovskij // Modern technologies in engineering and transport. Science journal №1 (5). Lutsk, Lutsk NTU Publ, pp. 68 – 72.

3. Lomakin V. V. (2014). *For the calculation of the balance of power of the combined power installations of a hybrid car* [K raschjotu balansa mocshnosti kombinirovannoj energoustanovki gibridnogo avtomobilja] / V. V. Lomakin, k.t.n., A. V. Shabanov, k.t.n., A. A. Shabanov // Journal of automobile engineers. – Moscow. – № 1 (84). – pp. 24 – 27.

4. Bazhinov O. V. (2008). *Hybrid cars: monograph* [Gibridni avtomobili: monografija]. / O. V. Bazhinov [and other.]; Kharkov: Krok. – 327 p.

5. Bazhinov O. V. (2011) *Synergetic car. Theory and practice* [Sinergetichnij avtomobil]. / [Bazhinov O. V., Smirnov O. P., Serikov S. A., Dvadenko V. Ja.]. – Kharkov: HNADU. – 236 p.

6. Serikov S. A. (2013) *The theory of propulsion hybrid car control: the dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences: specialty 05.22.02 "Automobiles and Tractors"* [Teorija upravljenija silovoj ustanovkoj gibridnogo avtomobilja: diss. na soiskanie uch. stepeni doktora tehniceskikh nauk: spec. 05.22.02 “Avtomobili i traktory” / Serikov Sergej Anatolevich]. – Kharkov. – 367 p.

7. Smirnov O. P. (2006) *The characteristic modes of operation the hybrid car power installation* [Характерні режими роботи гібридної енергетичної установки автомобіля] / O. P. Smirnov, V. I. Kalmikov // Car transport collection of the Scientific of labor Kharkov: RIO HNADU. – № 18. – pp. 13–15.

8. *Accumulator batteries* (2014) [Electron resource] / [Акумуляторні батареї]. – URL: <http://sutem.com.ua/923alten.php>.

9. *Calculation of battery capacity* (2013) [Electron resource] / [Расчет емкости аккумуляторов батарей]. URL: [http://avtonom.com.ua/stati/towari\\_akkumuljatornie\\_batarei/akkumuljatoridlyaip/raschet-embkosti](http://avtonom.com.ua/stati/towari_akkumuljatornie_batarei/akkumuljatoridlyaip/raschet-embkosti).

10. *Supercapacitors instead of accumulator or electric double layer capacitors. New Technology E-Car* (2013) [Electron resource] / [Суперконденсаторы или ионисторы вместо аккумулятора. Новая технология Jo-mobil] – URL: [http://green-car.com.ua/index.php?option=com\\_content&view=article&id=%2062&Itemid=78](http://green-car.com.ua/index.php?option=com_content&view=article&id=%2062&Itemid=78).

**Дембіцький В.Н., Павлюк В.І. Прогнозирование режимов работы систем рекуперативного торможения.**

Проведено дослідження процесу руху автомобіля в межах міста для визначення режимів торможения транспортного средства с електроприводом и системой рекуперации электрической энергии. Экспериментально отримано вибірку даних, характеризуючих режими торможения при определенных интервалах скоростей. Рассчитаны энергетические показатели для данных режимов торможения транспортного средства с учетом вероятности их возникновения. По результатам прогнозирования режимов работы систем рекуперации можно совершенствовать их работу и определять необходимые параметры накопителей электрической энергии.

**Ключевые слова:** автомобиль, режимы торможения, рекуперация, электрическая энергия.

**V. Dembitskyi, V. Pavliuk. Forecasting system modes of recuperation of electrical energy during application of brakes.**

The Provision of environmental requirements has led to the appearance of the car with hybrid power plants for the conservation and proper use of energy. An increasing number of vehicles with alternative electric power plants at the present stage of development of the cars. One of the features of electric cars is the possibility of using recuperation systems electrical energy during braking. These systems allow the braking time to accumulate the generated electric energy to the storage drives.

This work is a continuation of a series of researches of process of braking of vehicles with possibility of use of recuperation systems of electrical energy. This paper proposes to predict the modes of storage of electrical energy during braking of the vehicle depending on the driving mode of the vehicle. Conducted research in real urban driving conditions of the vehicle. Through experimental studies, obtained sample values, characterizing the braking operation provided certain intervals of velocity. The results of the experiment were obtained the likelihood of certain modes of braking. Calculated energy datum for these modes of braking of the vehicle.

According to the results of prediction modes of operation of the recuperation systems to determine the desired characteristics of the storages of electric energy. In addition, to determine the peculiarities of the algorithm of the process control systems power storage drives.

**Keywords:** vehicle, braking modes, recuperation, electric energy.

**АВТОРИ:**

**ДЕМБІЦЬКИЙ Валерій Миколайович**, кандидат технічних наук, старший викладач кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький НТУ, e-mail: [dvm2@meta.ua](mailto:dvm2@meta.ua)

**ПАВЛЮК Василь Іванович**, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький НТУ, e-mail: [wasilijpi@mail.ru](mailto:wasilijpi@mail.ru)

**АВТОРЫ:**

**ДЕМБИЦКИЙ Валерий Николаевич**, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, e-mail : [dvm2@meta.ua](mailto:dvm2@meta.ua)

**ПАВЛЮК Василий Иванович**, кандидат технических наук, доцент кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, e-mail: [wasilijpi@mail.ru](mailto:wasilijpi@mail.ru)

**AUTHORS:**

**Valerii DEMBITSKYI** PhD. in Engineering, senior lecturer of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: [dvm2@meta.ua](mailto:dvm2@meta.ua)

**Vasyl PAVLIUK**, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: [wasilijpi@mail.ru](mailto:wasilijpi@mail.ru)

Стаття надійшла в редакцію 05.10.2016р.



Дерюгін О.В., Новікова О.О., Чеберячко С.І.  
*ДВНЗ «Національний гірничий університет»*

## ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ЕФЕКТИВНОГО АВТОМОБІЛЯ-ТАКСОМОТОРА З УРАХУВАННЯМ ПОТРЕБ УЧАСНИКІВ ПЕРЕВІЗНОГО ПРОЦЕСУ

Запропоновано метод вибору легкових автомобілів, який дозволяє обґрунтувати вибір ефективного транспортного засобу відповідного до класу автомобілів-таксомоторів для задоволення споживчих потреб учасників перевізного процесу з метою підвищення якості транспортного обслуговування, умов комфорту і безпеки і за умовами мінімальних витрат при здійсненні даного типу перевезень.

**Ключові слова:** автомобіль-таксомотор, тариф, швидкість, комфорт, безпека перевезень.

**Актуальність.** Таксомоторні перевезення є невід’ємним сегментом міських пасажирських перевезень. Даний сегмент пасажирських перевезень за останні роки характеризується збільшенням попиту серед населення, що сприяє стрімкій появі на ринку транспортних послуг великої кількості автотранспортних підприємств різноманітних форм власності. Повне задоволення потреб населення, за умовами доставки з максимальною швидкістю за короткий термін часу при відповідному комфорті та безпеці за доступним тарифом з дотриманням чинних законодавчих норм і правил – є актуальним завданням для такого типу перевезень.

**Постановка задачі дослідження.** Частка таксомоторних перевезень в загальному обсязі міських пасажирських перевезень різними видами транспорту становить до 10% від загального пасажиропотоку [1]. Таксомоторними перевезеннями на регулярній основі, за оцінками експертів Всеукраїнської асоціації автомобільних перевізників (ВААП), в Україні займаються 130-140 тис. чол. - приблизно кожен 50-й власник легкового автомобіля [2]. Щорічна виручка таксиста перевищує приблизно 120 тис. грн. в Києві, приблизно 80 тис. грн. в містах з населенням понад мільйон жителів і приблизно 56 тис. грн. в обласних центрах. Річний обсяг усього українського ринку таксомоторних перевезень становить 1,5 - 2 млрд. грн. [3].

Аналіз літературних джерел виявив, що основними проблемами таксомоторних перевезень є наступні: недосконалі законодавчі акти, які регламентують вимоги на виконання таксомоторних пасажирських перевезень; недосконалі законодавчі акти, які регламентують використання відповідного типу автотранспортного засобу для виконання таксомоторних перевезень; недосконалі законодавчі акти, які регламентують відповідальність вимог до кваліфікації водія, який здійснює таксомоторні перевезення [3, 4].

Як бачимо з проведеного аналізу, можна зробити висновок, що регламентація відповідних норм, щодо визначення нормативних положень, спрямованих на підвищення показників якості організації таксомоторних перевезень, до транспортного засобу – автомобіля-таксомотора, рівня кваліфікації водія, який займається даним видом пасажирських перевезень – є актуальним завданням.

**Мета і завдання дослідження.** Проведені теоретичні дослідження ставили за мету визначити методику, яка на стадії прийняття управлінського рішення вибору ефективного легкового автомобіля для здійснення пасажирських таксомоторних перевезень, або при прийнятті управлінського рішення при створенні, або при оновленні парку рухомого складу для підприємства, яке займається таким типом пасажирських перевезень на підставі аналізу результатів споживчих переваг учасників перевізного процесу – водія і пасажирів з метою підвищення якості, а також умов комфорту і безпеки таксомоторних перевезень.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- визначити найбільш вагомі показники властивостей легкових автомобілів з урахуванням їх пріоритету для підвищення якості, а також умов комфорту і безпеки таксомоторних перевезень;
- визначити легковий автомобіль для таксомоторних перевезень, з найкращими показниками на підставі споживчих переваг учасників перевізного процесу.

**Результати досліджень.** Визначення ефективного автомобіля для використання в якості таксомотору має враховувати аналіз багатьох факторів, які визначають ефективний легковий автомобіль. Рішення цієї задачі, повинно вирішуватися з урахуванням вимог основних учасників перевізного процесу – водія і пасажирів. Маркетингові дослідження були проведені за допомогою анкетування, охоплюючи різноманітні сегменти суспільства з різним рівнем доходу, за різним соціальним статусом, охоплюючи різний вік опитуваних.



Відношення відповідного легкового автомобіля до визначеного класу використання в якості автомобіля-таксомотора не регламентовано відповідним законодавством і розподіл може бути умовним за існуючими класами розподілу легкових автомобілів. Наприклад до «Економ-класу» автомобілів-таксомоторів можна віднести легкові автомобілі класу «С» (min периметр – 11002 мм) – Renault Logan, Daewoo Lanos, Citroen Berlingo, Chevrolet Aveo, Geely СК, Kia Ceed, Volkswagen Polo, ВАЗ 2111. До «Бізнес-класу» автомобілів-таксомоторів можна віднести легкові автомобілі класу «D» (min периметр – 12006 мм) – Chevrolet Lacetti, Hyundai Elantra, Toyota Corolla, Peugeot 308, Skoda Octavia, Renault Fluence. До «Еліт-класу» автомобілів-таксомоторів можна віднести легкові автомобілі класу «Е» (min периметр – 12664 мм) – Volkswagen Passat, Toyota Camry, Nissan Teana, Mazda 6, Skoda Super B, Ford Mondeo.

Різноманітність представлених класів автомобілів-таксомоторів має ряд негативних факторів серед яких можна відзначити наступні: відсутність єдиного стандарту забезпечення відповідних умов комфорту і безпеки пасажира при здійсненні перевезень, неоднорідність тарифів на перевезення пасажирів, можливість присутності на ринку транспортних послуг водіїв-нелегалів та ін.

На основі проведених маркетингових досліджень, які було виконано співробітниками кафедри, було отримано переваги споживчих потреб, таких як: економічні (тариф), техніко-експлуатаційні (швидкість), ергономічні (комфорт), показники безпеки (безпека). Сучасний легковий автомобіль характеризується великою кількістю показників якості. Тому їх доцільно також об'єднати на підставі маркетингових досліджень у вищезазначені групи, які були визначені споживачами (рис. 1). Це дає змогу обрати найбільш ефективні легкові автомобілі для відповідних умов експлуатації або для створення відповідних умов комфорту і безпеки учасників перевізного процесу тощо. А також для створення або оновлення парку рухомого складу підприємства, що здійснює такий вид перевезень.

На підставі визначених показників для кожного класу автомобілів було проведено розрахунок коефіцієнтів вагомості. Для цього побудована матриця порівняння груп за відповідними показниками якості, виходячи з споживчих потреб учасників транспортного процесу (табл. 1). Достовірність одержаних даних оцінювалась виходячи із узгодженості результатів різних експертів. Для цього визначався індекс узгодженості [5]. Розрахунок коефіцієнтів вагомості за показниками показав, що коефіцієнт узгодженості склав 0,05, що є меншим за критичне значення 0,1.

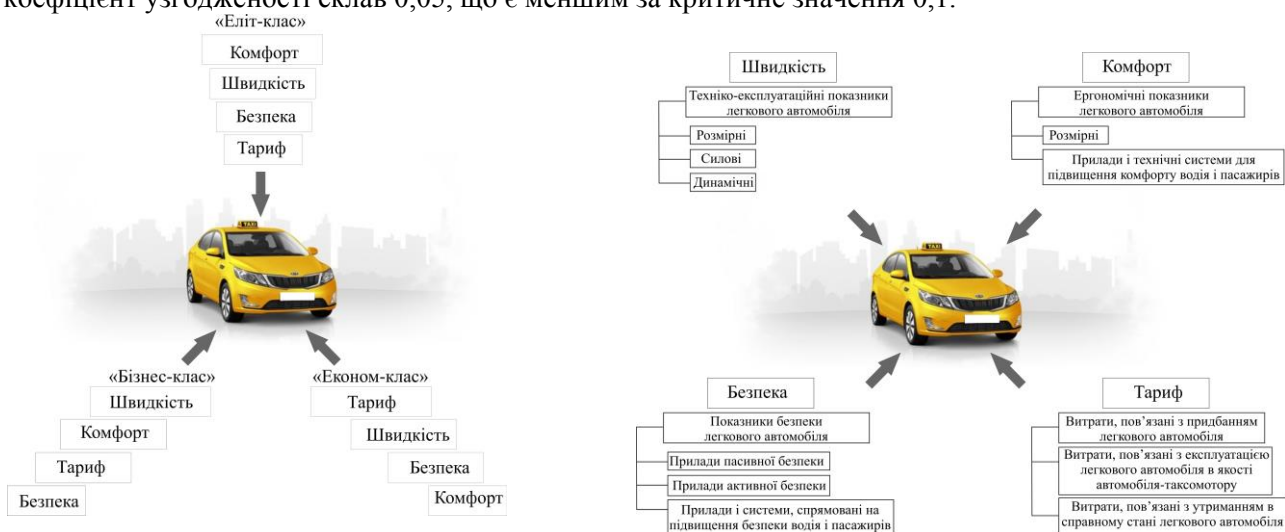


Рис. 1. Показники переваг вибору ефективного легкового автомобіля для виконання таксомоторних перевезень пасажирів

Найбільш оптимальним підходом до вирішення даної 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. Для аналізу групових властивостей оберемо ваговий підхід, що дозволить їх структурувати, виходячи саме з впливу на елементи потреб учасників транспортного процесу таксомоторних перевезень. Даний алгоритм вибору детально описано в [5]. За наведеним методом було проведено оцінювання якості п'ятнадцяти моделей легкових автомобілів з метою визначення найбільш ефективного таксомотора для відповідного класу.

Таблиця 1

## Матриця попарних переваг груп показників якості автомобілів-таксомоторів»

Критерії	Тариф	Швидкість	Безпека	Комфорт	Оцінка компонента	Коефіцієнт вагомості
«Економ клас»						
Тариф	1	2/1	4/1	4/1	0,06	0,5
Швидкість	1/2	1	3/1	3/1	0,03	0,3
Безпека	1/4	1/3	1	1/1	0,05	0,1
Комфорт	1/4	1/3	1/1	1	0,05	0,1
«Бізнес клас»						
Швидкість	3/3	1	3/2	3/2	0,08	0,3
Комфорт	2/3	2/3	1/1	1	0,06	0,2
Тариф	1	3/3	5/3	3/2	0,08	0,3
Безпека	3/5	2/3	1	1/1	0,05	0,2
«Еліт-клас»						
Комфорт	1	3/5	5/1	3/3	0,84	0,4
Швидкість	3/2	1	5/3	1/2	0,28	0,2
Безпека	5/3	2/1	1	1	0,41	0,3
Тариф	3/5	2/3	1/5	3/5	0,13	0,1

Характеристики яких для розрахунків були взяті на сайтах компаній-дилерів відповідних марок. Розрахунок проведено за допомогою програмного забезпечення Microsoft Office – MS Excel 2010. Там же проведено розрахунок комплексного показника якості за прийнятими чотирма групами властивостей, які визначають ефективність використання автомобіля при здійсненні транспортної роботи. Результати розрахунків інтегрального коефіцієнта якості для даних автомобілів наведені в табл. 2-4.

Таблиця 2

## Підсумкова таблиця визначених переваг автомобілів-таксомоторів «Економ класу»

ПОКАЗНИК ПРІОРИТЕТУ	КОЕФІЦІЄНТ ВАГОМОСТІ	RENAULT LOGAN (1,6 I)	DAEWOO LANOS (1,5 I)	GEELY СК (1,5 I)	CHEVROLET AVEO (1,6 I)	BA3 2111 (1,6 I)
ТАРИФ	0,5	0,057	0,033	0,053	0,049	0,042
ШВИДКІСТЬ	0,3	0,211	0,215	0,215	0,219	0,205
БЕЗПЕКА	0,1	0,068	0,061	0,068	0,046	0,047
КОМФОРТ	0,1	0,073	0,072	0,070	0,067	0,065
ІНТЕГРАЛЬНИЙ ПОКАЗНИК		0,800	0,798	0,785	0,786	0,774
МІСЦЕ В РАНЗІ		1	2	4	3	5

Таблиця 3

## Підсумкова таблиця визначених переваг автомобілів-таксомоторів «Бізнес-класу»

ПОКАЗНИК ПРІОРИТЕТУ	КОЕФІЦІЄНТ ВАГОМОСТІ	Skoda Octavia (1,8 i)	Renault Fluence (1,6 i)	Hyundai Elantra (1,8 i)	Chevrolet Lacetti (1,8 i)	Toyota Corolla (1,8 i)
ШВИДКІСТЬ	0,3	0,221	0,195	0,205	0,202	0,178
КОМФОРТ	0,2	0,165	0,153	0,136	0,153	0,169
ТАРИФ	0,3	0,044	0,030	0,038	0,005	0,032
БЕЗПЕКА	0,2	0,193	0,193	0,108	0,122	0,193
ІНТЕГРАЛЬНИЙ ПОКАЗНИК		0,888	0,870	0,835	0,833	0,870
МІСЦЕ РАНЗІ		1	3	4	5	2

Аналіз проведених розрахунків показав, що для «Економ класу» за значенням інтегрального показника якості, на першому місці легковий Renault Logan (1,6 i). На другому місці легковий автомобіль Daewoo Lanos (1,5 i), а на третьому – Chevrolet Aveo (1,6 i). Для легкових автомобілів-таксомоторів «Бізнес-класу», найкращим є автомобіль Skoda Octavia (1,8 i), тоді як Toyota Corolla (1,8 i) і Renault Fluence (1,6 i) займають друге і третє місце відповідно. В «Еліт-класі», на першому місці

легковий автомобіль Toyota Camry (2,4 і), який характеризується максимальним рівнем комфорту, безпеки, швидкісних характеристик і відносно мінімальними економічними показниками експлуатаційних витрат порівняно з зазначеними автомобілями.

Таблиця 4

Підсумкова таблиця визначених переваг автомобілів-таксомоторів «Бізнес-класу»

ПОКАЗНИК ПРІОРИТЕТУ	КОЕФІЦІЄНТ ВАГОМОСТІ	Toyota Camry (2,4 і)	Nissan Teana (2,5 і)	Mazda 6 (2,5 і)	Skoda Super B (2,0 і)	Ford Mondeo (2,5 і)
КОМФОРТ	0,4	0,342	0,333	0,316	0,328	0,285
ШВИДКІСТЬ	0,3	0,215	0,214	0,219	0,208	0,201
БЕЗПЕКА	0,2	0,193	0,193	0,193	0,193	0,121
ТАРИФ	0,1	0,006	0,007	0,014	0,017	0,005
ІНТЕГРАЛЬНИЙ ПОКАЗНИК		0,932	0,930	0,928	0,930	0,884
МІСЦЕ В РАНЖІ		1	3	4	2	5

Отже, проведений вибір дозволив встановити приналежність легкових автомобілів до відповідних класів, які відносно відповідають споживчим потребам учасників перевізного процесу. Зазначимо, що визначені інтегральні показники якості легкових автомобілів, мають незначну різницю. Мета проведеного дослідження полягає саме в тому, щоб виявити переваги одного легкового автомобіля щодо іншого, незалежно від того, які складові їх розрізняють. Таке вирішення задачі, дозволяє обґрунтувати вибір ефективного легкового автомобіля за критеріями споживчих потреб учасників перевізного процесу.

**Висновки.** Запропоновані показники легкових автомобілів, які дозволяють обґрунтувати вибір ефективного легкового автомобіля відповідного класу таксомоторів для задоволення споживчих потреб учасників перевізного процесу та підвищити якість транспортного обслуговування, умов комфорту і безпеки і за умовами мінімальних витрат при здійсненні даного типу перевезень.

1. Фатхутдинов Р.А. Конкурентоспособность: экономика, стратегия, управление. / Раис Ахметович Фатхутдинов. – М.: ИНФРА-М, 2000. – 312 с.

2. Петухов, Д. В. Підсумки діяльності Департаменту автомобільного транспорту Міністерства інфраструктури України [Текст] / Д. В. Петухов // Перевізник UA. – 2013. – № 1-2. – С. 4-6.

3. Геєць, В. М. Інноваційні перспективи України [Текст]: монографія / В. М. Геєць, В. П. Семиноженко. – Х. : Константа, 2006. – 272 с.

4. Ширяева, С. В. Зарубіжний досвід податкового стимулювання для забезпечення технологічного оновлення підприємств пасажирського автомобільного транспорту [Текст] / С. В. Ширяева, З. О. Толчанова, З. В. Валіулліна // Управління проектами, системний аналіз і логістика: науковий журнал. – К. : НТУ. – 2012. – Вип. 10. – С. 302-307.

5. Дерюгін О.В., Чеберячко С.І. Обґрунтування вибору вантажного автомобіля за критерієм мінімізації психофізіологічного навантаження на водія / О.В. Дерюгін, С.І. Чеберячко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2015. – №3/3 (75). – С. 15 – 22.

## REFERENCES

1. Fatkhudinov, R.A. Competitiveness: business, strategy, management. / Rais Akhmetovich Fatkhudinov. – M.:INFRA-M, 2000. – 312 pp.

2. Petukhov, D.V. Outcomes of activities by the Department of Road Transport of the Ministry of Infrastructure of Ukraine [Text] / D. V. Petukhov // "Pereviznyk UA". – 2013. – ## 1-2. – Pp. 4-6.

3. Geiets, V. M. Innovative challenges of Ukraine [Text]: Monograph / V. M. Geiets, V. P. Semynozhenko – Kh. : "Konstanta", 2006. – 272 pp.

4. Shyriaeva, S. V. World practice of tax stimulation to provide technologic renovation of motor transport enterprises engaged in public conveyance [Text] / S. V. Shyriaeva, Z. O. Tolchanova, Z.V. Valiullina // Project management, system analysis, and logistics: academic periodical. – K.: NTU. – 2012. – Publication 10. – Pp. 302-307.

5. Deryugin, O.V., Cheberyachko, S.I. Substantiation of load-carrying vehicle selection in the context of criterion of minimization of psychophysiological stress of a driver / O.V. Deryugin, S.I. Cheberyachko // Eastern European journal of advanced technologies. – 2015. – #3/3 (75). – Pp. 15 – 22.

*Дерюгін О.В., Новікова Е.А., Чеберячко С.І. Обоснование выбора Эффективного автомобиля-таксомотора с учетом тренировок участников перевозочного процесса.*

Предложенный метод выбора легковых автомобилей, который позволяет обосновать выбор

эффективного транспортного средства соответствующего класса автомобилей-таксомоторов для удовлетворения потребительских предпочтений перевозочного процесса с целью повышения качества транспортного обслуживания, условий комфорта и безопасности и по условию минимальных затрат при осуществлении данного типа перевозок.

**Ключевые слова:** автомобиль-таксомотор, тариф, скорость, комфорт, безопасность перевозок.

***O. Deryugin, E. Novikova, S. Cheberyachko. Substantiation of effective taximeter-car selection taking into consideration the requirements of transportation process participants.***

The technique of passenger car selection makes it possible to substantiate choice of effective proper-class taximeter-cars to meet consumer preferences of transportation process to improve quality of passenger service, comfort requirements and safety as well as in the context of minimum costs while performing such transport operations.

**Keywords:** taximeter-car, tariff, speed, comfort, transportation safety.

**АВТОРИ:**

*ДЕРЮГИН Олег Валентинович*, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри «Управління на транспорті», ДВНЗ «Національний гірничий університет», e-mail: [oleg.kot@meta.ua](mailto:oleg.kot@meta.ua)

*НОВІКОВА Олена Олександрівна*, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Управління на транспорті», ДВНЗ «Національний гірничий університет», e-mail: [elena.novikova.ut@ukr.net](mailto:elena.novikova.ut@ukr.net)

*ЧЕБЕРЯЧКО Сергій Іванович*, доктор технічних наук, доцент, доцент кафедри «Аерології і охорони праці», ДВНЗ «Національний гірничий університет», e-mail: [sihc@yandex.ua](mailto:sihc@yandex.ua)

**АВТОРЫ:**

*ДЕРЮГИН Олег Валентинович*, к.т.н., доцент, доцент кафедры «Управления на транспорте», ГВУЗ «Национальный горный университет», e-mail: [oleg.kot@meta.ua](mailto:oleg.kot@meta.ua)

*НОВИКОВА Елена Александровна*, к.т.н., доцент, доцент кафедры «Управления на транспорте», ГВУЗ «Национальный горный университет», e-mail: [elena.novikova.ut@ukr.net](mailto:elena.novikova.ut@ukr.net)

*ЧЕБЕРЯЧКО Сергей Иванович*, д.т.н., доцент кафедры «Аэрологии и охраны труда», ГВУЗ «Национальный горный университет», e-mail: [sihc@yandex.ua](mailto:sihc@yandex.ua)

**AUTHORS:**

*Oleg DERYUGIN*, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Transport Control of the State Higher Educational Institution «National Mining University», e-mail: [oleg.kot@meta.ua](mailto:oleg.kot@meta.ua)

*Olena NOVIKOVA*, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Transport Control of the State Higher Educational Institution «National Mining University», e-mail: [elena.novikova.ut@ukr.net](mailto:elena.novikova.ut@ukr.net)

*Sergiy CHEBERYACHKO*, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Transport Control of the State Higher Educational Institution «National Mining University», e-mail: [sihc@yandex.ua](mailto:sihc@yandex.ua)

Стаття надійшла в редакцію 13.09.2016р.

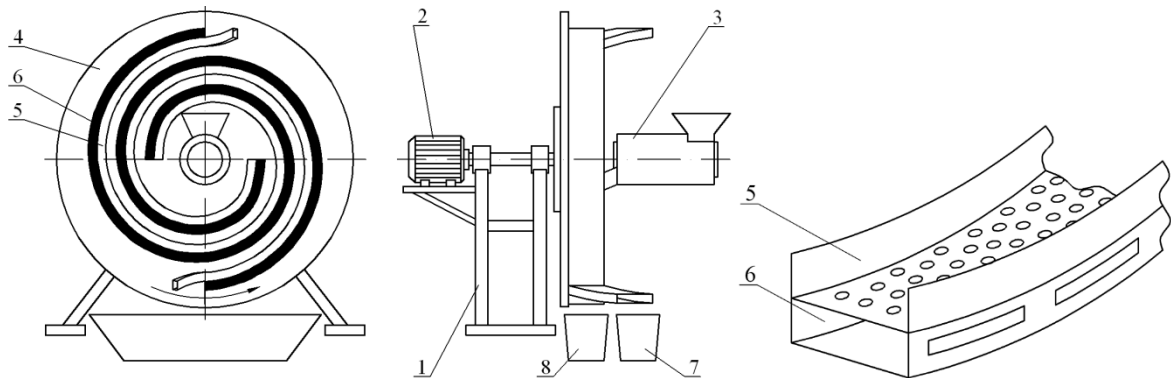
Дударев І.М., Голячук С.Є.  
Луцький національний технічний університет

## ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СПІРАЛЬНОГО СЕПАРАТОРА

У статті вказано, що сепарування насінневого вороху льону – це одна з найбільш складних технологічних операцій його переробки. Потреба розділення насінневого вороху льону на складові (вільне насіння льону та насінневі коробочки льону) зумовлена необхідністю 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. У статті також теоретично обґрунтовано кінематичні параметри спірального сепаратора, зокрема допустиму кутову швидкість обертання його спірального решета в залежності від конструктивного виконання. Встановлений раціональний режим роботи спірального сепаратора дозволить забезпечити якісне виконання технологічної операції розділення насінневого вороху на вільне насіння та насінневі коробочки льону без їх пошкодження та втрати.

**Ключові слова:** спіральний сепаратор, спіралеподібне решето, кінематичні параметри, допустима швидкість обертання спірального решета.

**Постановка проблеми.** У харчовій промисловості для розділення сипких матеріалів за розмірами на фракції використовують сепаратори різного конструктивного виконання. Найбільш поширеними є сепаратори з плоскими та барабаними решетами. Основними недоліками сепараторів з плоскими та барабаними робочими органами є значні габаритні розміри та металомісткість конструкцій. Усунути зазначені недоліки відомих конструкцій сепараторів можна застосовуючи конструкцію спірального сепаратора [1], що представлений на рис. 1.



1 – рама; 2 – привод; 3 – бункер; 4 – диск; 5 – спіралеподібне решето; 6 – спіралеподібний збірник; 7 – накопичувач для основної фракції; 8 – накопичувач для дрібної фракції

Рисунок 1 – Спіральний сепаратор

Спіральний сепаратор є більш компактним та має меншу металомісткість. Для забезпечення якісного виконання технологічної операції сепарації сипких матеріалів на спіральному сепараторі необхідно обґрунтувати його раціональний режим роботи з врахуванням фізико-механічних властивостей матеріалу. Режим роботи спірального сепаратора також залежить від конструкції спірального решета та визначається кутовою швидкістю обертання решета. Тому дослідження спрямовані на визначення кінематичних параметрів спірального сепаратора є актуальними.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Надзвичайно актуальними є дослідження спрямовані на зменшення енергоємності технологічних операцій за рахунок обґрунтування раціональних режимів роботи обладнання. Серед найбільш енергоємних операцій в технології переробки лляного вороху є сушіння його складових. Для зниження енергоємності сушіння проводять розділення насінневого вороху льону перед операцією на складові: насінневі коробочки та вільне насіння льону. Дослідженням сепарації насінневого вороху льону присвячені праці багатьох вітчизняних та закордонних науковців [2 – 4]. Разом з тим, запропонована нова конструкція



спірального сепаратора [1], а, відповідно, є необхідність в проведенні теоретичних досліджень з метою обґрунтування раціонального режиму його роботи.

**Мета дослідження** – теоретичне обґрунтування кінематичних параметрів спірального сепаратора, зокрема визначення допустимих значень кутової швидкості обертання спірального решета в залежності від його конструктивного виконання.

**Результати дослідження.** Визначимо кутову швидкість обертання  $\omega_{сп}$  спіралеподібного решета сепаратора за якої частинка сипкого матеріалу (у нашому випадку – насінневого вороху льону) буде рухатися поверхнею решета. Дослідження будемо проводити, враховуючі положення, що викладені в роботі [5]. Для цього визначимо сили, що діють на частинку насінневого вороху, яка знаходиться на поверхні спіралеподібного решета, що скручене по спіралі Архімеда або логарифмічній спіралі. На частинку насінневого вороху, яку приймаємо за матеріальну точку  $A$ , діють (рис. 2): сила ваги  $m_{н.в.}g$  (де  $m_{н.в.}$  – маса частинки насінневого вороху льону, кг;  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>), Н; сила реакції  $N$  поверхні спіралеподібного решета, що спрямована вздовж нормалі до поверхні решета, Н; сила тертя  $F_{тер.} = f_{н.в.}N$  (де  $f_{н.в.}$  – коефіцієнт тертя насінневого вороху льону по поверхні спіралеподібного решета), що спрямована по дотичній до поверхні решета, Н; відцентрова сила інерції переносного руху  $P_{и.} = m_{н.в.}\omega_{сп}^2\rho$  (де  $\rho$  – відстань від осі обертання решета до розглядуваної частинки вороху на решеті (радіус спіралі, за якою скручене спіралеподібне решето), м), що спрямована вздовж радіуса  $\rho$ .

Початком рухомих координат будемо вважати точку  $A$  та спрямуємо вісь  $A\tau$  по дотичній до поверхні спіралеподібного решета у напрямку можливого переміщення частинки, а вісь  $An$  спрямуємо по нормалі до поверхні решета в напрямку від осі його обертання. Нехай частинка вороху залишається у стані відносного спокою на поверхні решета до його повороту на граничний кут  $\alpha$ . Для того, щоб частинка перебувала у стані рівноваги необхідно, щоб сума проєкцій сил на осі  $A\tau$  та  $An$  була рівною нулю. Таким чином, рівняння рівноваги частинки вороху на спіралеподібному решеті матимуть вигляд:

$$\begin{cases} A\tau : P_{и.}\cos\mu + m_{н.в.}g\cos\lambda\cos\mu + m_{н.в.}g\sin\alpha\sin\mu - F_{тер.} = 0; \\ An : P_{и.}\sin\mu + m_{н.в.}g\cos\lambda\sin\mu - m_{н.в.}g\sin\alpha\cos\mu - N = 0; \end{cases} \quad (1)$$

де  $\mu$  – кут між радіусом-вектором довільної точки спіралі  $\rho = \rho(\varepsilon)$  і дотичною до неї в цій точці, град.

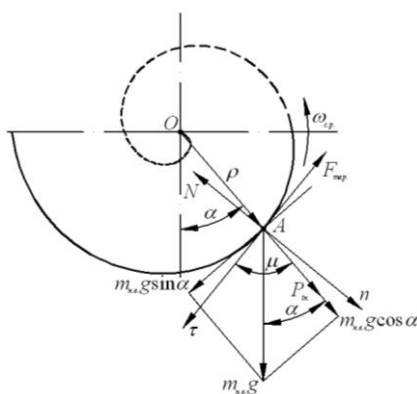


Рисунок 2 – Схема сил, що діють на частинку насінневого вороху, яка знаходиться на спіралеподібному решеті

З другого рівняння системи (1) визначимо силу  $N$ :

$$N = P_{и.}\sin\mu + m_{н.в.}g\cos\lambda\sin\mu - m_{н.в.}g\sin\alpha\cos\mu. \quad (2)$$

Для руху частинки насінневого вороху поверхнею решета має виконуватися умова, що отримана з першого рівняння системи (1):

$$P_{и.}\cos\mu + m_{н.в.}g\cos\lambda\cos\mu + m_{н.в.}g\sin\alpha\sin\mu > F_{тер.}. \quad (3)$$



Після підстановки в умову (3) значень сил  $P_{и}$  та  $F_{мер.}$ , а також тригонометричних перетворень, отримаємо:

$$\omega_{c.p.}^2 \rho (\cos \mu - f_{н.в.} \sin \mu) > g (f \sin(\mu - \alpha) - \cos(\mu - \alpha)) \quad (4)$$

Приймаючи, що при розкручуванні спіралеподібного решета, скрученого як за спіраллю Архімеда, так і логарифмічною спіраллю, справедлива нерівність  $(\cos \mu - f_{н.в.} \sin \mu) < 0$ , тоді умову (4) можна записати наступним чином:

$$\omega_{c.p.} < \sqrt{\frac{g (f \sin(\mu - \alpha) - \cos(\mu - \alpha))}{\rho (\cos \mu - f_{н.в.} \sin \mu)}} \quad (5)$$

Для створення сприятливих умов для сепарації насінневого вороху необхідно, щоб частинка насінневого вороху піднімалася на найменший граничний кут  $\alpha$ , приймаємо  $\alpha = \varphi_{мер.}$  (де  $\varphi_{мер.}$  – кут тертя насінневого вороху льону по поверхні спіралеподібного решета, град.). Враховуючи, що  $\alpha = \varphi_{мер.}$ ,  $f_{н.в.} = \text{tg} \varphi_{мер.}$  та провівши тригонометричні перетворення в умові (5), матимемо:

$$\omega_{c.p.} < \sqrt{\frac{-g \cos \mu}{\rho (\cos \varphi_{мер.} \cos \mu - \sin \varphi_{мер.} \sin \mu)}} = \sqrt{\frac{-g}{\rho (\cos \varphi_{мер.} - \sin \varphi_{мер.} \text{tg} \mu)}} \quad (6)$$

Визначимо тангенс кута  $\mu$  [6]:

- для спіралі Архімеда, яка описується рівнянням  $\rho(\varepsilon) = a\varepsilon$  (де  $a$  – коефіцієнт спіралі Архімеда ( $a = h_{сн.} / 2\pi$ ), м/рад.;  $h_{сн.}$  – крок спіралі Архімеда, м;  $\varepsilon$  – кут спіралі Архімеда, град.):

$$\text{tg} \mu^{Арх.} = \frac{\rho(\varepsilon)}{\rho'(\varepsilon)} = \frac{a\varepsilon}{a} = \varepsilon \quad (7)$$

- для логарифмічної спіралі, яка описується рівнянням  $\rho(\varepsilon) = \rho_0 e^{m\varepsilon}$  (де  $\rho_0$  – початковий радіус логарифмічної спіралі, м;  $\varepsilon$  – кут логарифмічної спіралі, град.;  $m$  – коефіцієнт логарифмічної спіралі ( $m = (\rho - \rho_0) / l^{лог.}$ );  $l^{лог.}$  – довжина логарифмічної спіралі, що обмежена радіусами  $\rho_0$  та  $\rho$ , м):

$$\text{tg} \mu^{лог.} = \frac{\rho(\varepsilon)}{\rho'(\varepsilon)} = \frac{\rho_0 e^{m\varepsilon}}{\rho_0 m e^{m\varepsilon}} = \frac{1}{m} \quad (8)$$

Умова (6) з врахуванням виразів (7) та (8) матиме вигляд:

$$\omega_{c.p.} < \sqrt{\frac{-g}{\rho^{Арх./лог.} (\cos \varphi_{мер.} - \sin \varphi_{мер.} \text{tg} \mu^{Арх./лог.})}} \quad (9)$$

де  $\rho^{Арх./лог.}$  – радіус спіралеподібного решета, що скручене за спіраллю Архімеда або логарифмічною спіраллю, на якому знаходиться частинка насінневого вороху, м.

Для сепарації насінневого вороху у спіральному сепараторі, необхідно забезпечити ковзання частинки вороху поверхнею спіралеподібного решета, а також високу продуктивність сепаратора, яка залежить від кутової швидкості обертання  $\omega_{ср.}$ . Збільшити продуктивність можна збільшуючи кутову швидкість обертання спіралеподібного решета  $\omega_{ср.}$ , але при зростанні кутової швидкості може настати момент, коли частинка вороху “прилипне” до решета і почне рухатися разом з ним. При цьому ковзання частинки поверхнею спіралеподібного решета буде відсутнє, а, відповідно, не відбуватиметься процес сепарації. Порівняємо спіралеподібні решета, що скручені по спіралі

Архімеда та логарифмічній спіралі, за значеннями допустимої швидкості їх обертання  $[\omega_{c.p.}]^{Apx.}$  та  $[\omega_{c.p.}]^{log.}$ . Спіралеподібне решето доцільно скручувати за тією спіраллю, для якої значення допустимої швидкості обертання решета буде більшим, оскільки при забезпеченні ковзання поверхнею решета частинки вороху, таке решето матиме більшу продуктивність.

Для порівняння задамо для решета, що скручене за спіраллю Архімеда, значення кроку спіралі  $h_{cn.} = 0,15$  м, найменшого радіуса спіралеподібного решета  $\rho_1^{Apx.} = 0,3$  м та довжину решета  $l^{Apx.} = 4$  м. З рівнянням спіралі Архімеда визначимо значення кута  $\varepsilon_1 = \rho_1^{Apx.} / a = 12,55$  рад. За рівнянням довжини

$$l^{Apx.} = \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} \sqrt{\rho^2(\varepsilon) + \rho'^2(\varepsilon)} d\varepsilon = a \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} \sqrt{\varepsilon^2 + 1} d\varepsilon = \frac{a}{2} \left[ \varepsilon \sqrt{1 + \varepsilon^2} + \ln(\varepsilon + \sqrt{1 + \varepsilon^2}) \right]_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2}$$

спіралі Архімеда визначаємо шляхом підбору (оскільки аналітичний розв'язок рівняння відносно  $\varepsilon$  ускладнений) значення  $\varepsilon_2$ , за якого довжина спіралі  $l^{Apx.} = 4$  м, отримаємо  $\varepsilon_2 = 22,18$  рад. Далі за рівнянням спіралі Архімеда визначаємо значення найбільшого радіуса спіралеподібного решета  $\rho_2^{Apx.} = 0,53$  м. Тепер розглянемо спіралеподібне решето, що скручене за логарифмічною спіраллю, для якого задамо найменший радіус решета  $\rho_0 = 0,3$  м, найбільший радіус решета  $\rho_2^{log.} = 0,53$  м та довжину решета  $l^{log.} = 4$  м, тоді  $m = (\rho_2^{log.} - \rho_0) / l^{log.} = 0,058$ . Для даного випадку при  $\varepsilon_1 = 0$ , отримаємо  $\rho_1^{log.} = \rho_0 = 0,3$  м. З рівняння

$$l^{log.} = \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} \sqrt{\rho^2(\varepsilon) + \rho'^2(\varepsilon)} d\varepsilon = \rho_0 \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} e^{m\varepsilon} \sqrt{1 + m^2} d\varepsilon = \frac{\rho_0 \sqrt{1 + m^2}}{m} e^{m\varepsilon} \Big|_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2}$$

логіфічної спіралі визначаємо значення довжини решета, скрученого за логарифмічною спіраллю  $\varepsilon_2 = \frac{1}{m} \ln \left( \frac{\rho_2^{log.}}{\rho_0} \right)$ . Далі будемо графічні залежності (рис. 3)

для допустимої швидкості обертання  $[\omega_{c.p.}]^{Apx.}$  решета, що скручене за спіраллю Архімеда, та допустимої швидкості обертання  $[\omega_{c.p.}]^{log.}$  решета, що скручене за логарифмічною спіраллю. Значення допустимих швидкостей обертання визначаються за виразом у правій частині умови (9), тобто:

$$[\omega_{c.p.}]^{Apx.} = \sqrt{\frac{-g}{\rho^{Apx.} (\cos \varphi_{мер.} - \sin \varphi_{мер.} \operatorname{tg} \mu^{Apx.})}}; \tag{10}$$

$$[\omega_{c.p.}]^{log.} = \sqrt{\frac{-g}{\rho^{log.} (\cos \varphi_{мер.} - \sin \varphi_{мер.} \operatorname{tg} \mu^{log.})}}. \tag{11}$$

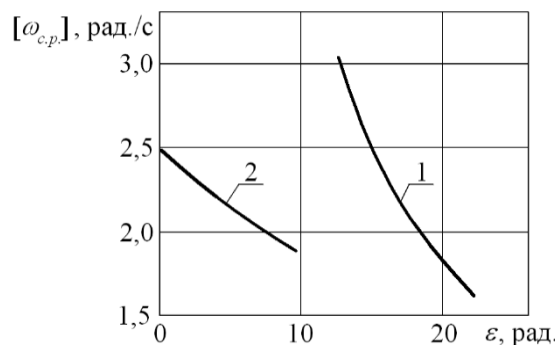


Рисунок 3 – Графічні залежності при  $\varphi_{мер.} = 21$  град.: 1 – для допустимої швидкості обертання  $[\omega_{c.p.}]^{Apx.}$  решета, що скручене за спіраллю Архімеда; 2 – для допустимої швидкості обертання  $[\omega_{c.p.}]^{log.}$  решета, що скручене за логарифмічною спіраллю

**Висновок.** Аналіз графічних залежностей (рис. 3) показує, що більше значення допустимої кутової швидкості обертання спіралеподібного решета в кінці останнього витка (це характерне місце, оскільки тут найбільший радіус решета, а, відповідно, найбільше значення відцентрової сили, яка діє на частинку вороху) має решето, що скручене за логарифмічною спіраллю, тобто  $[\omega_{c.p.}]^{log.} > [\omega_{c.p.}]^{Apx.}$ ,

відповідно, таке спіралеподібне решето забезпечує більшу продуктивність за однакових конструктивних параметрів з решетом, що скручене за спіраллю Архімеда.

Якщо спіральний сепаратор обладнано одним спіралеподібним решетом, тоді насіннєвий ворох подається на нього порціями, причому час між подачею порцій рівний часу, за який решето здійснює один оберт. Для збільшення продуктивності такого сепаратора, тобто збільшення частоти подачі порцій вороху, необхідно збільшувати частоту обертання решета. Як уже зазначалося, збільшення частоти обертання негативно впливає на процес сепарації. Тому для збільшення продуктивності необхідно збільшувати кількість спіралеподібних решіт, тоді частота подачі порцій вороху зростає. З іншої сторони кількість спіралеподібних решіт має бути обмежена, що зумовлено зростанням металомісткості та енергоємності конструкції сепаратора. Тому доцільно встановлювати від 2 до 4 спіралеподібних решіт.

Збільшення кількості спіралеподібних решіт забезпечує створення сприятливих умов для сепарації, оскільки шар вороху, що розміщується на витках, має меншу товщину. Перевагою спірального сепаратора також є те, що відцентрова сила, яка діє на частинку вороха, зростає із розкручуванням спіралеподібного решета, відповідно за довжиною решета можна розділяти матеріал, що сепарується, на фракції, які відрізняються за масою.

1. Пат. №111203 Україна, МПК В07В13/11. Спіральний сепаратор / Дударев І.М.; Заявлено 16.12.2013; Опубл. 11.04.2016; Бюл. № 7.

2. 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.

3. 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.

4. 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.

5. Дударев І.М. Теоретичні основи модернізації машин для виробництва льону: монографія / І.М. Дударев. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького НТУ, 2015. – 268 с.

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

## REFERENCES

1. Dudarev I.M. (2016). *Spiral separator [Spiralnyy separator]*, Patent №111203 Ukraine, IPC В07В13/11; application 16.12.2013, publ. 11.04.2016, Bulletin №7.

2. Kudravtsev S. (2010). Increase of efficiency of process of treatment of flax heap by application of separator. [*Povyshenie effektivnosti pererabotki syrogo lnovoroha putom primeneniya sепaratora*]. *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-practicheskoy konferentsii molodyh uchonyh “Energoresursozberegaushie tehnologii i technicheskie sredstva dlya ih obespechenia v selskom hozaystve”]. Minsk, RUP “NPC NAN Belarusi po mehanizatsii selskogo hozaystva”, pp. 141-144.

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

4. Kartashevich, S. (2001). *Mechanical and technological bases of increase of efficiency of the mechanical complexes for after harvesting treatment of grain and seed*. [*Mehanico-technologicheskie osnovy povysheniya effektivnosti mehanizirovanyh kompleksov dlya posleuborchnoy obrobтки zerna i semyan*]. Minsk, RUP “BelNIИaagroenergo” Publ. 288 p.

5. Dudarev, I. (2015) *Theoretical foundations of modernization of machines for the production of flax*. [*Teoretychni osnovy modernizatsii mashyn dlya vyrobnytstva lonu*]. Monograph. Lutsk, Lutsk NTU Publ. 268 p.

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

### **Дударев І.Н., Голячук С.Є. Определение кинематических параметров спирального сепаратора.**

В статье указано, что сепарация семенного вороха льна – это одна из наиболее сложных технологических операций его переработки. Необходимость разделения семенного вороха льна на составляющие (свободные семена льна и семенные коробочки льна) обусловлена необходимостью снижения энергоёмкости процесса сушки составляющих 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 металлоёмкость. В статье также теоретически обоснованы кинематические параметры спирального сепаратора, а именно допустимая угловая скорость вращения его спирального решета в зависимости от конструктивного исполнения. Установлен рациональный режим работы спирального сепаратора, который разрешает обеспечить качественное исполнение технологической операции разделения семенного вороха на свободные семена и семенные коробочки льна без их повреждения и потерь.

**Ключевые слова:** спиральный сепаратор, спиралевидное решето, кинематические параметры, допустимая скорость вращения спирального решета.

**I. Dudarev, S. Goliachuk. Determination of kinematic parameters of the spiral separator.**

Separation of flax heap is one of the most complex refining processes. 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. Considerable attention of researchers aimed at substantiation of rational methods of separation heap of flax, which would permit to minimize losses and damage all components of the heap. The design of spiral separator is proposed for separation of flax seed heap. Spiral separator includes spiral sieve. Formulas for determination of border speed of rotation of spiral sieve are got as a result of theoretical research of work of spiral separator.

**Keywords:** spiral separator, spiral sieve, energy parameters, border speed of rotation of spiral sieve.

**АВТОРИ:**

*ДУДАРЕВ Ігор Миколайович*, кандидат технічних наук, Луцький національний технічний університет, доцент кафедри обладнання переробних виробництв, e-mail: [opv@lntu.edu.ua](mailto:opv@lntu.edu.ua)

*ГОЛЯЧУК Сергій Євгенович*, кандидат сільськогосподарських наук, Луцький національний технічний університет, завідувач кафедри обладнання переробних виробництв, e-mail: [opv@lntu.edu.ua](mailto:opv@lntu.edu.ua)

**АВТОРЫ:**

*ДУДАРЕВ Игорь Николаевич*, кандидат технических наук, Луцкий национальный технический университет, доцент кафедры оборудования перерабатывающих производств, e-mail [opv@lntu.edu.ua](mailto:opv@lntu.edu.ua)

*ГОЛЯЧУК Сергей Евгеньевич*, кандидат сельскохозяйственных наук, Луцкий национальный технический университет, заведующий кафедры оборудования перерабатывающих производств, e-mail: [opv@lntu.edu.ua](mailto:opv@lntu.edu.ua)

**AUTHORS:**

*Igor DUDAREV*, Ph.D., Lutsk National Technical University, associate professor of Refining Production Equipment Department, e-mail: [opv@lntu.edu.ua](mailto:opv@lntu.edu.ua)

*Sergiy GOLIACHUK*, Ph.D., Lutsk National Technical University, associate professor of Refining Production Equipment Department, e-mail: [opv@lntu.edu.ua](mailto:opv@lntu.edu.ua)

Стаття надійшла в редакцію 05.09.2016р.

Забродець І.П., Дутчак Б.І., Ярошевич М.П.  
Луцький національний технічний університет

## ДИНАМІКА ПРУЖНОЇ МУФТИ У ПРИВОДІ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ З ДЕБАЛАНСНИМ ЗБУДНИКОМ КОЛИВАНЬ

Розглядається процес пуску вібраційної машини з плоским характером руху робочого органу з урахуванням пружної муфти, яка з'єднує ротори електродвигуна та збудника коливань. Наводяться практичні рекомендації для обмеження пускових навантажень муфти.

**Ключові слова:** пуск вібромашини, дебалансний віброзбудник, пружна муфта, динамічні навантаження, перехідні процеси

**Постановка та актуальність проблеми.** Вібраційні машини широко використовуються в самих різних галузях промисловості [1, 2]. В одних випадках окремі технологічні процеси можуть бути здійснені лише завдяки використанню вібрації, в інших – застосування вібрації призводить до інтенсифікації технологічних процесів й підвищення якісних показників. Найпоширенішим приводом вібраційних машин є дебалансний привод, завдяки простоті конструкції та компактності за великої збурювальної сили. Проте, в перехідних режимах роботи вібромашин з інерційним приводом можуть виникати істотні резонансні коливаннями, які супроводжуються значним зростанням зусиль у деталях та вузлах. Динамічні навантаження значною мірою визначають міцність та довговічність елементів конструкції машини. Так, практика експлуатації вібромашин будівельної індустрії, зокрема вібромайданчиків для об'ємного ущільнення бетонних сумішей типу СМЖ, ВБ-15, ВБ-20, засвідчує частий вихід із ладу карданних валів, які з'єднують між собою ротори дебалансів окремих віброблоків [3]. Також, у цих вібромайданчиках порівняно часто потребують заміни пружні муфти карданних валів внаслідок їх недостатньої довговічності.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Пуск вібраційних машин з інерційним приводом досліджувався у низці праць, огляд яких можна знайти в [1, 4-9]. Однак, у цих та інших відомих публікаціях, присвячених проблемам пуску вібромашин, використовувалися лише динамічні моделі машинних агрегатів з жорсткими ланками. У роботі [8] для чисельного дослідження динамічних процесів у вібромашинах з інерційним збудником та асинхронним електродвигуном використано математичну модель яка враховує пружне з'єднання (дюритом) роторів двигуна та збудника коливань. Однак, аналіз впливу на динаміку віброапарату саме пружного зв'язку між роторами не проводився. Урахування наявності пружної муфти у приводі вібраційної машини для часткового випадку прямолінійних коливань робочого органу машини досліджується у статті [7]. Загальні питання розрахунку й конструювання вібраційних машин з дебалансним приводом викладені у низці робіт, зокрема в монографії [10]. Проте, в усіх цих роботах вплив муфти на динаміку коливальної системи не розглядається (крім опису їх конструкції). Результати досліджень динаміки пружних муфт встановлених між електродвигуном та приводним механізмом для самих загальних випадків машинних агрегатів наведено в довіднику [11].

**Метою роботи** було дослідження початкового моменту пуску вібраційної машини з дебалансним приводом з урахуванням пружної муфти яка з'єднує ротори асинхронного електродвигуна та віброзбудника.

**Рівняння руху та опис системи.** Розглядувана коливальна система являє собою тверде несуче тіло (робочий орган), яке зв'язане з нерухомою основою за допомогою пружних та демпфуючих елементів і може здійснювати малі плоскі коливання (рис. 1). На несучому тілі встановлено дебалансний віброзбудник, який приводиться в обертання від електродвигуна асинхронного типу. При цьому, ротори двигуна та віброзбудника з'єднано між собою за допомогою пружної муфти. Коливальна система характеризується п'ятьма узагальненими координатами: кутами повороту роторів електродвигуна  $\varphi_1$ , віброзбудника  $\varphi_2$  та несучого тіла  $\varphi$  і його вертикальним та горизонтальним зміщеннями  $y, x$ .

Диференціальні рівняння руху коливальної системи запишемо у наступному вигляді [3]:

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta_1 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) = L_1 (\dot{\varphi}_1) - R_1 (\dot{\varphi}_1),$$



$$\begin{aligned}
I_2 \ddot{\varphi}_2 - \beta_M (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - c_M (\varphi_1 - \varphi_2) &= -R_2 (\dot{\varphi}_2) + m\varepsilon (\ddot{x} \sin \varphi_2 + \ddot{y} \cos \varphi_2 - \dot{\varphi} r \sin \varphi_2 + g \cos \varphi_2), \\
M \ddot{x} + \beta_x \dot{x} + \tilde{n}_x x + c_{x\varphi} \varphi &= m\varepsilon (\dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 + \dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_2), \\
M \ddot{y} + \beta_y \dot{y} + \tilde{n}_y y &= m\varepsilon (\dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 - \dot{\varphi}_2^2 \sin \varphi_2), \\
J \ddot{\varphi} + \beta_\varphi \dot{\varphi} + c_\varphi \varphi + c_{x\varphi} x &= -m\varepsilon r (\dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 + \dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_2),
\end{aligned} \tag{1}$$

де  $I_1, I_2$  – приведені моменти інерції роторів електродвигуна та віброзбудника, відповідно;  $m, \varepsilon$  – маса збудника та його ексцентриситет;  $M, J$  – маса та момент інерції несучого тіла;  $\beta_M, \beta_x, \beta_y, \beta_\varphi$  – коефіцієнти опору пружної муфти та пружин підвіски несучого тіла;  $c_M, c_x, c_y, c_\varphi$  – жорсткість муфти та пружин підвіски;  $r$  – відстань, що визначає положення осі віброзбудника відносно центра мас несучого тіла;  $g$  – пришвидження вільного падіння;  $L_1(\dot{\varphi}_1), R_1(\dot{\varphi}_1)$  – моменти електродвигуна та сил опору обертанню роторів двигуна та віброзбудника.

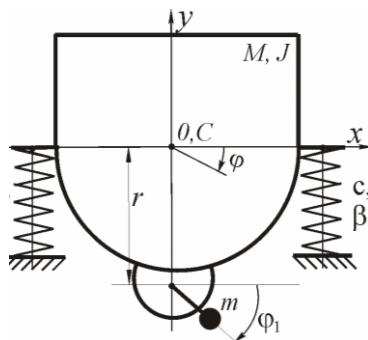


Рисунок 1. – Вібраційна машина з плоскими коливанням робочого органу

Для дослідження динаміки пружної муфти, опишемо рух роторів електродвигуна та дебалансного віброзбудника, з'єднаних муфтою, за допомогою однієї змінної – кута закручування муфти  $\varphi_{12}$  (рис. 2):

$$\ddot{\varphi}_{12} + 2b_i \dot{\varphi}_{12} + p_i^2 \varphi_{12} = \frac{L_1(\dot{\varphi}_1)}{I_1} + \frac{R_2(\dot{\varphi}_2)}{I_2} - \frac{T_2}{I_2}, \tag{2}$$

де  $\varphi_{12} = \varphi_1 - \varphi_2$ ;  $b_i = \beta_i \frac{I_1 + I_2}{2I_1 I_2}$ ;  $p_i = \sqrt{c_M \frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2}}$ ;  $T_2 = m\varepsilon (\ddot{x} \sin \varphi_2 + \ddot{y} \cos \varphi_2 - \dot{\varphi} r \sin \varphi_2)$ .

Зазначимо, що: друга ступінь вільності визначає обертання усієї системи з однією й тією ж кутовою швидкістю; втрати від тертя в підшипниках електродвигуна  $R_1(\dot{\varphi}_1)$  є незначними (внаслідок зрівноваженості його ротора), тому ними в подальшому нехтуємо; при аналітичних дослідженнях вплив моменту сил ваги дебаланса на динаміку коливальної системи не враховуємо; оскільки розглядаються малі коливання, вважаємо, що муфта має лінійну характеристику, при цьому особливості динаміки системи з нелінійною муфтою проаналізуємо під час чисельного моделювання пуску вібромашини.

**Виклад основного матеріалу.** Для дослідження динаміки пуску роторів електродвигуна та віброзбудника, з'єднаних пружною муфтою, час їх розбігу зручно розбити на чотири окремі періоди, а саме: безпосередньо момент пуску електродвигуна; період розбігу його до зони власних частот пружнопідвішеного несучого тіла; період проходження віброзбудником зони резонансних коливань несучого тіла та період руху після її проходження. Розглянемо перший з вказаних періодів.

У разі розглядуваного класу вібраційних машин («м'яко віброізольованих») розбіг їх двигуна до досягнення зони резонансних коливань несучого тіла відбувається достатньо швидко – до однієї секунди. У цей період рух частота  $\dot{\varphi}_2$  ще досить мала і в правій частині рівняння (2) можна знехтувати другим та третім доданками. На користь такого спрощення рівняння (2) свідчить чисельна оцінка його складових [5], а також те, що для вібромашин з дебалансним приводом,



завичай,  $\frac{I_1}{I_2} = \mu$  (де  $\mu$  - можна вважати за малий параметр). Таким чином, має місце ніби пуск двигуна без навантаження. Якщо, до цього ж припустити (як часто вважають при аналітичному розв'язуванні задач динаміки вібротехніки), що момент електродвигуна під час розбігу є сталим та рівним його пусковому моменту, то розв'язок рівняння (2) можна подати у вигляді

$$\varphi_{12} = \varphi_{cm} \left[ 1 - e^{-b_m t} \left( \frac{b_m}{p_m} \sin p_m t + \cos p_m t \right) \right],$$

де  $L_{i \text{ оїіе}}$  – пусковий момент двигуна;  $\varphi_{cm} = \frac{L_{\text{пуск}}}{c_m}$  – деформація, викликана статично прикладеним сталим моментом  $L_{i \text{ оїіе}}$ .

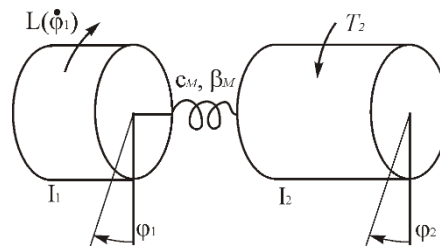


Рисунок 2. Динамічна модель роторів двигуна та вібробудника з'єднаних пружною муфтою

Зазначимо, що при одержанні цієї формули взято до уваги те що приведений момент інерції ротора електродвигуна на порядок менший за приведений момент інерції ротора вібробудника, тобто  $I_1 \ll I_2$ ; а також що опір коливанням муфти неістотно впливає на її власну частоту.

Тоді, момент, який виникає у муфті під час пуску електродвигуна, можна визначити за формулою

$$T_m = c_m \varphi_{12} + \beta_m \dot{\varphi}_{12} \approx L_{\text{пуск}} \left[ 1 - e^{-b_m t} \left( \cos p_m t - \frac{b_m}{p_m} \left( \frac{2b_m^2}{p_m^2} + 1 \right) \sin p_m t \right) \right], \quad (3)$$

або подамо її у такому вигляді

$$T_m \approx L_{\text{пуск}} \left[ 1 - e^{-b_m t} A \cos(p_m t - \alpha) \right], \quad (4)$$

$$\text{де } A = \sqrt{1^2 + \frac{b_m^2}{p_m^2} \left( \frac{2b_m^2}{p_m^2} + 1 \right)^2}; \quad \alpha = \arccos \frac{p_m}{b_m \left( \frac{2b_m^2}{p_m^2} + 1 \right)}.$$

Згідно виразам (3) та (4), після вмикання електродвигуна у муфті виникає момент, який практично відразу зростає від нуля до максимальної величини (за  $t \approx \frac{\pi}{p_m}$  сек,  $p_m \gg \pi$ ). Після

цього виникають його згасаючі коливання відносно середнього значення величина якого наближено дорівнює  $L_{\text{пуск}}$ . При цьому коливання відбуваються з частотою, рівною частоті власних коливань муфти. Очевидно, що у разі муфти з невеликою демпфуючою здатністю, максимальний момент, що виникає, буде приблизно вдвічі більшими, ніж пусковий момент двигуна (випадок коливань, викликаних миттєво прикладеною сталою й надалі постійною діючою силою). При цьому, величина моменту практично не залежить ні від жорсткості муфти, ні від частоти її власних коливань, при зміні яких змінюється лише швидкість (плавність) зростання моменту.

Звичайно, із збільшенням демпфуючої здатності муфти розмах величини відносних коливань її напівмуфт істотно зменшуються. У той же час для, моменту, який виникає у муфті під час пуску, ця залежність є не такою однозначною. Згідно (3), у разі достатньо малих коефіцієнтів опору муфти (до

$h = \frac{b_M}{P_M} = 0,4$ ), зростання опору призводить до зменшення величини максимального пускового моменту у муфті (рис. 3). Однак, у випадку порівняно великих коефіцієнтів демпфування ( $h > 0,6$ ), із подальшим їх збільшенням максимальний момент, який виникає у муфті, починає зростати (рис. 3). При цьому він не перевищує подвійного пускового моменту електродвигуна.

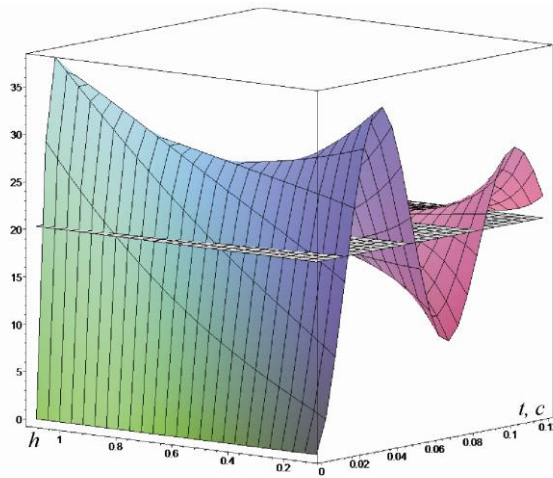


Рисунок 3. – Часові зміни моменту, який виникає в муфті під час пуску, в залежності від коефіцієнту  $h$  (горизонтальна площина відповідає  $L_{\text{пуск}}$ ,  $P_M = 88 \text{ c}^{-1}$ )

В дійсності, під час пуску момент асинхронного електродвигуна не є сталим – мають місце його коливання з частотою, близькою до частоти коливань струму у мережі живлення електродвигуна. Відомо, що «м'яко віброізоване» несуче тіло практично «не відчуває» таких високочастотних коливань, у той час, як для муфти (з власною частотою вищою щонайменше на порядок за частоту несучої системи) вплив їх може бути суттєвим. Вираз  $L_1(\dot{\varphi}_1)$  у правій частині рівняння (2) можна подати у вигляді  $L_1(\dot{\varphi}_1) = L_{\text{пуск}}[1 - e^{-b_{\ddot{a}a}t} \cos(\omega t)]$  (тут  $b_{\ddot{a}a}$  – коефіцієнт, що характеризує згасання коливань електромагнітного моменту;  $\omega = 6,28 f_{\text{cmp}}$ ;  $f_{\ddot{n}\delta} = 50 \text{ \AA}\ddot{\delta}$ ) [3]. Розглянемо задачу без урахування опору відносним коливанням напівмуфт та нехтуючи процесом згасання коливань електромагнітного моменту. Таке припущення є цілком прийнятним, оскільки досліджується зовсім нетривалий проміжок часу від початку пуску, коли розглядувані коливання ще не встигають суттєво змінитися. З іншого боку, урахування опору коливанням напівмуфт та процесу згасання електромагнітного моменту двигуна призводить до досить громіздких виразів розв'язків, які складно аналітично проаналізувати. Отже, подальше уточнення динамічної моделі є невиправданим. Зауважимо, що згасання перших із зазначених коливань відбувається істотно швидше, ніж других [6].

Рівняння відносного руху роторів електродвигуна та вібророзбудника у цьому випадку подамо у вигляді

$$\ddot{\varphi}_{12} + p_M^2 \varphi_{12} = \frac{L_{\text{пуск}}}{I_1} - \frac{L_{\text{пуск}}}{I_1} \cos \omega t, \quad (5)$$

а його розв'язок у формі

$$\varphi_{12} = \varphi_{cm} \left[ 1 - \frac{1}{\omega^2 - p_M^2} (\omega^2 \cos p_M t - p_M^2 \cos \omega t) \right]. \quad (6)$$

Відповідно, момент що виникає у муфті під час пуску електродвигуна можна визначити за наближеною формулою

$$T_M \approx L_{\text{пуск}} \left[ 1 - \frac{1}{\omega^2 - p_M^2} (A_p \cos(p_M t - \alpha_p) + A_\omega \cos(\omega t - \alpha_\omega)) \right], \quad (7)$$

$$\text{де } A_p = \omega^2 \sqrt{1 + \frac{4b_m^2}{p_m^2}}; \alpha_p = \arccos \frac{p_i}{\sqrt{p_i^2 + 4b_i^2}}; A_\omega = \sqrt{p^4 + 4b_m^2 \omega^2}; \alpha_p = \arccos \frac{-p^2}{\sqrt{p^4 + 4b_i^2 \omega^2}}.$$

Згідно (7), при вмиканні двигуна у муфті виникає момент, величина якого, в загальному випадку, коливається за бігармонічним законом, відносно середнього рівня, який дорівнює  $L_{\text{пуск}}$ . Як слідує з (6) та (7), величини амплітуд пускових коливань напівмуфт та моменту, який виникає в муфті, перш за все залежать від віддаленості частоти власних коливань муфти від частоти струму, та при їх близькості можуть бути значними. Більше того, у разі безпосередньої близькості цих частот може мати місце резонансне зростання амплітуд коливань напівмуфт та виникаючого моменту, принаймні у разі заниженої потужності двигуна й відповідно, його повільного розбігу; при цьому може виникнути явище биття. Проте, з урахуванням великих коефіцієнтів опору муфти з неметалічними пружними елементами й того факту, що резонансні амплітуди виникають поступово, швидше за все, значного зростання величини моменту в муфті під час пуску не очікується. З іншого боку, за достатньої віддаленості цих частот та незначного опору муфти буде мати місце випадок як би миттєвого прикладання сталого й надалі постійного діючого моменту. Так, для параметрів вібромашини, наведених у [5], зокрема  $p_m = 40 \text{ c}^{-1}$ , справедлива оцінка  $p_i \ll \omega$ . У цьому разі складова вимушених коливань розв'язку (4) є не істотною та її можна не брати до уваги. Відповідно, формули (6) та (7) набувають вигляду  $\varphi_{12} = \varphi_{cm} (1 - \cos p_m t)$ ,  $T_m = L_{\text{пуск}} (1 - \cos p_m t)$ . Тобто, при малому демпфуванні муфти, коливання її моменту відбуваються лише з частотою, яка дорівнює власній частоті муфти та з амплітудою, наближено рівною величині подвійного пускового моменту двигуна. Збільшення коефіцієнтів опору муфти призводить до незначного зростання амплітуди пускового моменту та прояву коливань з частотою струму.

*Чисельне моделювання пуску вібраційної машини з урахуванням пружного з'єднання роторів двигуна та дебалансного збудника.* Результати моделювання (рис. 4-5) добре підтверджують отримані висновки. Моделювання виконано для вібромашини за наступних базових параметрів системи:  $\dot{I} = 330 \text{ \AA}$ ;  $J = 8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $m = 35 \text{ кг}$ ;  $\varepsilon = 0,033 \text{ м}$ ;  $l = 0,23 \text{ і}$ ;  $\beta_y = \beta_x = 1000 \text{ кг/с}$ ;  $\beta_\varphi = 70 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 / \text{с}$ ;  $\tilde{n}_y = \tilde{n}_x = 45 \cdot 10^5 \text{ І / і}$ ;  $\tilde{n}_i = 28 \text{ І і}$ ; електродвигун асинхронний з  $P = 1,5 \text{ \AA}$ ,  $n_n = 1415 \text{ об/хв}$ ,  $L_{\text{пуск}} = 20,3 \text{ Нм}$ . Зазначимо, що для більш повного врахування впливу електромагнітних перехідних процесів у електродвигуні на динаміку коливальної системи використано, так звану, А-модель асинхронного двигуна у косокутних координатах струмів [5].

Згідно рис. 4 а, у разі достатньої віддаленості власної частоти муфти від частоти збурення (частоти коливань електромагнітного моменту двигуна), у ній при пуску виникає момент, величина якого інтенсивно коливається відносно середнього значення приблизно рівного пусковому моменту електродвигуна  $L_{\text{пуск}}$ . Максимальне значення моменту досягається практично відразу після вмикання двигуна ( $t \approx 0,02 \dots 0,04 \text{ і}$ ) та при малому демпфуванні муфти ( $h = b_m / p_m \leq 0,1$ ) є дещо меншим за величину подвійного пускового моменту двигуна. З ростом демпфування величина максимального моменту при пуску стрімко зменшується. Однак, з подальшим збільшенням коефіцієнту опору муфти цей процес пригальмовується та при значному демпфуванні ( $h \geq 0,5$ ) максимальний момент у муфті починає потроху зростати (рис. 4 б). На рис. 4 це продемонстровано для муфт з параметрами:  $c_m = 28 \text{ Нм}$ ;  $p_m = 88 \text{ c}^{-1}$ ;  $\beta_m = 0,06 \dots 0,7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 / \text{с}$ ; горизонтальна пряма на графіках – величина моменту, який виник би в муфті під дією статично прикладеного сталого моменту  $L_{\text{ст}}^{\text{ст}}$ .

Звернемо увагу, що коливання моменту в муфті досить швидко згасають; що в загальному випадку вони є бігармонічними, та відбуваються з частотами, близькими до частоти струму та власної частоти муфти. Проте, при малому демпфуванні муфти ( $h \leq 0,3$ ) збуджуються практично моногармонічні коливання – лише з частотою власних коливань муфти. Таким чином, у разі незначного демпфування величина інтенсивних динамічних навантажень муфти під час пуску залежить, перш за, все від її коефіцієнту опору, а тривалість навантажень, відповідно, визначається тривалістю згасання вільних коливань муфти. Зазначимо, що при достатньому демпфуванні ( $h \geq 0,3$ )

починають проявлятися коливання моменту в муфті з частотою, рівною частоті струму, а при подальшому збільшенні опору вони стають визначальними (рис. 4, б).

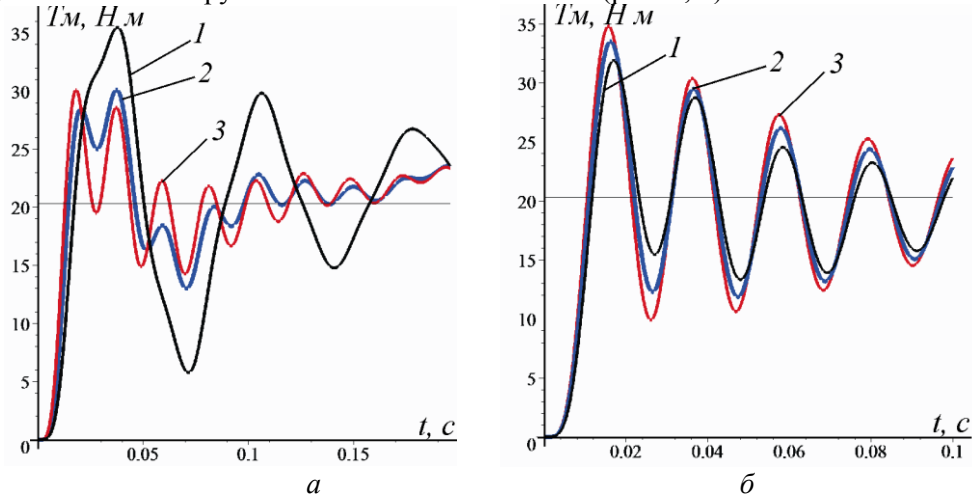


Рисунок 4. Часові зміни моменту у муфті в залежності від величини демпфування муфти ( $p_M = 88 \text{ c}^{-1}$ ): а) 1 –  $h = 0,1$ ; 2 –  $h = 0,3$ ; 3 –  $h = 0,5$ ; б) 1 –  $h = 0,7$ ; 2 –  $h = 0,9$ ; 3 –  $h = 1,1$

У муфтах величини власних частот яких є вищими, і відповідно, ближчими до зони їх резонансних коливань або у цій області ( $235 \text{ c}^{-1} < p_M < 393 \text{ c}^{-1}$ ), величина максимального пускового моменту істотно зростає (рис. 5, а). При цьому, коливання моменту в муфті стають практично моногармонічними – відбуваються з частотою струму.

З рис. 6, а слідує, що у муфтах величини власних частот яких знаходяться у резонансній області: максимальний момент у муфті набуває величини, значно більшої за подвійне значення пускового моменту електродвигуна; відразу після пуску двигуна може мати місце короткочасне резонансне зростання амплітуди моменту в муфті (крива 2). Збільшення коефіцієнту опору муфти призводить до помітного зменшення максимальних значень пускового моменту та унеможлиблює його резонансне зростання (рис. 6, б). Звернемо увагу, що для муфт, величини власних частот яких лежать у резонансній області, збільшення величини пускового моменту при зростанні коефіцієнту опору не спостерігається.

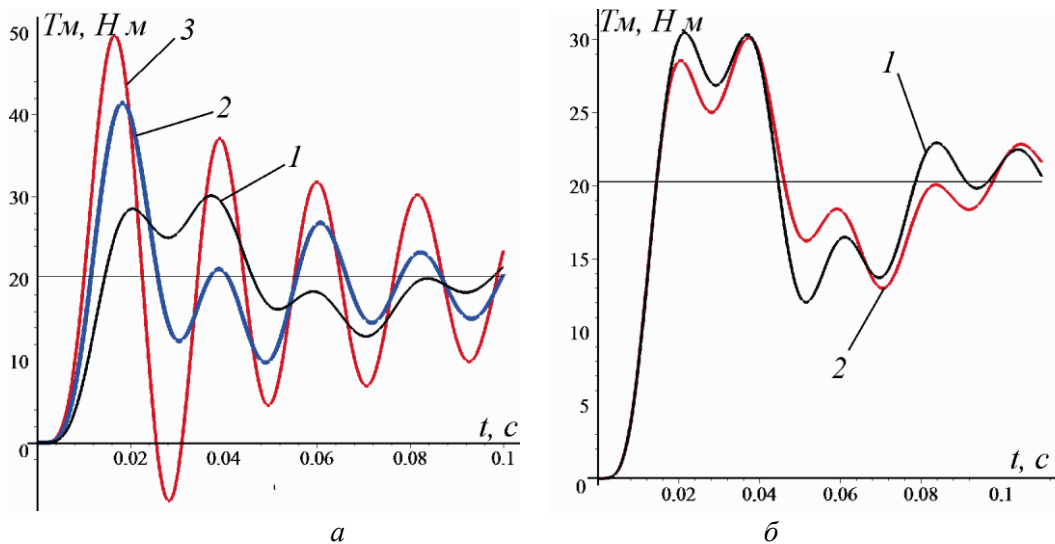


Рисунок 5. – Часові зміни величини моменту у муфті: а) в залежності від власної частоти муфти:  $h = 0,3$ ; 1 –  $p_M = 88 \text{ c}^{-1}$ ; 2 –  $p_M = 144 \text{ c}^{-1}$ ; 3 –  $p_M = 210 \text{ c}^{-1}$ ; б) 1 –  $c_M = 28 \text{ H.M}$ ,  $p_M = 88 \text{ c}^{-1}$ ; у разі нелінійної муфти, 2 –  $c_M = 26(1 + 0,33\varphi_{12}^2)$

Зауважимо, у розглядуваному випадку ( $p_M \leq 314 \text{ c}^{-1}$ ), характер затухання коливань моменту у муфті подібний до затухання коливань електромагнітного моменту двигуна. Отже, тривалість

підвищених динамічних навантажень, які виникають в муфті, у цьому разі визначається тривалістю перехідних процесів в електродвигуні та неістотно залежить від коефіцієнту опору.

При дослідженні особливостей динаміки розглядуваної коливальної системи з нелінійною пружною муфтою, коефіцієнт її жорсткості було апроксимовано двочленом  $c_M = c_0 + c_1\phi_{12}^2$  [12], коефіцієнти останнього визначалися експериментально. Результати чисельного моделювання пуску дебалансного вібробудника з муфтою, жорсткість якої є нелінійною свідчать, що основні встановлені закономірності та висновки залишаються незмінними; мають місце лише незначні кількісні відмінності (рис. 5, б).

Зазначимо, що величина моменту, який виникає у муфті під час пуску безпосередньо не залежить від статичних моментів дебалансів, тобто від одного з основних режимних параметрів вібраційної машин – амплітуди коливань її робочого органу.

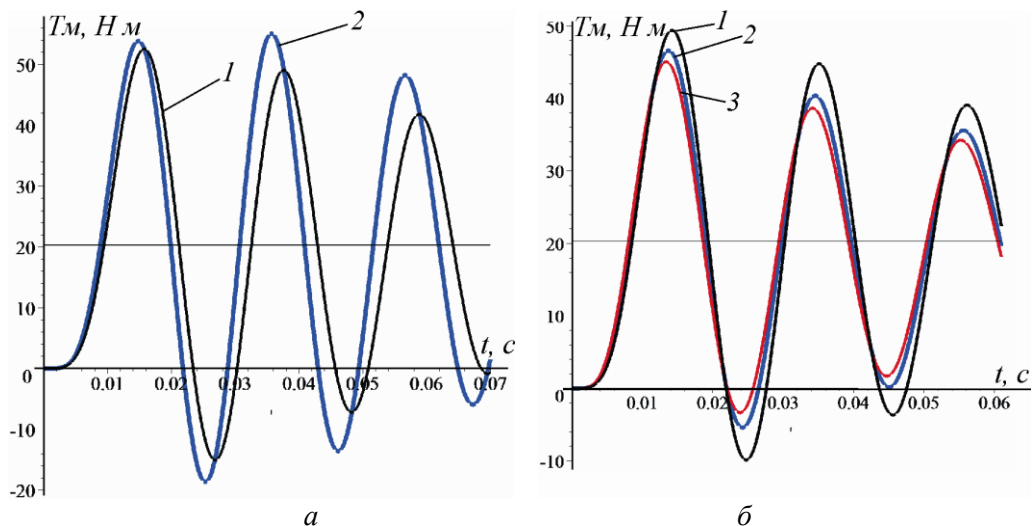


Рисунок 6. – Часові зміни величини моменту у муфті в області її резонансу: а)  $h=0,3$ ;

1 –  $p_M = 255 c^{-1}$ ; 2 –  $p_M = 314 c^{-1}$ ; б)  $p_M = 314 c^{-1}$ ; 1 –  $h=0,5$ ; 2 –  $h=0,75$ ; 3 –  $h=1$

**Висновки.** Максимальні навантаження у пружній муфті, яка з'єднує ротори вібробудника та електродвигуна, мають місце при пуску та являють собою інтенсивні згасаючі коливання моменту. Величина максимального моменту, який виникає в момент пуску найбільше залежить від віддаленості її власної частоти від частоти струму та коефіцієнта опору муфти; у разі значної віддаленості вказаних частот вона є дещо меншою за подвійний пусковий момент двигуна; у випадку їх близькості – може перевищувати пусковий момент двигуна майже втричі. Із зростанням коефіцієнта опору муфти, величина максимального моменту який виникає в ній під час пуску зазвичай істотно знижується. Коливання моменту, який виникає у муфті в загальному випадку мають бігармонічний характер (з частотами струму та власних коливань муфти) і відбуваються відносно певного середнього значення, приблизно рівного пусковому моменту двигуна. При цьому, у разі малого опору та значної віддаленості власної частоти муфти від частоти струму, коливання відбуваються лише з власною частотою муфти, а при великому опорі та близькості зазначених частот – тільки з частотою струму. Відповідно, у першому випадку тривалість підвищених динамічних навантажень, які виникають у муфті при пуску, визначається тривалістю процесу затухання вільних коливань муфти, у другому разі – тривалістю перехідних електромагнітних процесів у двигуні та неістотно залежить від коефіцієнту опору. Правильним підбором величини коефіцієнтів жорсткості та опору муфти можна зменшувати величину максимального моменту, який виникає у муфті під час пуску.

1. Блехман И.И. Теория вибрационных процессов и устройств. Вибрационная механика и вибрационная техника. – СПб, ИД «Руда и Металлы», 2013. – 640с.

2. Ланець О.С. Високоєфективні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення). Вид-во НУ «Львівська політехніка» Львів. 2008. 324с.

3. Назаренко І.І., Свідерській А.Т., Делембовський М.М. Дослідження надійності карданних валів вібромашин будівельної індустрії / Вібрації в техніці та технологіях. – Вінниця. – 2013. – №3 (71). – С. 72-77.

4.Блехман И.И., Индейцев Д.А., Фрадков А.Л. Медленные движения в системах с инерционным



возбуждением колебаний // Проблемы машиностроения и надежности машин. РАН. – 2008. – №1. – С. 25-32.

5. Blekhan I.I., Yaroshevich N.P. On Some Opportunities for Improving Vibration Machines with Self-Synchronization Inert Vibration Exciters. Journal of Machinery manufacture and reliability. Vol.42, №3, 2013. pp. 192-195.

6. Ярошевич М.П., Ярошевич Т.С. Динаміка розбігу вібраційних машин з дебалансним приводом: монографія / Луцьк: ЛНТУ, 2010. – 220 с.

7. Yaroshevych N.P., Zabrodets I.P. Yaroshevych T.S. Dynamics start vibrating machines with unbalanced drive in case of flat vibrations of bearing body. Науковий вісник Національного гірничого ун-ту. Наук. Техн.. журнал. 2015, №3, С 39-45.

8. Шатохин В.М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: монография / Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 456 с.

9. N.P. Yaroshevich, I. P. Zabrodets, T. S. Yaroshevich. Dynamics of Starting of Vibrating Machines with Unbalanced Vibroexciters on Solid Body with Flat Vibrations. Applied Mechanics and Materials, Vol. 849, pp. 36-45, 2016

10. Бабичев А.П., Бабичев И.А. Основы вибрационной технологии / А.П. Бабичев, И.А. Бабичев – Ростов н/Д: Изд. центр Донск. гос. техн. ун-ту 2008. – 694 с.

11. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. Т.4. Защита от вибрации и ударов/ Под ред. К.В. Фролова. 1981. М.: Машиностроение. – 456 с.

12. Поляков В.С., Барабаш И.Д. Муфты. Конструкции и расчет. М.-Л. Машгиз, 1964. 364с.

## REFERENCES

1. Blekhan I.I. (2013). Theory of vibration processes and devices. Vibration mechanics and vibration technology. The Publishing House "Ore and Metals". – 640 p.

2. Lanets, O.S. (2008), *Vysokoeffektivni mizhrezonansni vibratsiini mashyny z elektromagnitnym pryvodom (teoretychni osnovy ta praktyka stvorennia)* [High-Efficiency Inter-Resonances Vibratory Machines with an Electromagnetic Vibration Exciter (Theoretical Bases and Practice of Creation)], Publishing house of Lviv Polytechnic National University, Lviv, Ukraine. 324 p.

3. Nazarenko, I.I. Sviderskiy A. T. Delembovskiy M. M. (2013). Reliability study driveshafts vibration compacting machine building industry. *Vibratsiyy v tehnitsi ta tehnologiyah*. № 1(69). – p. 125-129.

4. Blekhan I.I. Indeitsev D.A., Fradkov A.L. (2008). Slow motions in systems with inertial excitation of vibrations, Journal of Machinery Manufacture and Reliability, no 1, pp. 21-27.

5. Blekhan I.I., Yaroshevich N.P. (2013). On Some Opportunities for Improving Vibration Machines with Self-Synchronization Inert Vibration Exciters. Journal of Machinery manufacture and reliability. Vol.42, №3, pp. 192-195.

6. Yaroshevich N.P., Yaroshevich T.S. (2010). Dynamics of acceleration of vibration machines of unbalanced exciters. Lutsk.-220p.

7. Yaroshevych N.P., Zabrodets I.P. Yaroshevych T.S. (2015). Dynamics start vibrating machines with unbalanced drive in case of flat vibrations of bearing body. Scientific Bullietin of National Mining University, no 3, pp.39-45.

8. Shatohin V.M. (2008). Analiz i parametricheskiy sintez nelineynyih silovyih peredach mashin. Harkov: NTU «ХПИ». -456 p.

9. Yaroshevich N.P., Zabrodets I. P., Yaroshevich T.S. (2016). Dynamics of Starting of Vibrating Machines with Unbalanced Vibroexciters on Solid Body with Flat Vibrations. Applied Mechanics and Materials, Vol. 849, pp. 36-45.

10. Babichev A.P., Babichev I.A. (2008). Fundamentals of vibration technology. Rostov on/D: DSTU. – 649 p.

11. Vibration in technique. Handbook in 6 volumes, vol. 6 Protection from vibration and impacts / Edited by K.V. Frolov 1981. М.: Mashinostroenie. – 456 p.

12. Polyakov V.S., Barabash I.D. (1964). Couplings. Construct and calculation. М.-L. Mashgiz. –364 p.

### **I. Zabrodets, B. Dutchak, M. Yaroshevych. Dynamics Of Flexible Coupling In The Drive Of Vibration Machine With Unbalanced Vibration Exciter**

The run process of vibratory machine with the flat nature of the movement of the working body considering an elastic coupling, that connects the rotors of the motor and vibration exciter, is examined. It is showed that maximum loads in an elastic coupling that connects the rotors of the vibration exciter and motor, have a place at the start and are intense fading fluctuations of moment. The value of maximum moment that occurs at the start moment depends on the distance of its own frequency from current frequency and resistance coefficient of coupling; in case of large distance between these frequencies, it is slightly less than double start moment of the engine; in case of closeness – the value may exceed start moment of the engine almost in three times.

With increasing of coupling resistance coefficient, the value of maximum moment that occurs in it during the start is significantly reduced; but due to large damping coefficients ( $b_M \geq p_M$ ), its growth may lead to a slight increase of the moment value. Vibrations of moment that occurs in the coupling generally have a biharmonic nature (with current frequencies and coupling natural vibrations) and occur relatively certain average value, approximately equal to the start moment of the engine.

Thus, in the case of small resistance and the great distance between the coupling natural frequencies from the current frequency, vibrations occur only with the natural frequency of the coupling, and in case of a big resistance and closeness of these frequencies – only the frequency of the current. Accordingly, in the first case, the duration of



elevated dynamic loads, that occur in coupling during the start is determined by the duration of the process of attenuation of coupling free vibrations, in the second case – by the duration of transient electromagnetic processes in the engine and insignificantly depends on the resistance coefficient. The correct selection of stiffness coefficients values and coupling resistance values can reduce the value of the maximum moment that occurs in coupling during the start.

**Keywords:** start of vibrational machine, the unbalanced vibration exciter, flexible coupling, dynamic load, transients.

*Забродець І.П., Дутчак Б.І., Ярошевич М.П. Динамика упругой муфты в приводе вибрационной машины с дебалансным вибровозбудителем колебаний.*

Рассматривается процесс пуска вибрационной машины с плоским характером движения рабочего органа с учетом упругой муфты, соединяющей роторы электродвигателя и возбудителя колебаний. Наводятся практические рекомендации для уменьшения пусковых нагрузок муфты.

**Ключевые слова:** пуск вибромашини, дебалансний вибровозбудитель, упругая муфта, динамические нагрузки, переходные процессы

**АВТОРИ:**

*ЗАБРОДЕЦЬ Іван Петрович*, інженер, Волинське обласне управління лісового та мисливського господарства.

*ДУТЧАК Богдан Іванович*, к.т.н., завідувач кафедри вищої математики, Луцький НТУ; e-mail: bogdan.dutchak@gmail.com

*ЯРОШЕВИЧ Микола Павлович*, д.т.н., професор, завідувач кафедри ОЛК та ТММ, Луцький НТУ; e-mail: olktmm@lntu.edu.ua

**АВТОРЫ:**

*ЗАБРОДЕЦЬ Іван Петрович*, e-mail: olktmm@lntu.edu.ua

*ДУТЧАК Богдан Іванович*, к.т.н., заведующий кафедрой высшей математики, Луцкий НТУ; e-mail: bogdan.dutchak@gmail.com

*ЯРОШЕВИЧ Николай Павлович*, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой ОЛК и ТММ, Луцкий НТУ; e-mail: olktmm@lntu.edu.ua

**AUTHORS:**

*Ivan ZABRODETS*, Postgraduate student of Department of Forest Complex Equipment and Theory of Machines Mechanisms, Lutsk National Technical University.

*Bogdan DUTCHAK*, Head of Department of Further Mathematics, Lutsk National Technical University.

*Mykola YAROSHEVYCH*, Doctor of Science in Technology, Professor, Head of Department of Forest Complex Equipment and Theory of Machines Mechanisms, Lutsk National Technical University.

Стаття надійшла в редакцію 22.09.2016р.

Зашепкіна Н. М., Мелконян А. А., Недобойко С. О.  
*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»  
м. Київ, Україна*

## ВИКОРИСТАННЯ НОВОГО СПОСОБУ ДЛЯ КОНТРОЛЮ ПИЛОПРОНИКНОСТІ МАТЕРІАЛІВ

Удосконалення способів контролю якості матеріалів за допомогою застосування сучасних методів вимірювальної техніки є шляхом вирішення важливої проблеми захисту людини від негативного впливу навколишнього середовища. Розроблена методика дослідження коефіцієнта пилопроникності матеріалів базується на використанні телевізійної інформаційної вимірювальної системи. Практичним використанням методу дослідження контролю якості матеріалів є впровадження в навчальний процес.

**Ключові слова:** методика, пилопроникність, телевізійна інформаційна вимірювальна система, якість. Використанню нових засобів контролю пилопроникності матеріалів присвячена даний матеріал.

**Постановка проблеми.** Одним з найшкідливіших факторів зовнішнього середовища є забруднення повітря пилом, тому постає проблема – захисті людини, а саме її здоров'я. У виробничому приміщенні щодня осідає біля 12 тис. пилових часток на 1 квадратній сантиметр. Пил містить: 35% мінеральних часток, 12% текстильних та паперових волокон, 19% лусочок шкіри, 7% квіткового пилку, 3% частинок сажі та диму.

Взаємозв'язок стану здоров'я людини і показників навколишнього середовища досліджується екологами, медиками. Вплив техногенного стану навколишнього середовища на людину, розглядає можливість прогнозування і запобігання шкідливих факторів, ставиться завдання розробки ефективних заходів його зниження.

В системі профілактичних заходів не останнє місце відводиться захисними властивостями пакета одягу людини.

Функціональність і ергономічність текстильного виробу є базовими властивостями, особливо в умовах важкої екологічної ситуації [1]. Ці властивості вирішують таку проблему, як створення для людського тіла і організму екологічно і ергономічним комфортного середовища під одягового простору.

Формування оптимального мікроклімату регулюється різними властивостями і, в першу чергу, проникністю текстильних матеріалів [4].

Гігієнічність одягу залежить від захисних властивостей, що забезпечують комфортні умови для кожного подиху і інших функцій організму. Завдяки цим властивостям виключається проникнення шкідливих і забруднюючих речовин, пилу і мікроорганізмів під одяг людини.

Для забезпечення шкіри в чистоті, матеріали, що становлять пакет одягу, повинні мати максимальні захисні властивості [2].

**Актуальність роботи** полягає у дослідженні матеріалів на пилопроникність, для контролю властивостей текстильних матеріалів, що призведе до створення комфортних умови для шкіряного дихання.

Текстильні матеріали в процесі носіння виробів здатні пропускати і утримувати в своїй структурі частинки пилу [3]. Це призводить до забруднення одягу і як наслідок до захворювань, які пов'язані з дією пилу на організм людини. Дія пилу на шкіру та слизові оболонки проявляється в закупорці вивідних протоків сальних і потових залоз, розвитку мацерації шкіри, слизових оболонок, виникненню піодермії, алергії, а ліпотропні складові пилу можуть всмоктуватися, викликаючи загально токсичну дію. Забруднюючи одягу, пил знижує її вентиляючі, паропровідні функції, негативно впливаючи на теплообмін та дихання шкіри. Тому проблема підвищення якості текстильних матеріалів одна з головних задач в промисловості [5,6].

**Метою роботи** є удосконалення способу визначення коефіцієнта пилопроникності текстильних матеріалів та захисних виробів з них.

**Результати досліджень.** Показник пилопроникності характеризує здатність текстильних матеріалів утримувати пил. Частинки пилу проникають крізь матеріал тим же шляхом, що і повітря: через наскрізні пори матеріалу. Утримуються частинки пилу в структурі матеріалу внаслідок механічного зціплення їх з шорсткою поверхнею матеріалу. Матеріал пухкої пористої структури з

волокон з нерівною поверхнею має здатність захоплювати більшу кількість пилу і утримувати її більш тривалий час, ніж матеріал щільної структури, що складається з волокон з гладкою поверхнею.

Визначення показника пилопроникності викликає такі труднощі із-за недосконалості стандарту на метод визначення показника і на лабораторне обладнання.

На базі навчально-наукової лабораторії кафедри наукових, аналітичних та екологічних приладів і систем були проведені дослідження форми чарунок різних текстильних матеріалів з використанням телевізійної інформаційної вимірювальної системи (ТІВС). Для користування ТІВС написаний інтерфейсу у програми OWLEYE.

Інтерфейс програми OWLEYE складається з 5 вікон.

Вікно «Перегляд» відображає отримане з телевізійної камери зображення в реальному масштабі часу та без будь-якої обробки, так зване «живе відео».

Вікно «Вимірювання» відображає попередньо оброблене зображення (усереднення сигналів, вибір кольорових компонент) а також вимірювальні маркери «точка» та «лінія».

Вікно «Керування» містить елементи керування, які стосуються первинної обробки зображення, параметрів його вводу і передачі в подальші обчислення, а також координати та режим відображення маркерів.

Вікно «Результати» відображає виміряні значення сигналів та похідну інформацію, а також елементи керування для здійснення геометричних та температурних обчислень.

Вікно «Розподіл» в графічному вигляді відображає розподіл отриманих або обчислених даних у просторі вздовж маркеру «лінія». Використовується для побудови графіків сигналів температур та відношень.

Освітлювальна система забезпечує рівномірне і достатнє освітлення об'єкту. Об'єкт дослідження розміщується на предметному столику, який забезпечує можливість переміщення препарату в двох взаємно перпендикулярних напрямках нормальних до оптичної осі мікрооб'єктива.

Мікрооб'єктив утворює збільшене зображення на ПЗЗ-матриці відеокамери. Відеокамера виробляє повний відеосигнал, який в свою чергу передається на монітор. Монітор відтворює збільшене зображення мікрооб'єкту на екрані.

За допомогою ТІВС було визначено розміри чарунок текстильних матеріалів.

Фізика процесу фільтрації вказує на взаємозв'язок показників повітропроникності і пилопроникності. Коефіцієнт повітропроникності матеріалу показує кількість повітря, що проходить через 1 м<sup>2</sup> тканини, трикотажу або нетканого матеріалу за 1 сек. при певній різниці тиску по обидві сторони матеріалу. На відміну від коефіцієнтів пилопроникності, коефіцієнт повітропроникності легше визначати в лабораторних умовах по існуючим стандартним методикам. Встановлено залежності між пилопроникністю та повітропроникністю заданих текстильних матеріалів (див. табл. 1).

Таблиця 1 – Пилопроникність та повітропроникність текстильних матеріалів

Матеріал	Пористість, %	Коефіцієнт повітропроникності, ДМ <sup>2</sup> · ДМ <sup>3</sup> · с	Відносна пилопроникність, %
Тканина пальтова	88,6	19,1	0,6
Тканина костюмна	71,7	34,7	1,6
Бавовняне прошивне: неткане полотно	78,7	27,7	0
Бавовняне прошивне: неткане полотно з очосів	90,1	32,5	0

Досліджувані зразки відрізняються різною поверхневою щільністю (71 – 308 г/М<sup>2</sup>), товщиною, об'ємною густиною, що впливає на їх фільтруючі характеристики.

Максимальний розмір часток, які проходять через випробовувані зразки становить 43 – 90 мкм при середньому значенні 66,5 мкм. Зі зменшенням повітропроникності і розмірів чарунок матеріалів коефіцієнт просакування пилу знижується.

Через досліджувані зразки максимально проникає пил, частинки якого мають розміри 27 – 44 мкм. При визначенні фрикційного складу пилу, який проходить через досліджувані зразки

виявляються і частинки розміром до 103 мкм, але вони складають до 0,5% від загальної масової концентрації частинок.

Коефіцієнт пилопроникності  $[\text{г}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})]$  обчислюється за формулою:

$$\Pi_{\text{п}} = \frac{M_4}{(FT)}, \quad (1)$$

де  $M_4$  - маса пилу, що пройшла через пробу, г;

$F$  - площа проби,  $\text{м}^2$ ;

$T$  - час випробування, с.

Масу пилу, що пройшла через пробу:

$$M_4 = M_1 - (M_2 + M_3), \quad (2)$$

де  $M_1$  - маса пилу, взятої для випробування, г;

$M_2$  - маса пилу, що залишилася в пробі, г;

$M_3$  - маса пилу, що знаходиться в резервуарі приладу перед фільтром, г.

Маса пилу, що залишилася в пробі:

$$M_2 = M_6 - M_5, \quad (3)$$

де  $M_5$  - маса вихідної проби разом з каркасом, г;

$M_6$  - маса проби разом з каркасом після випробувань, г.

За результатами досліджень були побудовані графіки залежності вказаних показників і отримана поліноміальна модель другого порядку залежно показників пило- та повітропроникності при високому коефіцієнті кореляції  $r = 0,85$  та похибки  $S = 4,2\%$  для досліджуваних зразків фільтрувальних тканин:

$$Y = 9,02 - 0,3 \cdot X_1 + 0,2 \cdot X_2 + 0,03 \cdot X_1 \cdot X_2, \quad (4)$$

де  $Y$  – коефіцієнт пилопроникності,  $\text{г}/\text{м}^2 \cdot \text{с}$ ,  $X_1$  – коефіцієнт повітропроникності,  $\text{дм}^3/\text{м}^2 \cdot \text{с}$ ,  $X_2$  – розмір чарунок матеріалу, мм.

Класифікація норм пилопроникності тканин по групах в залежності від запиленості повітря робочої зони при перевищенні гранично допустимих концентрацій звіряється з таблицею 2 [2].

Дана класифікація поширюється на готові бавовняні, лляні, напівлляні і змішані тканини, а також тканини з хімічних волокон, призначені для виготовлення спеціального одягу індивідуального захисту, що захищає від дрібнодисперсного пилу, і встановлює норми пилепроникності.

Таблиця 2 – Класифікація норм пилопроникності тканин

Група захисту	Запиленість повітря робочої зони, $\text{мг}/\text{м}^3$	Норми пилопроникності тканини, $\text{г}/\text{м}^2$
I	до 30	20 — 40
II	30 — 100	10 — 25
III	100 — 200	5 — 10
IV	<200	>5

**Висновки.** Для визначення пилопроникності тканин був обраний метод визначення контролю запиленості за допомогою телевізійної інформаційної вимірювальної системи. Дана система дозволяє збільшити точність вимірювання на 15%, визначити пилопроникність текстильних матеріалів, з більшою швидкістю та для наглядності на екран результати дослідження.

1.Зашепкіна Н. М. Розвиток наукових основ та інженерних методів проектування заданих властивостей текстильних матеріалів: Дис. д-ра. техн. наук: 05.18.19 / Зашепкіна Наталія Миколаївна. – Київ, 2011. – 310 с.

2. ГОСТ 17804-72. Система стандартів безпеки труда. Тканина для спецодягу. Метод визначення пилопроницності. – М.: Вид-во стандартів, 1989.-10 с.
3. Кукин Г. Н., Соловьев А. Н. Текстильное материаловедение. Ч. 2. М., 1964.
4. Мередит Р., Херл Д. Физические методы исследования текстильных материалов.- М., 1963.
5. Соловьев А. Н, Кукин Г. Н. Способ определения пылепроницаемости текстильных материалов. – г. Ужгород: Производство издательский комбинат «Патент» , 1964.
6. Риськулова Б. Р. «Методика визначення пилопроницності матеріалів спецодягу» Алматинський технологічний університет, м. Алмати, Республіка Казахстан. – 2013. – 3с.

## REFERENCES

1. Zashchepkina, N. (2011). *Development of scientific foundations and engineering design methods specified properties of textile materials*. [Rozvitok naukovih osnov ta injenernih metodiv proektuvannya zadanih vlastivostey tekstilnih materialov]. Kiev. 310 p.
2. GOST 17804-72 (1989). *System security standards work. The fabric for clothing. The method of determining vapor*. [Sistema standartiv bezpeki truda. Tkanina dlya specodyagu. Metod viznachennya pileproniknosti]. Moscow, Students Publ.10 p.
3. Kukin, G. & Solovyov, A. (1964). *Textile Materials*. [Tekstilnoye materialovedenie]. Moscow, part 2.
4. Meredit, R. & Herl, D. (1963). *Physical methods for study of textile materials*. [Fizicheskie metodi isledovaniya tekstilnix materialov]. Moscow.
5. Solovyov, A. & Kukin, G. (1964). *A method for determining dust-proof textile materials*. [Sposob opredeleniya pilepronicnaemosti tekstilnix materialov]. Uzhgorod, Production Publishing Plant "Patent".
6. Riskulova, B. (2013). *Method of determining the vapor material inspection*. [Metodika viznachennya piloproniknosti materialiv specodyagu]. Almati, Almaty Technological University. 3 p.

### **Зашепкіна Н. Н., Мелконян А. А., Недобойко С. А. Использование нового способа для контроля пылепроницаемости материалов**

Решена важная научно-практическая задача усовершенствования метода определения пылепроницаемости материалов с помощью телевизионной информационной измерительной системы (ТИВС). Разработана методика исследования коэффициента пылепроницаемости материалов основанная на использовании стандартных средств исследования и использования новых информационных систем ТИВС. Для практического использования методика исследования и контроля материалов внедрена в учебный процесс.

**Ключевые слова:** методика, пылепроницаемость, телевизионная информационная измерительная система, качество.

### **N. Zashchepkina, A. Melkonian, S. Nedoboyko. Using a new method to control vapor permeability materials**

Achieved an important scientific and practical problem of improving the method for determining dust permeability textile materials using television information measuring system (TIMS). The method of the study factor dust permeability textile materials based on the use of standard tools of exploration and use of new information systems TIMS. For practical use of the method of research and testing of materials introduced into the educational process.

**Keywords:** methodology, dust permeability, television information measuring system, performance.

### **АВТОРИ:**

**ЗАЩЕПКИНА** *Наталія Миколаївна*, доктор технічних наук, професор, кафедра наукових, аналітичних та екологічних приладів і систем, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», e-mail: [nanic1604@gmail.com](mailto:nanic1604@gmail.com)

**МЕЛКОНЯН** *Ані Арменівна*, магістрант другого року навчання кафедри наукових, аналітичних та екологічних приладів і систем, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», e-mail: [melkonyan.ani@yandex.ua](mailto:melkonyan.ani@yandex.ua)

**НЕДОБОЙКО** *Сергій Олександрович*, магістрант першого року навчання кафедри наукових, аналітичних та екологічних приладів і систем, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», e-mail: [melkonyan.ani@yandex.ua](mailto:melkonyan.ani@yandex.ua)

### **АВТОРЫ:**

**ЗАЩЕПКИНА** *Наталья Николаевна*, доктор технических наук, профессор, кафедра научных, аналитических и экологических приборов и систем, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», e-mail: [nanic1604@gmail.com](mailto:nanic1604@gmail.com)

*МЕЛКОНЯН Ани Арменовна*, магистрант второго года обучения кафедры научных, аналитических и экологических приборов и систем, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», e-mail: [melkonyan.ani@yandex.ua](mailto:melkonyan.ani@yandex.ua)

*НЕДОБОЙКО Сергей Александрович*, магистрант первого года обучения кафедры научных, аналитических и экологических приборов и систем, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», e-mail: [melkonyan.ani@yandex.ua](mailto:melkonyan.ani@yandex.ua)

**AUTHORS:**

*Natalia ZASHCHERKINA*, Doctor of Science in Engineering, Professor, Department of scientific, analytical and ecological devices and systems, National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute", e-mail: [nanic1604@gmail.com](mailto:nanic1604@gmail.com)

*Ani MELKONIAN*, master second year students of the department of scientific, analytical and ecological devices and systems, National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute", e-mail: [melkonyan.ani@yandex.ua](mailto:melkonyan.ani@yandex.ua)

*Sergey NEDOBOYKO*, master first year students of the department of scientific, analytical and ecological devices and systems, National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute", e-mail: [melkonyan.ani@yandex.ua](mailto:melkonyan.ani@yandex.ua)

Стаття надійшла в редакцію 08.09.2016 р.



Кузнецов О.П.  
Національний гірничий університет

## ФОРМУВАННЯ ПОТОКОУТВОРЮЮЧИХ І ПОТОКОПОГЛИНАЮЧИХ ВУЗЛІВ НА МОДЕЛІ ВУЛИЧНО-ДОРОЖНЬОЇ МЕРЕЖІ М. ДНІПРО

Проведені відповідно до описаної методики розрахунки можуть бути виконаними для транспортної системи будь-якого міста. Підходом для формування потокостворюючих і потокопоглинаючих вузлів у роботі обрано мікрорайонування. При цьому в якості центрів тяжіння використовуватись перехрестя вулично-дорожньої мережі. Також застосовано метод експертних оцінок, оскільки формальні процедури мікрорайонування не є достатніми для остаточного вирішення задачі. За думкою експертів, що є узгодженою на 82%, у м. Дніпро існує тридцять перехресть, які мають бути прийнятими в якості потокостворюючих і потокопоглинаючих вузлів. Решта перехресть має розглядатися в якості транзитних пунктів. В даній роботі визначені найбільш перспективні пункти будівництва АГНКС у м. Дніпро.

**Ключові слова:** потокостворюючий та потокопоглинаючий вузли, транспортна система, центр тяжіння, метод експертних оцінок, перехрестя, вулично-дорожня мережа.

**Вступ.** У поточний час у наукових дослідженнях і прикладних розробках використовується декілька підходів до визначення потокоутворюючих і потокопоглинаючих вузлів, які відрізняються один від одного областю застосування, трудомісткістю, точністю тощо. Практичне використання визнаних як найбільш точних математичних моделей транспортних потоків на вулично-дорожній мережі міст обмежується невеликими і, іноді середніми містами внаслідок наступної причини – транспортна система міста є складно організованою системою й для неї складно створити адекватну фізичну модель. При цьому також складно підшукати фізичні аналоги елементам транспортної системи. До того ж отримана модель буде недостатньо гнучка. Проаналізувавши достоїнства й недоліки математичного й фізичного моделювання, можна прийти до висновку, що найбільш доцільно побудувати математичну модель транспортної мережі міста. Сутність моделі буде полягати в одержанні математичної залежності величини потоку транспортних засобів від факторів, що впливають на нього. Недоліком математичного моделювання є висока складність вироблених розрахунків та їхня чисельність.

**Стан питання.** Можливі два варіанти моделювання транспортних потоків міста: на основі сформованих потоків і на основі матриці кореспонденції. При обох методах моделювання транспортних потоків потрібна модель мережі, що представляє собою сукупність вузлів і ланок транспортної мережі. Для методу моделювання на основі сформованих потоків потрібна в якості вихідних даних існуюча інтенсивність на всіх ділянках транспортної мережі, що може бути отримана методом моментних спостережень, аерофотозніманням або суцільним обстеженням. Недоліком моделювання на основі сформованих потоків є те, що цей метод не враховує природи зародження й поглинання потоків і вимагає суцільного обстеження транспортної мережі міста.

Найбільш розповсюдженими є підходи, засновані на мікрорайонуванні регіону, що досліджується в [1 – 4]. Цей принцип використовується при вивченні пересувань пасажирів, руху транспортних потоків, транспортних зв'язків між економічними районами, плануванні маршрутів перевезень та т. ін. Головною перевагою цього підходу є його здатність значно зменшувати розмірність задачі і, відповідно, зменшувати трудомісткість розрахунків і досліджень у порівнянні з іншими підходами. Однак, принципи мікрорайонування, що рекомендовані і використовуються, не виключають, і, навіть вимагають застосування суб'єктивного фактора, тому що науково обгрунтовані рекомендації (використання фізичних перешкод для вільного пересування транспортних засобів в якості границь мікрорайонів, обмеження площі мікрорайону на рівні 0,5–1,5 км<sup>2</sup>) не повністю регламентують процес створення мікрорайонів і припускають множину варіантів мікрорайонування. Окрім того, внаслідок представлення в моделях достатньо великих районів у вигляді одного транспортного пункту або вузла (тобто – замість геометричної фігури певної площини використовується точка) знижується точність моделі і подальше зниження точності моделювання.

У той же час, якщо порівнювати різні підходи до визначення потокостворюючих і потокопоглинаючих вузлів із зазначеною метою моделювання – доведення трудомісткості

дослідження до практично допустимих меж, то мікрорайонування є кращим підходом, що відповідає даній вимозі.

**Мета роботи.** Головною метою моделювання є визначення завантаження ділянок транспортної мережі, знання чого дасть можливість визначити потенційне завантаження АГНКС. Оскільки метою моделювання в даній роботі не є відтворення шляху прямування окремої транспортної одиниці або кванта транспортного потоку, остільки не потрібне відтворення матриці кореспонденцій. Тому в роботі обраний саме підхід, що припускає моделювання транспортних потоків на основі сформованих потоків з подальшою апроксимацією вихідних даних на вузли і пункти транспортної мережі. Згадані вузли і пункти формуються шляхом мікрорайонування території міста.

**Матеріали досліджень.** З урахуванням тієї властивості методу сформованих потоків, що він відображає транспортні потоки на існуючий вулично-дорожній мережі, в якості центрів тяжіння мікрорайонів мають бути обрані перехрестя вулично-дорожньої мережі. Однак, ця додаткова умова щодо мікрорайонування не повною мірою відображає необхідність неформального розгляду результатів мікрорайонування. Саме тому при формуванні потокоутворюючих і потокопоглинаючих пунктів до роботи залучалися експерти – працівники ДАІ та служб дорожнього надзору для остаточного вирішення питання.

Загалом вивчені думки двадцяти експертів, які оцінили завантаження ділянок вулично-дорожньої мережі м. Дніпро в кількості сорока п'яти перехресть, що на 50% більше потрібної кількості. Перелік перехресть, що відзначені експертами, разом з їхніми рангами, у статті не наводиться.

Узгодженість думки експертів визначалась за значенням коефіцієнта конкордації, який визначається за формулою

$$W = \frac{12 \cdot S}{m^2 \cdot (n^3 - n)}, \quad (1)$$

де  $S$  – сума квадратів відхилень сум рангів по рядкам від їхнього загального середнього, од.;  $m$  – кількість експертів, од.;  $n$  – кількість перехресть, од.

Сума квадратів відхилень сум рангів по рядкам від їхнього загального середнього визначається за формулою

$$S = \sum_{i=1}^n \left( \sum_{j=1}^m r_{ij} - \frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m r_{ij}}{n} \right)^2, \quad (2)$$

де  $r_{ij}$  – ранг  $i$ -го перехрестя, призначений йому  $j$ -им експертом.

Використовуючи розраховані суми рангів по рядкам можна визначити суму квадратів відхилень сум рангів по рядкам від їхнього загального середнього, яка в даному випадку дорівнює 2767112. Тоді коефіцієнт конкордації буде дорівнювати

$$W = \frac{12 \cdot 276711}{20^2 \cdot (45^3 - 45)} = 0,911.$$

Таке велике значення коефіцієнта конкордації (більше 0,8) вказує на високу узгодженість думок експертів щодо ємності вузлів вулично-дорожньої мережі по відправленню і прийому автомобілів. Таким чином можна використовувати оцінки експертів для визначення пунктів спостережень.

Для вирішення цієї задачі всі перехрестя були відсортовані по збільшенню суми рангів і в якості пунктів спостереження обрані перші тридцять перехресть (також у статті не наводяться). Визначення чисельних значень ємностей відібраних вузлів по прийому і відправленню автомобілів визначалося шляхом натурних спостережень за наступною методикою. По-перше, для кожного вузла визначалася схема перехрестя та розраховувалася кількість спостерігачів на них з визначенням напрямків руху, за якими провадилось стеження з кожного поста спостереження. По-друге, для кожного перехрестя визначені дата і час проведення спостереження. По-третє, всім спостерігачам були роздані картки спостережень. У цих картках спостерігачі відмічали на протязі однієї астрономічної години кількість автомобілів за типами, що перетинають перехрестя і напрями, в яких

вони слідуєть. Отримані значення інтенсивностей руху приводились до умовного легкового автомобіля за формулою (3):

$$N_{прив} = \sum_{i=1}^{N_m} (N_i \cdot k_i), \quad (3)$$

де  $N_i$  – інтенсивність руху автомобілів  $i$ -го типу у фізичних одиницях, авт/тиждень;  $k_i$  – коефіцієнт приведення типу транспортного засобу до легкового автомобіля.

Приклади значень інтенсивностей руху у приведених одиницях разом зі значеннями інтенсивностей руху у фізичних одиницях по типах автомобілів для п'ятнадцяти перехресть наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Значення інтенсивностей руху на перехрестях, авт/тиждень

Код	Перетинання	Автомобілі			Автобуси	Мікро-автобуси
		приведені	легкові	вантажні		
1	2	3	4	5	6	7
1	вул. Передова – Київська траса	1935	6075	2402	63	818
2	вул. Моторна – вул. Передова	394	1153	420	0	420
3	Донецьке шосе – вул. Березинська	6212	21932	5902	1721	4918
4	Січеславська Набережна – вул. Метробудівська	973	4237	458	503	1464
5	Заводська набережна – вул. Княгині Ольги	6097	27508	5462	1040	3712
6	вул. Маліновського – АЗС	3287	17029	2505	235	2603
7	вул. Маліновського – пр. Слобожанський	9418	62440	3170	2180	10805
8	вул. Любарського – пр. Слобожанський	16518	85991	12122	3013	12109
9	вул. Василя Сухомлинського – пр. Слобожанський	5289	23729	4414	936	4173
10	вул. Байкальська – пр. Слобожанський	7143	31318	5977	1102	6128
11	Південний міст – вул. Гаванська	909	3702	1087	13	121
12	вул. 20-річчя Перемоги – вул. Електрична	1142	3904	930	129	1630
13	вул. 20-річчя Перемоги – вул. Космонавтів	1131	4626	851	80	1515
14	вул. Євгена Маланюка – вул. Волкова	355	1575	390	14	72
15	вул. Євгена Маланюка – вул. Електрична	568	2230	678	30	90

Моделювання автомобілепотоків у містах здійснюється із застосуванням математичних моделей за допомогою спеціально розробленої комп'ютерної програми. Модель вулично-дорожньої мережі м. Дніпро наведена на рис. 1.

Моделювання відбувається в наступній послідовності:

На першому етапі здійснюється ввід вихідних даних до яких відносяться:

- кількість потокостворюючих і потокопоглинаючих пунктів, а також кількість транзитних пунктів вулично-дорожньої мережі;
- множина номерів потокостворюючих і потокопоглинаючих пунктів (ці множини можуть перетинатися) і множина номерів транзитних пунктів (ця множина не може перетинатися із попередніми множинами);
- кількість дуг, що виходять з кожного пункту вулично-дорожньої мережі, перелік пунктів, з якими з'єднується поточний пункт і довжина відповідної ланки;
- склад транспортного потоку в кожному вузлі і їхній розподіл за напрямками руху;
- середня швидкість транспортних потоків.

На другому етапі формується матриця кореспонденцій. При цьому потрібний результат отримується за дві ітерації. Отримана на першій ітерації матриця кореспонденцій не є збалансованою, тому за даними матриці розраховуються корегувальні коефіцієнти, значення яких використовуються на другій ітерації.

На наступному етапі розраховується матриця найкоротших відстаней між усіма вузлами і пунктами дорожньої мережі. Для цього використовується алгоритм нещільного сортування, що запропонований Е. Дійкстроєм та Дж. Минті. У результаті формуються дві матриці – саме матриця найкоротших відстаней і матриця передостанніх пунктів шляху. Остання матриця дозволяє

відстежити маршрут по найкоротшому шляху для кожної кореспонденції. Далі розраховується навантаження кожної ланки вулично-дорожньої мережі, що складається з окремого навантаження від кожної кореспонденції на ланку вулично-дорожньої мережі, що входить до найкоротшого шляху даної кореспонденції.

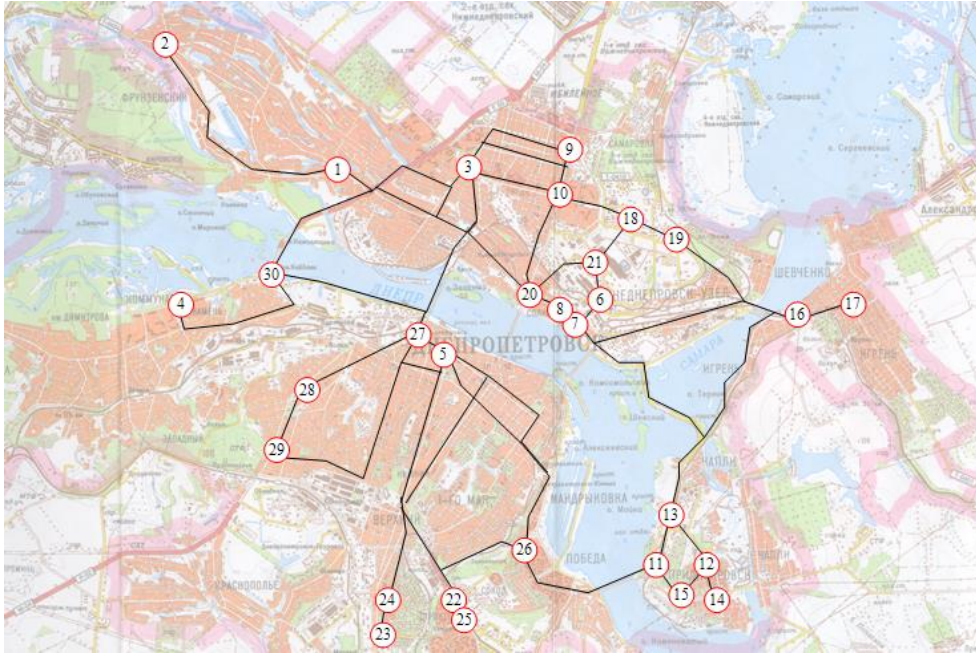


Рисунок 1 – Модель вулично-дорожньої мережі м. Дніпро

На наступному етапі розраховується значення функціоналу, що у фізичному розумінні представляє собою ентропію транспортного потоку, через усі його складові. Потім визначається ланка вулично-дорожньої мережі, на якій порушуються обмеження (5)-(8):

$$\sum_{\beta=1}^n \sum_{k=1}^l y_{ij,k}^{\alpha\beta} - \sum_{\beta=1}^n \sum_{k=1}^l y_{ji,k}^{\alpha\beta} = \begin{cases} a_{ij}, & \text{при } i = \alpha; \\ 0, & \text{при } i \neq \alpha, j \neq \alpha; \\ -a_{ij}, & \text{при } j = \alpha; \end{cases} \quad (4)$$

для  $\alpha = 1..n$ ,  $i, j \in S$ ;

$$\sum_{\alpha=1}^n \sum_{k=1}^l \sum_{j \in S} (y_{ij,k}^{\alpha\beta} + y_{ij,k}^{\beta\alpha}) - \sum_{j=1}^n a_{\beta j} - \sum_{j=1}^n a_{j\beta} \leq 2b_{\beta}; \quad \beta = 1..n; \quad (5)$$

$$\sum_{i,j \in S} x_{ij,k}^{\eta\xi} \leq W^k, \quad \text{для всіх } \eta, \xi \in q_k, \quad k = 1..l; \quad (6)$$

$$\left( \sum_{\beta=1}^n \sum_{j \in S} (y_{ij,k}^{\alpha\beta} + y_{ji,k}^{\beta\alpha}) \right) \cdot t^o \leq t_{\alpha}^k, \quad \alpha \in v_k, \quad k = 1..l; \quad (7)$$

$$t_{ij} \leq T_{ij}, \quad i, j \in S; \quad (8)$$

$$y_{ij,k}^{\alpha\beta}, x_{ij,k}^{\eta\xi} - \text{цілі невід'ємні числа.} \quad (9)$$

У виразах (4) – (9) прийняті наступні позначення:

$\{m_k\}$ ,  $k = 1..l$  – множина маршрутів транспортних засобів або каналів зв'язку, кожний з яких складається з послідовності вузлів і топологічних дуг мережі  $G_M$  і з'єднує початковий і кінцевий вузли маршруту або каналу зв'язку;



$G_M(N, P_M)$  – маршрутна мережа, де  $N$  – множина вузлів мережі,  $P_M$  – множина її орієнтованих маршрутних дуг (між будь-якими вузлами  $i$  й  $j$  мережі  $G_M$  існує маршрутна дуга, якщо вони зв'язані хоча б одним маршрутом транспортного засобу з  $\{m_k\}$ );

$A = \|a_{ij}\|_{n \times n}$  – матриця потоків транспортних пакетів сполучень;

$B = \|b_i\|, i = 1..n$  – вектор пропускних здатностей вузлів по обробці транзитних потоків;

$y_{ij,k}^{\alpha\beta}$  – потік по дузі  $p_{\alpha\beta} \in P$  отриманої з маршруту  $m_k$  ( $y_{ij,k}^{\alpha\beta}$  визначають дугові потоки на маршрутній мережі  $G_M$ );

$x_{ij,k}^{\eta\xi}$  – потік по топологічній дузі  $p_{\eta\xi} \in P$  на маршруті  $m_k$ ;

$q_k$  – упорядкована множина дуг з  $P$ , що складають маршрут  $m_k$ ;

$v_{\square_k}$  – упорядкована множина вузлів з  $N_{\square}$  на маршруті  $m_k$ ;

$\phi: y_{ij,k}^{\alpha\beta} \rightarrow \{x_{ij,k}^{\eta\xi}\}, p_{\alpha\beta} \in P_M, p_{\eta\xi} \in P, i, j \in S, k = 1..I$ , де  $\phi$  – деякий

оператор, що відображає потік по маршрутній дузі на відповідну підмножину топологічних дуг;

$f_k$  – кусочно-опукла функція, яка визначає залежність витрат від кількості транспортних пакетів, переданих по маршруту  $m_k$  і довжини маршруту  $d_k$ ;

$\varphi_{\beta}$  – нелінійна функція витрат на обробку транспортних пакетів у вузлі  $\beta$ ;

$W^k$  – пропускна здатність маршруту  $m_k$ ;

$t^p$  – час на пропуск одного пакету транспортних засобів;

$t_{\alpha}^k$  – обмеження на час стоянки транспортного засобу на маршруті  $m_k$  у вузлі  $\alpha$ ;

$t_{ij}, T_{ij}$  – розрахунковий і заданий час передачі пакетів транспортних засобів із  $i$  в  $j$ .

Умови (5) забезпечують нерозривність потоку, а (6) – (8) являють собою відповідно обмеження на пропускні здатності вузлів, пропускні здатності маршрутів, час на перекомутацію транзитних пакетів транспортних засобів у всіх вузлах кожного маршруту.

На цій ланці визначається складова, що має максимальне значення, його джерело (тобто кореспонденція на конкретному шляху пересування) і для цієї кореспонденції забороняється пересування по найкоротшій ланці її шляху. Знов перевіряється виконання обмежень (5)-(8) і якщо вони виконуються, то запам'ятовується цей варіант розв'язку. Таким чином переглядаються всі ланки, на яких порушуються вказані обмеження і серед усіх варіантів обирається той, що призводить до найменшого збільшення величини функціонала (4). Далі корегуються матриці найкоротших відстаней і передостанніх пунктів шляхів з урахуванням заборонених ланок вулично-дорожньої мережі, що були зроблені на попередньому етапі. На останньому розрахунковому етапі шляхом додавання окремих кореспонденцій визначається сумарне навантаження кожної ланки вулично-дорожньої мережі.

У такий спосіб визначені навантаження кожної ланки вулично-дорожньої мережі частини території м. Дніпро, що розглядалася. Дана модель перевірена на адекватність шляхом порівняння розрахункових значень навантаження ланок вулично-дорожньої мережі та значень навантаження, що були отримані під час натурних спостережень, які проводилися в той же час, що і вимірювання інтенсивностей руху на перехрестях. Дані порівняння не наведені у даній роботі.

#### Висновки:

1. Проведені відповідно до описаної методики розрахунки можуть бути виконаними для транспортної системи будь-якого міста. В даній роботі для м. Дніпро визначені найбільш перспективні пункти будівництва АГНКС. При цьому серед п'яти найбільш привабливих місць будівництва АГНКС два були визначені не за результатами обстеження, а за результатами моделювання автомобілепотоків.

2. Для формування потокостворюючих і потокопоглинаючих вузлів підходом, що найбільше відповідає меті і задачам дослідження є мікрорайонування. При цьому в якості центрів тяжіння мають використовуватись перехрестя вулично-дорожньої мережі.

3. При визначенні потокостворюючих і потокопоглинаючих вузлів має бути застосований метод експертних оцінок, оскільки формальні процедури мікрорайонування не є достатніми для остаточного вирішення задачі.

4. За думкою експертів, що є узгодженою на 82%, в м. Дніпро існує тридцять перехресть, які мають бути прийнятими в якості потокостворюючих і потокопоглинаючих вузлів. Решта перехресть має розглядатися в якості транзитних пунктів.

1. Васильева Е.М. Оптимизация планирования и управления транспортными системами / Е. М. Васильева, Р. В. Игудин, В. Н. Лившиц – Москва, Транспорт, 1987. – 415 с.
2. Kerner B.S. Traffic flow: Experiments and Statistics / Kerner B.S., Konhduser P. // Physical Review. – 1993. – Vol. 48. – P. 23–35.
3. Иносэ Х. Управление дорожным движением / Х. Иносэ, Т. Хамада – Москва, Транспорт, 1983. – 467 с.
4. Блатнов М.Д. Пассажи́рские автомобильные перевозки / М.Д. Блатнов – Москва, Транспорт, 1981 – 139 с.

#### REFERENCES

1. Vasil'eva E.M. Igudin R.V, Livshic V.N. (1987). Optimization of transport systems planning and management [Optimizacija planirovanija i upravlenija transportnymi sistemami]. Moscow, Transport. – 415 p.
2. Kerner B.S. (1993). Traffic flow: Experiments and Statistics / Kerner B.S., Konhduser P. // Physical Review. Vol. 48. – P. 23–35.
3. Inosje H., T. Hamada. (1983). Traffic Management [Upravlenie dorozhnym dvizheniem]. Moscow, Transport. 467 p.
4. Blatnov M.D. (1981). Passenger road transport [Passazhirskie avtomobil'nye perevozki]. Moscow, Transport. 139 p.

**Кузнецов А.П. Формирование потокообразующих и потокопоглощающих узлов на модели улично-дорожной сети г. Днепр.**

Проведенные в соответствии с описанной методикой расчеты могут быть выполнены для транспортной системы любого города. Подходом для формирования потокообразующих и потокопоглощающих узлов в работе выбрано микро-районирование. При этом в качестве центров тяготения используются перекрестки улично-дорожной сети. Также применен метод экспертных оценок, поскольку формальные процедуры микрорайонирования не являются достаточными для окончательного решения задачи. По мнению экспертов, согласованному на 82% в г. Днепр существует тридцать перекрестков, которые должны быть приняты в качестве потокообразующих и потокопоглощающих узлов. Остальные перекрестки должны рассматриваться в качестве транзитных пунктов. В работе определены наиболее перспективные пункты строительства АГНКС в г. Днепр.

**Ключевые слова:** потокообразующих и потокопоглощающих узлов, транспортная система, центр тяготения, метод экспертных оценок, перекресток, улично-дорожная сеть.

**A. Kuznetsov. Forming of flow-initiating and flow-receiving centres on the model street and road network in Dnipro city.**

The calculations performed according to the described technique can be used for transport system of any town and city. Microdistricting has been chosen as an approach to form flow-initiating and flow-receiving centres. In this context, junctions of street and road network are used as ultimate goals. Moreover, a technique of experimental evaluations has been applied as formal procedures are not sufficient to solve the problem. According to experts' opinion (being 82%) there are thirty junctions in Dnipro city which may be considered as calculation background. Other junctions should be considered as transit points. The paper has determined the most potential construction points for automatic compressor station gas fillers (ACSGF) in Dnipro city.

**Keywords:** flow-initiating and flow-receiving centres, transport network, ultimate goal, a technique of experimental evaluations, junction, street and road network.

АВТОР:

*КУЗНЕЦОВ Александр Петрович*, кандидат технических наук, доцент кафедры «Управління на транспорті», Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», e-mail: kuznetsov@dts.dp.ua.

АВТОР:

*КУЗНЕЦОВ Александр Петрович*, кандидат технических наук, доцент кафедры «Управление на транспорте», Государственный ВУЗ "Национальный горный университет", e-mail: kuznetsov@dts.dp.ua.

AUTHOR:

*Alexander KUZNETZOV*, PhD, Assoc. Professor of Transport Management Department, National Mining University, e-mail: kuznetsov@dts.dp.ua.

Стаття надійшла в редакцію 19.09.2016 р.



Кірічок О.Г.

*Національний університет водного господарства та природокористування*

## МЕТОДИЧНІ ОСНОВИ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПАСАЖИРСЬКИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ АВТОМОБІЛЬНИМ ТРАНСПОРТОМ

У статті наводяться вимоги до математичної моделі транспортних процесів та специфіка моделі пасажирських перевезень, її структура, а також проаналізовані шляхи і основні методи оптимізації пасажирських перевезень.

**Ключові слова:** пасажирські перевезення, математична модель, транспортні процеси, оптимізація системи транспортного обслуговування населення.

**Постановка проблеми.** При здійсненні аналізу процесів пасажирських перевезень за допомогою математичних методів через складність системи пасажирських перевезень необхідні ґрунтовні дослідження, що враховують пасажиропотоки, мережу транспортних маршрутів і зупинок, сукупність різновидів транспортних засобів і підприємств, що їх обслуговують.

У цьому зв'язку актуальним є завдання оптимізації технології та організації пасажирських перевезень.

У зв'язку з цим **метою роботи** є вивчення можливостей використання математичного моделювання з метою оптимізації системи транспортного обслуговування населення.

**Результати досліджень.** Відомо, що математичні моделі за призначенням перевезень поділяються на два види: моделі вантажних перевезень і моделі пасажирських перевезень [1]. Більш повно досліджені вантажні перевезення шляхом розв'язання транспортної задачі.

Функціонування такої системи в часі, наявність випадкових чинників, врахування інтересів пасажирів і транспортних підприємств, а також наявність значної кількості супутніх чинників свідчать про багатопараметричність моделі.

Виходячи з вимог до математичної моделі, модель пасажирських перевезень має бути динамічною, багатокритеріальною, керованою і мати стохастичні елементи [2]. Крім того, вона повинна враховувати наявність пасажирів різних категорій, проміжні і кінцеві пункти та різні види транспортних засобів.

Модель пасажирських перевезень на відміну від вантажних має специфіку:

- наявність декількох учасників процесу з таким, що не збігаються, і часто суперечливими інтересами (пасажирів і різні транспортні підприємства);
- існування багатьох функціоналів якості, що описують цілі різних учасників;
- тлумачення розв'язку задачі відрізняється від визначення оптимальних обсягів перевезень;
- різноманітність принципів оптимальної організації перевезень з урахуванням інтересів всіх учасників процесу;
- істотна мінливість в часі функціонування системи;
- нечіткість поняття «управління» і неявний характер залежності від сукупності параметрів та економічних показників системи;
- великий обсяг задачі (велика кількість маршрутів, зупинок, видів транспорту та ін.);
- необхідність врахування соціальних, технічних, нормативних чинників.

В зміст оптимізації організації пасажирських перевезень входять насамперед такі чинники:

- найкраще задоволення потреб пасажирів: мінімізація середнього часу очікування пасажирів на зупинках і часу в дорозі;
- підвищення якості обслуговування пасажирів: комфорт, відсутність відмов транспортних засобів, безпека руху;
- ефективна робота пасажирських автотранспортних підприємств: мінімізація збитків, максимізація сумарного обсягу перевезень пасажирів.

Оптимальний варіант пасажирських перевезень знаходять з урахуванням таких найістотніших нормативних і ресурсних обмежень:

- кількість і різновид пасажирських автотранспортних підприємств міста, району чи області;
- обмеженість парку транспортних засобів (типів, марок, кількості);
- місткість кожного виду транспортних засобів;

- попит населення міста на перевезення, дані по пасажиропотоках, кількість пасажирів на зупинках та ін.;
- фіксованість кількості і довжини маршрутів, а також кількості зупинок і відстаней між ними;
- середня швидкість руху кожного виду транспортних засобів;
- вартісні нормативи з придбання, змісту і технічного обслуговування транспортних засобів;
- штатний розклад і організація оплати праці тощо.

Кількість обмежень і передумов задачі математичного моделювання визначається змістом і глибиною досліджуваних питань.

Щоб знайти варіант оптимальної організації перевезень, передбачається застосування заходів, що виступають як компоненти важелів управління, а саме:

- розподіл існуючого парку транспортних засобів за маршрутами (за кількістю, видами і місткістю);
- складання графіків руху транспортних засобів по всіх маршрутах;
- встановлення вартості перевезень (тарифів) для різних груп пасажирів і видів транспорту.

З урахуванням різних умов діапазон вибору кожного з трьох компонентів управління є достатньо широким.

Розглянемо методичні основи математичного моделювання систем масового обслуговування на пасажирському транспорті детальніше.

В повсякденному житті і у виробничій діяльності широко розповсюджені системи, призначені для багаторазового розв'язання однотипних задач. Процеси, які при цьому виникають, отримали назву процесів обслуговування, а системи – систем масового обслуговування [3].

Системи масового обслуговування – це такі системи, до яких у випадкові моменти часу надходять замовлення на обслуговування, при цьому замовлення, що надійшли, обслуговуються за допомогою наявних у розпорядженні системи каналів обслуговування. Іноді системи обслуговування мають обмежені можливості щодо задоволення попиту, і це призводить до утворення черг. Задачі масового обслуговування розглядають питання утворення та функціонування черг, які виникають в повсякденному житті.

Черги виникають внаслідок того, що потік вимог (клієнтів) на обслуговування є випадковим і ним не можна управляти. Якщо кількість пристроїв обслуговування досить велика, то черги виникають рідко, однак при цьому неминучі довготривалі простоя обладнання. З іншого боку, якщо недостатня кількість пристроїв обслуговування, створюються черги і можливі великі втрати внаслідок очікування. В задачах масового обслуговування часто необхідно визначити, яка кількість пристроїв масового обслуговування необхідна, щоб мінімізувати сумарні втрати, що очікуються від несвоечасного обслуговування та простою обладнання.

Математична модель системи масового обслуговування включає такі елементи:

- вхідний потік вимог, що надходять на обслуговування;
- черга, яка складається з вимог, що очікують на обслуговування;
- система обслуговування;
- вихідні потоки обслужених, втрачених вимог та вимог, що надходять на повторне обслуговування;
- характеристики якості системи;
- механізм (дисципліна) обслуговування.

Структура системи масового обслуговування наведена на рис. 1.

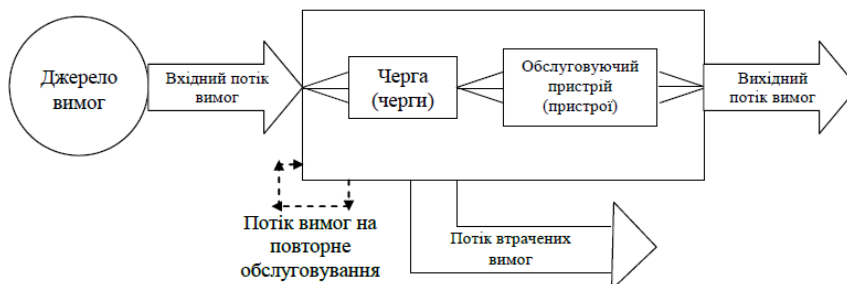


Рис. 1. Структура системи масового обслуговування

Системи масового обслуговування класифікуються за різноманітними ознаками [5]. За складом вони поділяються на одноканальні (з одним обслуговуючим пристроєм) та багатоканальні (з декількома паралельними обслуговуючими пристроями).

Моделювання роботи платформ доцільно проводити із використанням математичного апарату теорії масового обслуговування [6]. Розглянемо найпростіший варіант системи масового обслуговування – одноканальну систему масового обслуговування з обмеженням на довжину черги. Граф стану даної системи наведений на рис. 2. Каналом обслуговування в даному випадку виступає платформа відправлень, потік вхідних заявок на обслуговування – це транспортні засоби, які подаються для посадки пасажирів. За параметр вихідного потоку (потік обслужених заявок) будемо приймати кількість транспортних засобів, які від'їжджають із платформи після проведення посадки пасажирів.

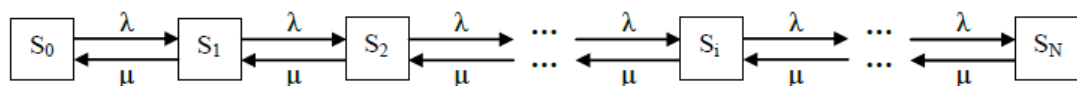


Рис. 2. Граф стану одноканальної СМО с обмеженим очікуванням

Стани системи масового обслуговування мають таку інтерпретацію:

- $S_0$  – «канал вільний»;
- $S_1$  – «канал зайнятий» (черги немає);
- $S_2$  – «канал зайнятий» (одне замовлення знаходиться в черзі);
- $S_i$  – «канал зайнятий» ( $i$ -те замовлення знаходиться в черзі);
- $S_N$  – «канал зайнятий» ( $N$ -не замовлення знаходиться в черзі).

Пасажирський комплекс транспортної галузі є однією з тих сфер діяльності, де у процесі розвитку ринкових відносин зберігають свою актуальність проблеми відшукування оптимального поєднання вільного підприємництва і державного регулювання. Основним завданням державного регулювання та контролю у сфері пасажирського автомобільного транспорту є створення умов безпечного, якісного й ефективного перевезення пасажирів, надання додаткових транспортних послуг.

Послугами автомобільного транспорту за 2015 р. скористалися більше 3,3 млрд пасажирів, що на 3,2% менше, ніж за 2014 р. Аналогічну тенденцію на ринку пасажирських перевезень спостерігаємо і в Рівненській області зокрема. Так, пасажирооборот автомобільного транспорту станом на січень 2016 року становить 102,9 млн пас.-км, що на 0,6% менше, ніж за аналогічний період 2014 року. Регулярним автобусним сполученням охоплені всі міста та 98,2% сільських населених пунктів. Проблемами пасажирського транспорту загального користування Рівненської області є організація пільгових перевезень, застарілий парк транспортних засобів, стан автомобільних доріг у сільській місцевості тощо.

Використання досвіду вирішення проблем пасажирського транспорту в країнах Європейського Союзу за допомогою організаційних і економічних механізмів забезпечення транспортним сполученням регіонів із низькою щільністю населення дозволить оптимізувати систему транспортного обслуговування населення.

Оптимізація автобусних маршрутів – вибір і обґрунтування раціональної траси, напрямків руху, кінцевих пунктів і проміжних зупинок повинно проводитися з особливою ретельністю і необхідним техніко-економічним обґрунтуванням, оскільки система автобусних маршрутів робить значний вплив як на умови і зручності перевезення пасажирів, швидкість і безпеку руху, режим праці автобусних бригад, так і на ефективність використання автобусів. Вибір напрямків руху автобусів, а також кінцевих і проміжних пунктів маршруту здійснюється відповідно до потреб населення в перевезеннях. При цьому пасажиропотік повинен бути достатньо стійкий на всій протяжності маршруту.

При виборі оптимального варіанту і обґрунтуванні раціональної системи автобусних маршрутів враховуються такі загальні вимоги [6]:

- кінцеві пункти автобусних маршрутів, як правило, встановлюють у місцях великого припливу і скупчення пасажирів, до яких відносяться вокзали, пристані, ринки, стадіони, парки, театри, промислові підприємства, станції метро тощо. На кінцевих пунктах маршруту повинні бути обладнані майданчики для розвороту і відстію автобусів;

- всі найголовніші пункти масового скупчення пасажирів за наявності постійного пасажиропотоку повинні мати по можливості транспортний зв'язок по найкоротших напрямках, що забезпечить населенню мінімальні витрати часу на поїздки і збільшить приплив пасажирів;

- система автобусних маршрутів повинна відповідати основним напрямкам слідування пасажирів та забезпечувати їм поїздку по можливості без пересадок;

- автобусні маршрути встановлюють за наявності досить впорядкованого дорожнього полотна, відповідного правилам технічної експлуатації рухомого складу автомобільного транспорту, з урахуванням ширини поздовжнього профілю вулиць, а також експлуатаційно-технічної характеристики рухомого складу;

- автобусні маршрути приміського сполучення мають бути узгоджені між собою і з маршрутами інших видів пасажирського транспорту, із залізничним сполученням, водним та повітряним пасажирським транспортом, а також з маршрутами міжміських автобусних сполучень;

- протяжність автобусних маршрутів встановлюють відповідно до розмірів та планування території. При цьому враховується, що затримки автобусів на шляху прямування протягом рейсу повинні бути мінімальними, а наповнення автобусів має бути рівномірним на всій довжині маршруту.

При формуванні приміської пасажирської транспортної мережі повинні враховуватися інтереси жителів усіх населених пунктів району і передмістя. Необхідно виключити дублювання маршрутів, а також врахувати можливість повного контролю над перевізниками диспетчерською службою. Важливою вимогою є зручність пересадок пасажирів з одного маршруту на інший. Вузлові пункти пересадок повинні бути обладнані відповідно до транспортного і пасажирського потоків [7].

Передумови вдосконалення системи пасажирських перевезень:

1. Органи виконавчої влади та місцевого самоврядування зобов'язані забезпечити виконання соціальних гарантій щодо найменш забезпечених верств населення.

2. Ринок пасажирських автомобільних перевезень може бути прибутковим.

3. При правильному менеджменті органи виконавчої влади та місцевого самоврядування можуть забезпечити всіх жителів району необхідною кількістю і якістю транспортних послуг.

4. При виконанні необхідного обсягу перевезень можливе зниження інтенсивності руху, підвищення безпеки перевезень та зниження тарифу на них.

5. Місцевий бюджет може отримувати додатковий дохід від передачі перевізникам права користування міським простором, більш повної сплати податків і введення нових податків.

Передбачається, що для досягнення зазначених цілей, в першу чергу, необхідно створення колегіального органу в структурі місцевої адміністрації, у віданні якого перебували б питання транспортного обслуговування населення. Така рада буде створена з метою об'єднання зусиль органів місцевого самоврядування в питаннях забезпечення стабільної роботи та підвищення ефективної діяльності пасажирського транспорту. Основними завданнями якої, на нашу думку, повинні бути наступні:

1. Виявлення проблем в організації транспортного обслуговування населення.

2. Стратегічне планування вдосконалення діяльності громадського транспорту.

3. Розробка основних напрямів стратегії забезпечення діяльності транспортних підприємств та установ.

4. Розробка пропозицій щодо фінансування з бюджету діяльності громадського транспорту.

5. Підготовка рекомендацій щодо ефективного використання майнового комплексу, оперативного управління, підвищення доходів транспортних підприємств і установ при здійсненні статутної діяльності, зниження собівартості перевізної та іншої виробничої діяльності транспортних підприємств та установ і підвищенню їх рентабельності, розподілу доходів від діяльності приватних транспортних підприємств, організації та контролю руху фінансових потоків, залучення кредитних ресурсів для забезпечення діяльності транспорту загального користування, оновлення рухомого складу транспортних підприємств.

6. Розробка умов здачі в оренду майна міста, пов'язаного з транспортним обслуговуванням населення.

7. Розробка концепції конкурсу на право виконання пасажирських перевезень по маршрутній мережі району.

8. Розробка методики проведення заходів з контролю над виконанням перевізниками договірних умов з транспортного обслуговування пасажирів тощо.

Загальною характерною рисою маршрутних мереж середніх і малих адміністративних районів, є труднощі у впровадженні нових і зміні функціонуючих маршрутів внаслідок обмеженої можливості транспортної мережі і сформованих нечисленних напрямків транспортних потоків.

Для підвищення ефективності використання рухомого складу та праці водіїв, зниження витрат часу пасажирами на поїздки, на обраних варіантах маршрутної мережі проводиться розробка комбінованого режиму руху автобусів на маршрутах. Режим руху автобусів на маршруті може змінюватися по днях тижня (робочі, вихідні) і в різні періоди доби.



**Висновки.** Таким чином, виходячи з вимог до математичної моделі, розглянуто методичні основи математичного моделювання пасажирських перевезень. На основі вище розглянутого дійшли висновку, що модель пасажирських перевезень має бути динамічною, багатокритеріальною, керованою і мати стохастичні елементи.

Щоб знайти варіант оптимальної організації перевезень, передбачається використання заходів, що виступають як компоненти важелів управління, а саме: розподіл існуючого парку транспортних засобів за маршрутами, складання графіків руху транспортних засобів по маршрутах, встановлення вартості перевезень (тарифів) для різних груп пасажирів і видів транспорту.

1. Гнеденко Б.В., Коваленко И.Н. Введение в теорию массового обслуживания. – М.: Наука, 1987. – 458 с.
2. Галушко В.Г. Случайные процессы и их применение на автотранспорте / Под ред. И.Н. Коваленко. – К.: Вища школа, 1980. – 272 с.
3. Лабскер Л.Г., Бабешко Л.О. Теория массового обслуживания в экономической сфере: Учеб. пособие для вузов. – М.: Банки и биржи, ЮНИТИ, 1998. – 319 с.
4. Таха Х.А. Введение в исследование операций (пер. с англ. Минько А.А.) Изд. 7-е. – М.: Вильямс, 2005. – 912 с.
5. Кристопчук М.Є., Кравець О.М., Яремчук В.Л. Моделювання роботи автовокзалу з використанням апарату теорії масового обслуговування // Вісник НУВГП. Збірник наукових праць. – Вип. 2 (46). – Рівне: НУВГП, 2009. – С. 336-344.
6. Фаттахова А.Ф. Оптимизация структуры парка и расписания работы автобусов на пригородных сезонных маршрутах г. Оренбурга. – Вестник ОГУ № 10(129)/октябрь 2011. – С. 54-58.
7. Ларіна Р.Р., Кристопчук М.Є., Кірічок О.Г. Ймовірнісне моделювання роботи автовокзалу: Збірник науково-практичних статей «Вісник економіки транспорту і промисловості». – Вип. 43. – Х.: УкрДАЗТ, 2013. – С. 45-50.

## REFERENCES

1. Gnedenko B., Kovalenko I. (1987). *Introduction to the theory of mass service*. [Vvedeniye v teoriyu massovogo obsluzhivaniya]. Moscow: Nauka Publ., 458 p.
2. Galushko V. (1980). *Random processes and their application on a vehicle*. [Sluchaynyye protsessy i ikh primeneniye na avtotransporte] / Ed. Kovalenko. Kyiv, Higher School Publ., 272 p.
3. Labsker L., Babeshko L. (1998). *Theory of mass service in the economic sphere* [Teoriya massovogo obsluzhivaniya v ekonomicheskoy sfere], *Textbook. manual for university*. Moscow, Banks and exchange, UNITY Publ., 319 p.
4. Taha H. (2005). *Introduction to Operations Research* [Vvedenie v issledovanie operaciy] (trans. From English. Minko A.) Univ. 7th. Moscow, Williams Publ., 912 p.
5. Krystopchuk M., Kravets O. Yaremchuk V. *Simulation of the bus system using queuing theory* [Modeljvannia roboty avtovokzalu z vykorynniam aparatu teorii masovogo obslugovuvannia] // Bulletin NUWEE. Collected Works. – Vol. 2 (46). – Rivne: NUWEE, 2009. – P. 336-344.
6. Fattakhova A. *The fleet structure optimizing and timetable of the buses on suburban routes seasonal Orenburg* [Optimizacia struktury parka i raspisanja roboty avtobusov na prigorodnyh sezonnyh marshrutah g. Orenburga]. – Last number number 10 (129) / October 2011. – P. 54-58.
7. Larina R., Krystopchuk M., Kirichok O. *Probabilistic modeling of bus* [Ymovirnisne modeluvannia roboty avtovokzalu]: Collection of scientific papers "Journal of Economics and transportation industry." – Vol. 43. – Kh.: UkrDAZT, 2013. – P. 45-50.

**Кірічок А.Г. Методические основы математического моделирования пассажирских перевозок автомобильным транспортом.**

В статье приводятся требования к математической модели транспортных процессов и специфика модели пассажирских перевозок, её структура, а также проанализированы пути и основные методы оптимизации пассажирских перевозок.

**Ключевые слова:** пассажирские перевозки, математическая модель, транспортные процессы, оптимизация системы транспортного обслуживания населения.

**O. Kirichok. Methodical bases of mathematical modeling for passengers' carriage by automobile transport.**

The requirements of transport processes mathematical models are presented in the article. The specific and structure of passenger traffic mathematical models are considered. The ways of optimization techniques and basic passenger traffic is proposed.

**Keywords:** passenger transport, mathematical model, transportation processes, optimization of transport services.

АВТОР:

**КІРІЧОК Олександр Георгійович**, кандидат технічних наук, доцент кафедри транспортних технологій і технічного сервісу, Національний університет водного господарства та природокористування, e-mail: [kirichokolexandr@gmail.com](mailto:kirichokolexandr@gmail.com)

АВТОР:

**КИРИЧОК Олександр Георгиевич**, к.т.н., доцент кафедри транспортних технологій і технічного сервісу, Національний університет водного господарства та природокористування, e-mail: [kirichokolexandr@gmail.com](mailto:kirichokolexandr@gmail.com)

AUTHOR:

**Oleksandr KIRICHOK**, PhD in Engineering, Assoc. Professor of Transport Technology and Service Department, National University of Water and Environmental Engineering, e-mail: [kirichokolexandr@gmail.com](mailto:kirichokolexandr@gmail.com)

Стаття надійшла в редакцію 16.10.2016р.

Леонт'єв<sup>1</sup> Д.М., Дячук<sup>2</sup> М.В., Лиходій<sup>2</sup> О.С., Малий<sup>2</sup> В.М., Мережко<sup>2</sup> С.В.  
<sup>1</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет  
<sup>2</sup>ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»

## МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ МАКСИМАЛЬНИХ ЗНАЧЕНЬ ТЕОРЕТИЧНО НЕОБХІДНИХ КУТІВ ПОВОРОТУ КОЛІС НАПІВПРИЧЕПІВ

Запропонована методика визначення максимальних кутів повороту коліс керованих мостів напівпричепів за умов виконання вимог DIRECTIVE 2002/7/EC. Для цього, точка задавання траєкторії повинна знаходитись у геометричному центрі ведучого моста тягача (4×2), а точка слідування траєкторією на деякій відстані від заднього габариту напівпричепу. Встановлено характерну залежність зазначеної відстані від відносного параметру геометричних розмірів ланок автопоїзда.

**Ключові слова:** автопоїзд, керований напівпричіп, маневреність, кути повороту коліс, криволінійний рух, траєкторія, вісь нейтральної поворотності.

**Постановка проблеми.** Числові значення максимальних кутів повороту виконуючих елементів (ВЕ) системи керування поворотом СКП заданої причіпної ланки (ПЛ) залежать від розміщення керованих мостів відносно миттєвого центру повороту (МЦП) автопоїзду (АП) та конструктивних їх можливостей. Розглянемо механізм визначення координат розташування МЦП АП. Аналіз як вітчизняних, [2, 3], так і закордонних, [4], досліджень з цього приводу виявив відсутність не тільки методики, а й будь-яких рекомендацій щодо вирішення цього питання на початковій стадії. Так, автори робіт [1-3] пропонують визначати співвідношення кутів повороту ВЕ СКП ПЛ в залежності від передаточного відношення приводу, як функції геометричних, інерційних та експлуатаційних параметрів АП, або від режимного параметру (відношення кутової швидкості повороту керованих коліс ведучої ланки АП до його лінійної швидкості руху). Д. Себон у своїй роботі, [4], запропонував формування алгоритму керування поворотом ВЕ СКП ПЛ автопоїзду здійснювати за умови (рис. 1, б) повторення траєкторії руху центру зчїпки ланок автопоїзду (точка задавання траєкторії (ТЗТ) центром заднього габариту ПЛ (точка слідування траєкторії (ТСТ)). Але, для практичного використання цієї ідеї з метою визначення максимальних значень кутів повороту ВЕ ПЛ не вистачає додаткових умов. Пропонується, в якості такої умови прийняти одне з обмежень, регламентоване DIRECTIVE 2002/7/EC, а саме – внутрішній габаритний радіус  $R_{вг} = 5,3$  м. Якість визначення координат розташування МЦП буде оцінюватись іншим обмеженням зазначеної директиви – зовнішнім габаритним радіусом  $R_{зг} = 12,5$  м.

У зв'язку з цим **метою роботи** є розробка методики визначення максимальних кутів повороту виконуючих елементів керованих напівпричепів, та визначення закономірностей між параметрами компоновки автопоїзда та параметрами, які визначаються за методикою, що пропонується.

**Результати досліджень.** Додавимо до існуючих визначень параметрів маневреності АП, [1], ще один параметр – вісь нейтральної поворотності (ВНП) – це пряма, вдовж якої переміщується МЦП при складанні ланок АП на різні кути. До того ж, графічним способом доведено наступне: від кута складання АП, будуючи коло через дві фіксовані точки, дотичне до подовжньої осі тягача, залежить відстань від отриманого (центр збудованого кола) МЦП до внутрішнього габариту напівпричепу. Для формування рис. 1 використані геометричні параметри АП DAF XF-95 + Fliegl, крім того, для ПЛ замість підтримуючих мостів при збереженні колії коліс та місця їх розташування використаємо керовані з поворотними колесами в якості ВЕ СКП за умови розташування шворнів під прямим кутом до опорної поверхні на відстані 134 мм від осі балки моста та 1456 мм між собою. Зважаючи на вище сказане, запропонуємо послідовність визначення максимальних значень кутів повороту ВЕ СКП ПЛ:

1) виконати креслення АП у масштабі (вид зверху) з урахуванням наступних умов: подовжні осі його ланок повинні співпадати, на кресленні відобразити габарити ланок АП, розташування керованих мостів із зазначенням центрів повороту ВЕ та некерованих, центр зчїпки АП;

2) до схеми додати пряму лінію на відстані 5,3 м від внутрішнього габариту ПЛ у напрямку можливого розташування МЦП паралельно подовжній осі АП;

3) графічним способом повернути ведучу ланку АП відносно центру зчїпки на будь-який кут при фіксованому положенні ПЛ;

4) попередньо приймемо місце розташування ТСТ у задньому звису ПЛ на її подовжній осі, або з рис. 3;



5) намалюємо коло, що проходить через ТЗТ (центр заднього моста двовісного тягача або точка, що знаходиться на рівній відстані між двома некерованими мостами тривісного тягача) та ТСТ, дотичне до подовжньої осі тягача;

6) отримана вертикальна вісь збудованого кола і є ВНП АП, перетинання її з горизонтальною лінією (другий пункт) дає МЦП, який визначає максимальні кути повороту ВЕ СКП ПЛ, дотримуючись вимоги DIRECTIVE 2002/7/EC;

7) графічним способом повернути ведучу ланку АП відносно центру його складання при фіксованому положенні ПЛ на кут, який забезпечить положення відрізка від МЦП до ТЗТ під прямим кутом до осі тягача;

8) перевірити дотримання другої вимоги DIRECTIVE 2002/7/EC ( $R_{zg} = 12,5$  м), збудувавши коло відносно знайденого МЦП, дотичне до найбільш виступаючого зовнішнього габариту АП (рішення є прийнятним, якщо це коло дотичне одразу до зовнішніх габаритів ведучої та веденої ланок АП, якщо цього не вдається, необхідно повторити виконання пунктів від четвертого до восьмого, змінивши розташування ТСТ вдовж осі ПЛ);

9) максимальні кути повороту ВЕ визначаються за умови їх повороту відносно центрів (шворневі вузли) таким чином, щоб поперечна вісь контакту шини з опорною поверхнею в її площині проходила через МЦП. Надалі, знайдені значення максимальних кутів повороту можуть бути обмежені конструктивними можливостями балки керованого моста, при цьому зміщується МЦП від внутрішнього габариту ПЛ, та повторно виконуються сьомий та восьмий пункти.

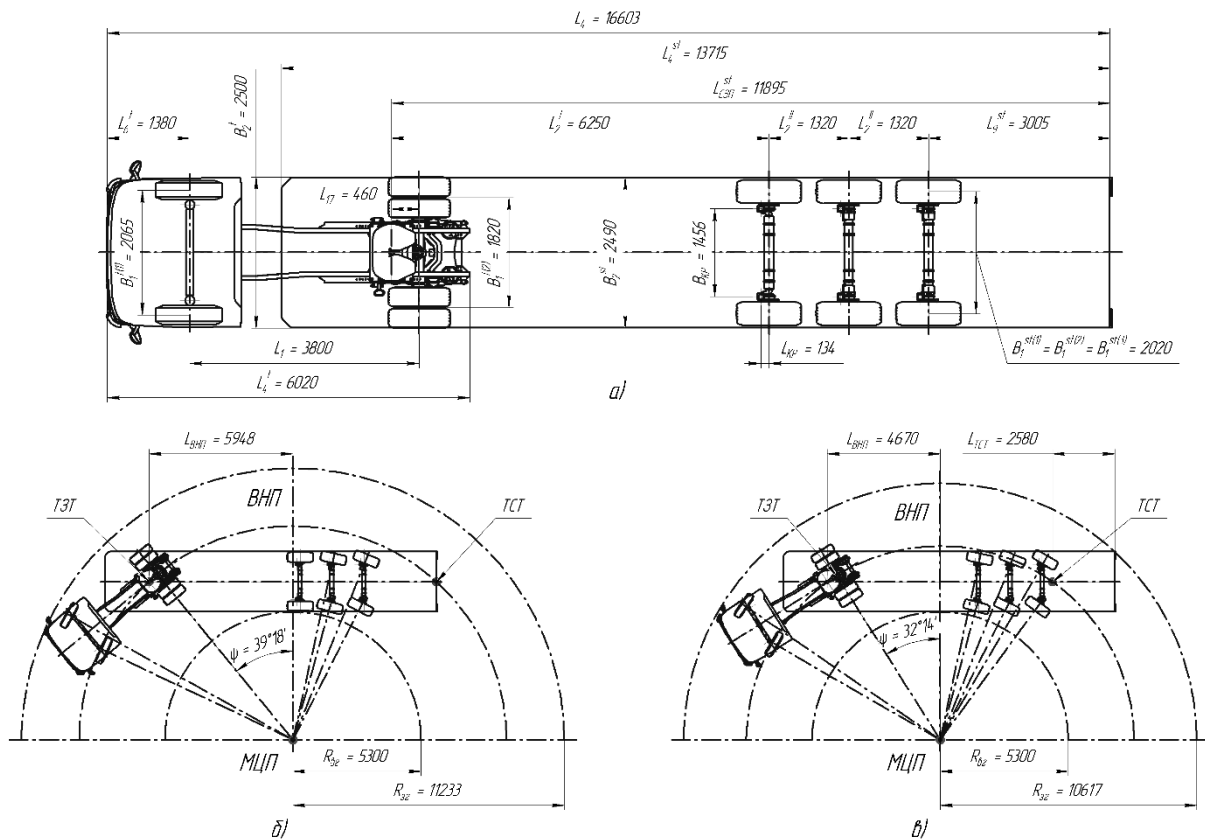


Рисунок 1. Визначення максимальних значень кутів повороту ВЕ СКП ПЛ за рекомендаціями D. Sebon та методикою, що пропонується

Так, для заданого АП, виконання вимог DIRECTIVE 2002/7/EC здійснюється за умови розташування ТСТ на відстані від заднього габариту ПЛ – 2580 мм (рис. 1, в), що дозволило визначити розташування ВНП на відстані 4670 мм від центру зчипки АП, та максимальні кути повороту коліс ПЛ (табл. 1).

До того ж, запропонована методика забезпечує зменшення зовнішнього габаритного радіусу повороту АП на 5,5 % у порівнянні з тим же параметром, визначеним за методикою D. Sebon. Також, її можна використовувати як попередній етап при розробці схем компоновки як напівпричепу так і тягача.

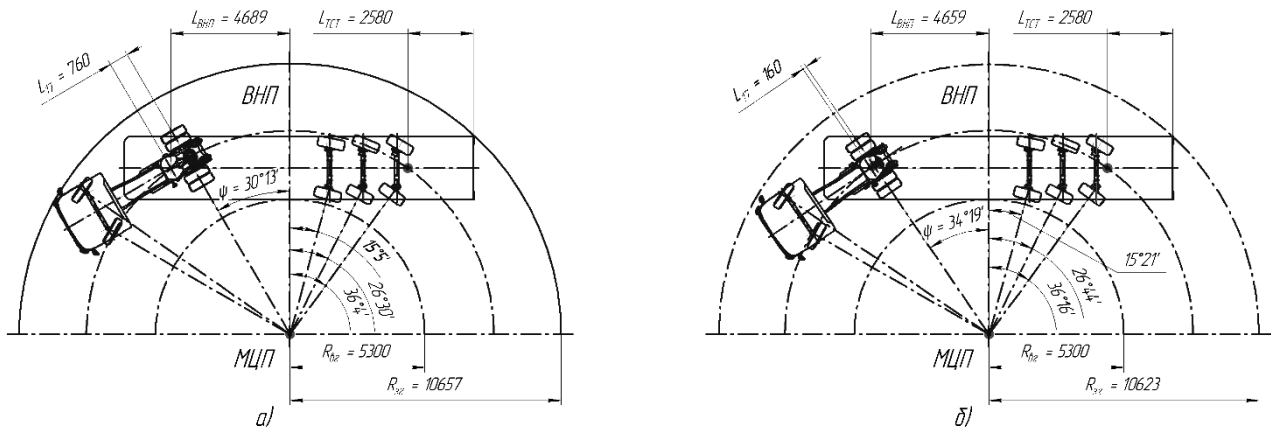
Таблиця 1.

## Максимальні значення кутів повороту коліс ПЛ.

Методика	Перший міст		Другий міст		Третій міст	
	$\Theta_{зб(max)}^{st1}$	$\Theta_{вн(max)}^{st1}$	$\Theta_{зб(max)}^{st2}$	$\Theta_{вн(max)}^{st2}$	$\Theta_{зб(max)}^{st3}$	$\Theta_{вн(max)}^{st3}$
за Д. Себон	$0^\circ$	$0^\circ$	$12^\circ 36'$	$15^\circ 39'$	$22^\circ 7'$	$26^\circ 59'$
запропонована	$12^\circ 18'$	$15^\circ 16'$	$21^\circ 50'$	$26^\circ 39'$	$30^\circ 16'$	$36^\circ 12'$

Для спрощення механізму попереднього визначення координат розташування ВНП знайдемо взаємозв'язок між відстанню  $L_{TCT}$  та геометричними параметрами АП, до яких можна віднести: габаритні розміри як окремих ланок так і всього АП ( $L_4$ ), відстань від осі ведучого моста тягача до центру сидельно-зчіпного пристрою ( $L_{I7}$ ), габаритна ширина кожної з ланок АП ( $B_2$ ), а також, відстань від центру зчіпки АП до найбільшого габариту відповідної його ланки ( $L_{C3П}$ ). Проаналізуємо можливість використання цих параметрів. Габаритна ширина АТЗ одного класу майже не відрізняється, тому цей параметр використовувати для нашої задачі не доцільно. Габаритну довжину, як параметр, теж не зручно використовувати, тому що при одних і тих же параметрах габаритної довжини як окремих ланок, так і АП у цілому результат визначення  $L_{TCT}$  буде залежить від розташування точки зчіпки. Що стосується інших параметрів, то вони використовуються при визначенні координат ВНП та, звісно, впливають на результат, надалі оцінимо величину їх впливу.

Для заданого АП зафіксуємо параметри  $L'_{C3П}$  та  $L^{st}_{C3П}$ , а подовжню базу тягача та автоматично параметр  $L_{I7}$  змінимо на 300 мм у двох напрямках (діапазон значень цього параметру для існуючих тягачів – 100...740 мм), до того ж, для тягача передбачено декілька місць розташування сидельно-зчіпного пристрою, графічно визначимо, на яку величину зміниться  $R_{3c}$  (рис. 2).

Рисунок 2. – Визначення впливу параметру на величину  $L_{TCT}$ 

Як видно з рис. 2, а, при збільшенні  $L_{I7}$  на 300 мм та фіксованому значенні  $L_{TCT} = 2580$  мм величина зовнішнього габаритного радіусу повороту АП збільшилась на 0,38 %, максимальне зменшення кута повороту ВЕ СКП ПЛ склало  $11'$ , кут складання зменшився на  $2^\circ$  у порівнянні з базовим варіантом (рис. 1, в); при зменшенні  $L_{I7}$  на 300 мм (рис. 2, б) та фіксованому значенні  $L_{TCT} = 2580$  мм величина зовнішнього габаритного радіусу повороту АП збільшилась на 0,06%, максимальне збільшення кута повороту ВЕ СКП ПЛ склало  $5'$ , кут складання збільшився на  $2^\circ$  у порівнянні з базовим варіантом (рис. 1, в). Тобто, параметр  $L_{I7}$  мало впливає на визначення  $L_{TCT}$ , залишилися тільки два параметра  $L'_{C3П}$  та  $L^{st}_{C3П}$ . Для зручності проаналізуємо залежність  $L_{TCT}$  від відносного параметру  $L'_{C3П}/L^{st}_{C3П}$ , отримавши регресійні залежності для двох компоновок тягача – капотної та безкапотної (рис. 3). Задача вирішувалась графічним способом за методикою, що пропонується, у наступній послідовності. Для статистичного дослідження вибрані чотирнадцять напівпричепів різного призначення окрім важковозів. До кожної ПЛ, враховуючи вимоги ГОСТ 12105-74, вибрані сидельні тягачі капотної та безкапотної компоновок за наступними критеріями: допустиме навантаження на сидельно-зчіпний пристрій тягача, типорозмір шин, безпечні відстані між тягачем та ПЛ при складанні АП. Наступним етапом, виконуючи усі пункти

запропонованої методики, знайдені координати розташування ТСТ, за якими збудований графік (рис. 3).

Параметр  $L_{ТСТ}$ , отриманий з графіка (рис. 3), є початковим, та потребує подальшого уточнення при графічному вирішенні задачі.

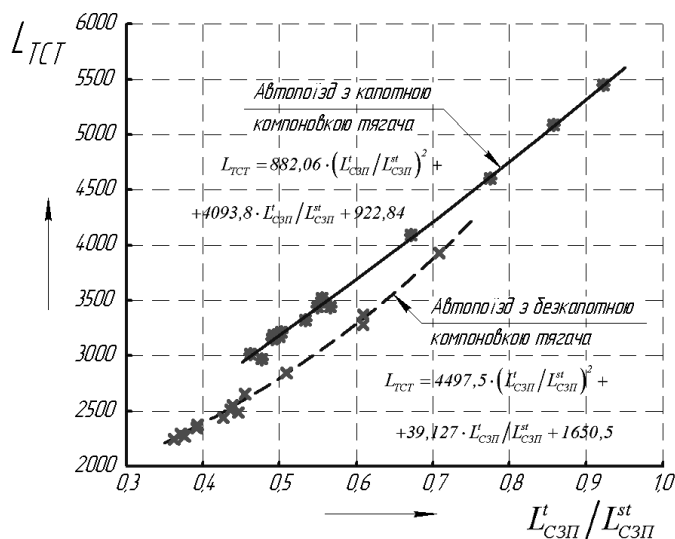


Рисунок 3. – Регресійні залежності розташування ТСТ в залежності від геометричних параметрів ланок АП:

**Висновки.** Статистичне дослідження довело дієздатність запропонованої методики визначення максимальних значень теоретично необхідних кутів повороту виконуючого елемента керованих напівпричепів. Отримані залежності (рис. 3) стануть у нагоді для попереднього визначення розташування миттєвого центру повороту автопоїзда.

1. Закин Я. Х. Маневренность автомобилей и автопоездов [Текст] / под общ. ред. Я. Х. Закина. – М.: Транспорт, 1986, – 137 с.

2. Поляков В. М. Математичне моделювання руху багатоланкових автопоїздів [Текст] / В. М. Поляков, О. М. Тімков, Д. Ю. Приходченко, М. І. Файчук // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. Науковий журнал. – Луганськ: ВСНУ ім. В. Даля, 2009. – №11(141). – С. 145-151.

3. Сахно В. П. К определению параметров закона управления полуприцепом седельного автопоезда / В. П. Сахно, В. М. Поляков, В. И. Сирота, В. М. Босенко, П. О. Гуменюк // Управление проектами, системный анализ и логистика. – К.: НТУ – 2013. – Вып. 12

4. Cheng C. «Improving roll stability of articulated heavy vehicles using active semi-trailer steering» [Text] / C. Cheng, D. Cebon // Vehicle System Dynamics. – 2008. –Vol. 46, Issue S1 & 2. – P. 373-388.

## REFERENCES

1. Zakin, IY. Maneuverability of vehicle and articulated vehicle [Text] / under total. Ed. Zakin, IY. - M.: Transport, 1986 - 137 p.

2. Polyakov, V. Mathematical modeling of multiple-link articulated vehicle [Text] / Polyakov, V. & Timkov, V. & Prikhodchenko, D. & Faychuk, M. // Journal of East Ukrainian National University. V. Dal. Science journal.- Luhansk: VSNU IM. Dal, 2009. - №11 (141). - P. 145-151.

3. Sakhno, V. Determination of the parameters of the control law the semitrailer of the tractor-semi-trailer articulated vehicle / Sakhno, V. & Polyakov, V. & Sirota, V. & Vosenko, V. & Gumenyuk, P. // Project Management, systems analysis and logistics. - K.: NTU - 2013 - Vol. 12

4. Cheng C. «Improving roll stability of articulated heavy vehicles using active semi-trailer steering» [Text] / C. Cheng, D. Cebon // Vehicle System Dynamics. – 2008. –Vol. 46, Issue S1 & 2. – P. 373-388.

**Леонтьев Д. Н., Дячук М. В., Лиходей А. С., Мальный В. Н., Мережко С. В. Методика определения максимальных значений теоретически необходимых углов поворота колес полуприцепов.**

Предложена методика определения максимальных углов поворота колес управляемых мостов полуприцепов по условию выполнения требований DIRECTIVE 2002/7/ЕС. Для этого, точка задания траектории должна находиться в геометрическом центре ведущего моста тягача (4Ч2), а точка следования траекторией на некотором расстоянии от заднего габарита полуприцепа. Установлена зависимость указанного расстояния от относительного параметра геометрических размеров звеньев автопоезда.

**Ключевые слова:** автопоезд, управляемый полуприцеп, маневренность, углы поворота колес, криволинейное движение, траектория, ось нейтральной поворачиваемости.

***D. Leontiev, M. Dyachuk, O. Likhodiy, V. Malyi, S. Merezhko. Technique to determine the maximum value of the theoretical-needed trailer wheel steering angle.***

The present article suggests the technique to determine the maximum steering angle of the steerable axle wheels for semi-trailer in accordance with DIRECTIVE 2002/7/EC. Therefore the lead point sets as a geometrical centre of the tractor driving axle (4Ч2) and the follow point locates at uncertain distance toward the mid point of the rear end of the trailer. As results established relations between above-mentioned distance and relative parameter of the geometrical dimensions of the articulated vehicle components.

**Keywords:** the articulated vehicle, the steerable semi-trailer, the maneuverability, the steering angle of the wheels, the curved motion, the trajectory, the neutral-steering axis.

**АВТОРИ:**

*ЛЕОНТЬЄВ Дмитро Миколайович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобілі», Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: *a3alij@i.ua*

*ДЯЧУК Максим Вікторович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Експлуатації та ремонту машин», ДВНЗ ПДАБА, e-mail: *m\_dyachuk@mail.ru*

*ЛИХОДІЙ Олександр Сергійович*, асистент кафедри «Експлуатації та ремонту машин», ДВНЗ ПДАБА, e-mail: *a\_lichodey@mail.ru*

*МАЛИЙ Віктор Миколайович*, студент четвертого курсу спеціальності «Автомобілі та автомобільне господарство» ДВНЗ ПДАБА, e-mail: *VictorMaly@outlook.com*

*МЕРЕЖКО Сергій Володимирович*, студент четвертого курсу спеціальності «Автомобілі та автомобільне господарство» ДВНЗ ПДАБА, e-mail: *neimlolz@gmail.com*

**АВТОРЫ:**

*ЛЕОНТЬЄВ Дмитрий Николаевич*, к.т.н., доцент кафедры «Автомобили», Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, e-mail: *a3alij@i.ua*

*ДЯЧУК Максим Викторович*, к.т.н., доцент кафедры «Эксплуатации и ремонта машин», ГВУЗ ПГАСА, e-mail: *m\_dyachuk@mail.ru*

*ЛИХОДЕЙ Александр Сергеевич*, ассистент кафедры «Эксплуатации и ремонта машин», ГВУЗ ПГАСА, e-mail: *a\_lichodey@mail.ru*

*МАЛЫЙ Виктор Николаевич*, студент четвертого курса специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» ГВУЗ ПГАСА, e-mail: *VictorMaly@outlook.com*

*МЕРЕЖКО Сергей Владимирович*, студент четвертого курса специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» ГВУЗ ПГАСА, e-mail: *neimlolz@gmail.com*

**AUTHORS:**

*Dmitriy LEONTIEV*, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of «Automotive vehicle» Department, Kharkov National Automobile and Highway University, e-mail: *a3alij@i.ua*

*Maksym DYACHUK*, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of «Operation and Maintenance of Machines» Department, Prydniprov'ska State Academy of Civil Engineering and Architecture, e-mail: *m\_dyachuk@mail.ru*

*Oleksandr LIKHDIY*, Assistant of «Operation and Maintenance of Machines» Department, Prydniprov'ska State Academy of Civil Engineering and Architecture, e-mail: *a\_lichodey@mail.ru*

*Viktor MALYI*, A IV course student of the faculty of «Automobile and Automotive management» of Prydniprov'ska State Academy of Civil Engineering and Architecture, e-mail: *VictorMaly@outlook.com*

*Sergiy MEREZHKO*, A IV course student of the faculty of «Automobile and Automotive management» of Prydniprov'ska State Academy of Civil Engineering and Architecture, e-mail: *neimlolz@gmail.com*

Стаття надійшла в редакцію 27.09.2016 р.

Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Казмірчук П.В.  
*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя*

## ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РОЗТОЧНИХ ГОЛОВОК ДЛЯ БЛОКІВ ЦИЛІНДРІВ

Приведена конструкція пристрою для розточування гільз блоків циліндрів. Приведені графічні залежності зміни  $Sp/Sш$  від кута розміщення шарнірів у РГ і залежність величини подачі різця від глибини розточування. Циліндри блоків двигунів є головною відповідальною частиною і їх стан в значній мірі визначає поступність двигуна і справність його роботи. Режими різання при розточуванні 190...250об/хв., подачі 0,125...0,2мм/об. і глибини різання 0,5мм твердосплавним різцем ВК2. Тонке розточування ведеться при швидкостях різання 120...1000м/хв., подачах 0,02...0,12мм/об., глибиною різання 0,05...0,3мм. Таке розточування забезпечує точність обробки в межах границі точності Н6-Н7 з шорсткістю  $Ra=0,7$ мм. Хонінгування забезпечує шорсткість  $Ra=0,2...0,5$ мкм, що відповідає 6-7 квалітету точності.

**Ключові слова:** розточна головка, блок циліндра, технологічний процес, режими різання.

**Постановка проблеми.** Зростання вимог до сучасних автомобілів пов'язано з підвищенням експлуатаційної надійності і довговічності, безпеки руху, екологічності й зниження експлуатаційних вимог викликає необхідність постійного підвищення якості роботи усіх їхніх систем, що забезпечують при конструюванні та виготовленні, підтримується на досягнутому рівні процесі експлуатації. Удосконалення організаційних форм і технологічних процесів виготовлення і ремонту автомобілів, підвищення і зниження собівартості продукції є першочерговим завданням, які стоять перед автомобільною галуззю. Блоки циліндрів є базовими деталями двигунів автотранспортних засобів і від їх роботи залежить якісна, надійна і довготривала робота. Блоки циліндрів є дорогими деталями відлитими у більшості випадків із сірого чавуну або алюмінієвого сплаву. Основними елементами блоку циліндра є отвори-робочі циліндри, які виготовляють зі змінних гільз або самих отворів і отвори під гнізда клапанів. Випробування блоків циліндрів на придатність до роботи випробовують на гідравлічних стендах. Випробувальний блок встановлюють на стіл, водяні отвори заглушають відповідними фланцями з гумовими прокладками. Вода поршневыми насосами нагнітається у водяну сорочку блока під тиском 2-4атм. Випробування здійснюється протягом 5хв. Відсутність підтікання говорить, що блок справний і готовий до експлуатації.

**Аналіз останніх джерел і публікацій.** Питаннями технології автобудування присвячені праці Шадричева В.А.[1], Іванова В.П.[2], Колесника П.А.[3], Гусева А.П.[4], Сасова В.В. [5], Гевко Б.М. [6] та багатьох інших. Однак цілий ряд питань з виготовлення гільз блоків циліндрів потребують свого подальшого вирішення.

**Мета роботи.** Обґрунтування параметрів розточних головок для оброблення гільз циліндрів двигунів автотранспортних засобів на основі ресурсних технологій.

**Результати досліджень.** Пристрій для розточування ущільнюючих циліндричних поясків під гільзи блоків циліндрів (рис.1) виконано у вигляді шліцевого штока 1, який по посадці ковзання встановлений в центральний шліцевий отвір циліндричного корпусу 2 з можливістю осьового і кругового переміщення, нижній кінець якого виконано конусної форми 3. По зовнішньому діаметру руховий корпус є у взаємодії з підтискнуою втулкою 4, яка знизу жорстко закріплена до конічної центрувальної втулки 5, яка зовнішньою нижньою конусною поверхнею є у взаємодії з конічною поверхнею конічної центрувальної втулки 6, знизу на циліндричному пояску якої жорстко встановлено підшипник кочення 7 внутрішнім діаметром. Зовнішнім діаметром підшипник кочення 7 встановлено у внутрішній діаметр циліндричного корпусу 8, нижній циліндричний бурт 9 якого зовнішнім діаметром є у взаємодії з внутрішнім отвором блока циліндрів 10 в якому необхідно розточувати ущільнюючі пояски 11.

З нижнього торця конічної центрувальної втулки 5 рівномірно по колу виконано три радіальні пази 12, які є у взаємодії з розточними різцями 13, які відтиснуті до осі корпусу за допомогою відтискних пружин 14. Останні встановлені на циліндричних виступах розточних різців 13 зі сторони ріжучих елементів 15. Крім цього розточні різці 13 конусними торцевими поверхнями є у взаємодії з конусною поверхнею 3 шліцевого штока 1.



Знизу конічна центрувальна втулка 5 закрита кришкою 16, яка внутрішнім діаметром є у взаємодії з нижнім різьбовим кінцем рухомого шліцевого штока 1, на зовнішньому діаметрі якого нагвинчена гайка 17. Остання верхнім торцем є у взаємодії з нижнім торцем кришки 16.

Крім цього центрувальний конічний елемент 6 зверху підтиснутий пружиною 18 стиснення, яка встановлена на зовнішньому діаметрі циліндричного корпусу 2, а верхнім торцем є у взаємодії з прижимною втулкою 19, яка внутрішнім отвором є у взаємодії з зовнішнім шліцевим отвором рухомого шліцевого штока. Пристрій на верстаті кріпиться до оправки 20.

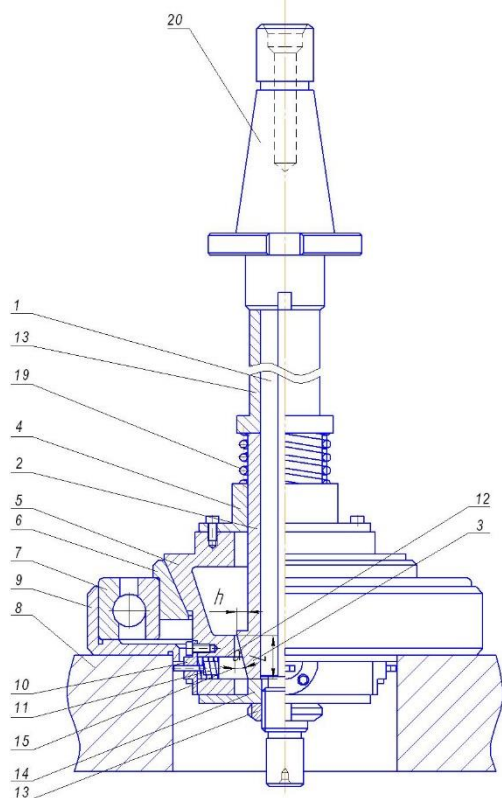


Рис. 1 Пристрій для розточування ущільнюючих циліндричних поясків під гільзи блоків циліндрів

Робота пристрою здійснюється наступним чином. Блок циліндра 10, в якому необхідно розточити ущільнений поясок 11 під гільзу встановлюють на стіл свердлильного або розточного верстату. Пристрій шліцевим валом 1 жорстко кріплять в оправці 20 верстату відомим способом. В отвір блока циліндра 10 встановлюють нижній циліндричний бурт 9 з конічною центрувальною втулкою 6. По конусній поверхні цієї втулки виставляють конічну центрувальну втулку 5 його центрують, а розточні різці 13 встановлюють на необхідну висоту розточування канавки 11. Після підготовчих робіт включають верстат і оправку 20 з пристроєм опускають вниз. При дії конічної поверхні 3 на торці розточних різців 13 останні здійснюють розточування канавок 11.

Після розточування поясків пристрій знімають у зворотній послідовності і встановлюють на наступний діаметр.

Розрахунок конструктивних параметрів РГ з кутовими шарнірними ланками, байонетний паз-еліпс, байонетний паз зубчаста рейка, вісь-косий паз та інші має важливе значення в їх конструкціях і, особливо, параметр відношення величини подачі шпинделя  $S_u$  до величини подачі розточного різця  $S_p$ , який названо коефіцієнт співвідношення подач

$$K_s = \frac{S_p}{S_u} \quad (1)$$

Технологічно доцільним є забезпечення цього коефіцієнта в межах  $\frac{S_p}{S_u} < 1$ , що дає можливість застосування подачі різця  $S_p = 0,003 - 0,08 \text{ мм/об.}$  в той час, коли мінімальні подачі шпинделя у металорізальних верстатах не завжди можна забезпечити в таких межах.

Застосування проміжних шарнірних тяг 1 РГ (рис. 2) між оправкою 2 з конусом Морзе, з'єднаною з шпинделем верстата і держакон різця 3, розміщених під кутом до напрямків руху, передбачає нерівномірність подачі різця до подачі шпинделя.

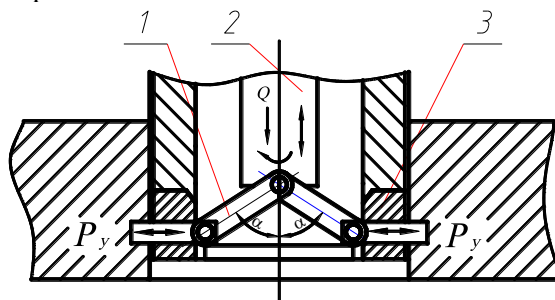


Рис. 2. Розміщення шарнірних тяг в розточних головках

Для різних значень кутів  $\alpha$  рівномірність і величина подачі різців є різною. Оптимальне значення діапазону зміни кута  $\alpha$ , який в першу чергу повинен забезпечити рівномірність подачі різця, що є важливим параметром в дослідженні конструктивних параметрів РГ. Розрахункова схема зміни величин подачі шпинделя  $S_w$  і різця  $S_p$  для різних кутів  $\alpha$  зображена на рис. 3.

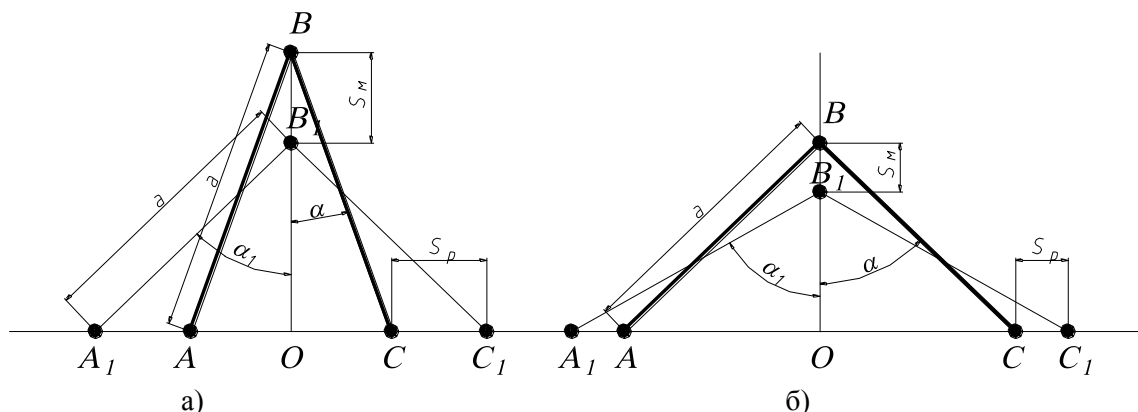


Рис. 3. Розрахункова схема зміни величини подачі шпинделя  $S_w$  і величини подачі різця  $S_p$  для різних кутів  $\alpha$

а) – малий кут  $\alpha$ ,  $S_w < S_p$ ; б) – великий кут  $\alpha$ ,  $S_w > S_p$ ;

Величина подачі шпинделя  $S_w$  (мм/об.) за даною схемою рівна:

$$S_w = BB_1 = a \cos \alpha - a \cos \alpha_1 = a (\cos \alpha - \cos \alpha_1), \quad (5.2)$$

де  $a$  - довжина тяги, мм.

Величина подачі різця  $S_p$  для даної величини подачі шпинделя рівна

$$S_p = CC_1 = a \sin \alpha_1 - a \sin \alpha = a (\sin \alpha_1 - \sin \alpha). \quad (5.3)$$

Відношення  $\frac{S_p}{S_w}$  (основна характеристика РГ) буде складати

$$\frac{S_p}{S_w} = \frac{a (\sin \alpha_1 - \sin \alpha)}{a (\cos \alpha - \cos \alpha_1)} = \frac{\sin \alpha_1 - \sin \alpha}{\cos \alpha - \cos \alpha_1}. \quad (5.4)$$

Оскільки конструкція РГ передбачає можливість зміни кута  $\alpha$  в діапазоні  $0 < \alpha < 90^\circ$ , то розрахунок проводимо в цьому діапазоні. Для спрощення розрахунку відношення  $\frac{S_p}{S_w}$  візьмемо середнім в межах  $10^\circ (\alpha_1)$ .

Графік залежності зміни  $\frac{S_p}{S_w}$  від кута  $\alpha$  розміщення шарнірів в РГ зображений на рис. 4.

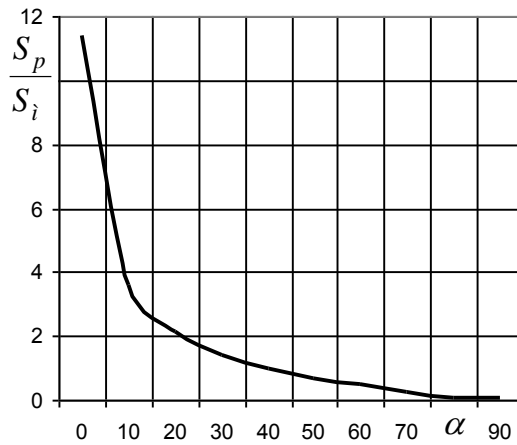


Рис. 4. Графік залежності зміни  $\frac{S_p}{S_u}$  від кута розміщення шарнірів в РГ  $\alpha$ .

Із графіка видно, що умова  $\frac{S_p}{S_u} < 1$  забезпечується при значеннях кута  $\alpha > 45^\circ$ . Найбільш

раціональним є застосування в конструкції РГ кута в межах  $\alpha = 45^\circ \dots 75^\circ$ . Приймавши кут  $\alpha = 45^\circ$  в початковому положенні і параметр тяги  $a = 18 \text{ мм}$ , забезпечуємо максимальний радіальний хід різців.

$$L = a - a \sin 45^\circ = a(1 - \sin 45^\circ) = 18(1 - 0,7071) = 5,2 \text{ мм}$$

Оскільки при застосуванні РГ подача шпинделя верстата не відповідає подачі різця, дане значення подачі необхідно забезпечити для різця.

Допускаючи невелике відхилення приводу (рис. 3) в діапазоні  $\alpha = 45^\circ \dots 75^\circ$  можна зобразити прямою і побудувати графіки зміни величини подачі різця по глибині розточування канавки для різних значень подачі шпинделя (рис. 5).

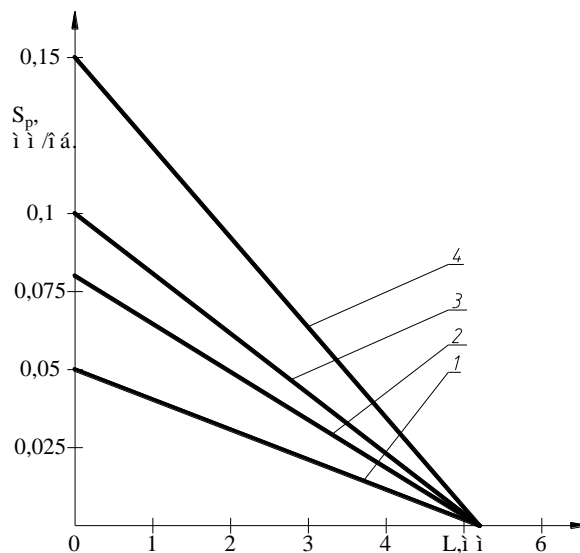


Рис. 5. Залежність зміни величини подачі різця від глибини розточування при максимальному ході різця  $L = 5,2 \text{ мм}$  для різних величин подач шпинделя:

1 -  $S_u = 0,05 \text{ мм/об.}$ ; 2 -  $S_u = 0,08 \text{ мм/об.}$ ; 3 -  $S_u = 0,1 \text{ мм/об.}$ ;

4 -  $S_u = 0,15 \text{ мм/об.}$ ;

**Висновки.** Приведена конструкція пристрою для розточування гільз блоків циліндрів. Приведені графічні залежності зміни  $S_p/S_u$  від кута розміщення шарнірів у РГ і залежність величини подачі різця від глибини розточування. Циліндри блоків двигунів є головною відповідальною

частиною і їх стан в значній мірі визначає поступність двигуна і справність його роботи. Режими різання при розточуванні 190...250об/хв., подачі 0,125...0,2мм/об. і глибині різання 0,5мм твердосплавним різцем ВК2. Тонке розточування ведеться при швидкостях різання 120...1000м/хв., подачах 0,02...0,12мм/об., глибиною різання 0,05...0,3мм. Таке розточування забезпечує точність обробки в межах границі точності Н6-Н7 з шорсткістю Ra=0,7мм. Хонінгування забезпечує шорсткість Ra=0,2...0,5мкм, що відповідає 6-7 квалітету точності.

1. Артоболевський І.І. Механізми в сучасній техніці. В 7 томах. – Т.ІІІ: Рычажно-кулачковіе, рычажно-зубчастые, рычажно-храповые, рычажно-клиновые и винторычажные механизмы. Механизмы с гибкими и упругими звеньями – М: Наука, 1979. – 416с.
2. Линчевський П.А. Обработка деталей на отделочно-расточных станках. / П.А. Линчевський, Т.Г. Джугаден, А.А. Оршен. –К.: Техника, 2001, – 307 с.
3. Линчевський П.А. Тонкое растачивание отверстий методом распределения подачи между двумя резцами. Резание и инструмент: Респ. межвед. науч.- техн. сб. – Харьков: Выща школа, 1973. – Вып.7. – С.27-29.
4. Кузнецов Ю.Н., и др.. Самоустанавливающиеся зажимные механизмы. / Ю.Н. Кузнецов. Справочник. – К.: Техника, София: Гос. Узд-во. «Техника», 1988, 222 с.
5. Серый И. С. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. // М.: Агропромиздат – 1987 - 367с

## REFERENCES

1. Artobolevsky II Mechanisms sovrimennoy technology. In 7 volumes. - Т.ІІІ : lever-cam, lever-zubchastye, lever-ratchet, lever, wedge and vintorychazhnye mechanisms. Mechanisms with flexible and elastic links - Moscow: Science, 1979. - 416s.
2. Linchevsky PA Processing of parts on the boring machine. / PA Linchevsky, TG Dzhugaden, AA Orshen. - К.: Technique, 2001 - 307 p.
3. Linchevskiy PA Thin boring holes by supplying the distribution between the two cutters. Cutting and instrument: Resp. Interdepartmental. nauch.- tehn. Sat. - Kharkov: Vyshcha School, 1973. - Vyp.7. - S.27-29.
4. Kuznetsov JN, et al .. Self-aligning clamping mechanisms. / JN Kuznetsov. Directory. - К.: Technique, Sofia State. SPL-in. "Technology", 1988, 222 p.
5. Gray JS Interchangeability, standardization and technical measurements. // М.: Agropromizdat - 1987 - 367s

**Ляшук А.Л., Гевко І.Б., Казмірчук В.В. Обоснование параметров расточной головок блока цилиндров.** Приведена конструкция устройства для расточки гильз блоков цилиндров. Приведены графические зависимости изменения  $S_p / S_{sh}$  от угла размещения шарниров в РГ и зависимость величины подачи резца от глубины расточки. Цилиндры блоков двигателей является главной ответственной частью и их состояние в значительной степени определяет поступность двигателя и исправность его работы. Режимы резания при расточке 190 ... 250об / мин., Подачи 0,125 ... 0,2 мм / об. и глубине резания 0,5 мм твердосплавным резцом ВК2. Тонкое растачивание ведется при скоростях резания 120 ... 1000м / мин., Подачах 0,02 ... 0,12мм / об., Глубиной резания 0,05 ... 0,3 мм. Такое расточка обеспечивает точность обработки в пределах границы точности Н6-Н7 с шероховатостью Ra = 0,7мм. Хонингование обеспечивает шероховатость Ra = 0,2 ... 0,5 мкм, что соответствует 6-7 квалітету точности.

**Ключевые слова:** расточная головка, блок цилиндра, технологический процесс, режимы резания.

### **O. Lyashuk, I. Hevko, V. Kazmirchuk. Setting Ground boring heads for cylinder blocks.**

Present design of the device for boring casings cylinder blocks. LED graphic changes depending  $S_p / S_{sh}$  allocation hinges on the angle of the WG and the dependence of the depth feed cutter boring. Cylinder engine blocks a major part of responsible and their condition largely determines postupnist engine and serviceability of its work. Cutting with boring ... 250ob 190 / min., Feeding 0,125 ... 0.2 mm / rev. and 0.5 mm depth of cut carbide cutter ВК2. Fine boring being at cutting speeds of 120 ... 1000 m / min., Supply 0,02 ... 0,12mm / rev., Depth of cut of 0.05 ... 0.3 mm. This provides precision machining boring within the boundaries of accuracy Н6-Н7 roughness of Ra = 0,7mm. Honing provides roughness Ra = 0,2 ... 0,5mkm corresponding to 6-7 Kvalitet accuracy.

**Keywords:** Boring head, cylinder block, process, cutting conditions.

### **АВТОРИ:**

**ЛЯШУК Олег Леонтьевич**, доктор технічних наук, доцент кафедри автомобілів, Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, e-mail: [oleg-lashyk@rambler.ru](mailto:oleg-lashyk@rambler.ru)

**ГЕВКО Іван Богданович** доктор технічних наук, професор кафедри «Технології машинобудування», Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, e-mail: [gevkoivan1@rambler.ru](mailto:gevkoivan1@rambler.ru)

**КАЗМІРЧУК Петро Васильович**, аспірант кафедри «Автомобілів», Тернопільський національний технічний університет ім. І.Пулюя, e-mail: [vova221@ukr.net](mailto:vova221@ukr.net)

**АВТОРЫ:**

*ЛЯШУК Олег Леонтьевич, доктор технических наук, доцент кафедры автомобилей, Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя, e-mail: [oleg-lashyk@rambler.ru](mailto:oleg-lashyk@rambler.ru)*

*ГЕВКО Иван Богданович доктор технических наук, профессор кафедры «Технологии машиностроения», Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя, e-mail: [gevkoivan1@rambler.ru](mailto:gevkoivan1@rambler.ru)*

*КАЗМИРЧУК Петр Васильевич, аспирант кафедры «Автомобилей», Тернопольский национальный технический университет им. И.Пулюя, e-mail: [vova221@ukr.net](mailto:vova221@ukr.net)*

**AUTHORS:**

*Oleg LYASHUK, doctor of technical sciences, associate professor of the department vehicles, Ternopolsky National Technical University Ivan behalf Pul'uj, e-mail: [oleg-lashyk@rambler.ru](mailto:oleg-lashyk@rambler.ru)*

*Ivan HEVKO, doctor of technical sciences, professor of the department "Technologies mashinostroeniya" Ternopolsky National Technical University Ivan behalf Pul'uj, e-mail: [gevkoivan1@rambler.ru](mailto:gevkoivan1@rambler.ru)*

*Peter KAZMYRCHUK, aspyrant the department "cars" Ternopolsky National Technical University them. Y.Pulyuya, e-mail: [vova221@ukr.net](mailto:vova221@ukr.net)*

Стаття надійшла в редакцію 25.09.2016р.



Мазилюк П.В.  
*Луцький національний технічний університет*

## ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ КТЗ ПРИ ПРОЇЗДІ СТОП-ЛІНІЇ СВІТЛОФОРА

В статті наведені результати експериментальних досліджень по визначенню часу проїзду колісного транспортного засобу на зелений сигнал світлофора. Визначений процентний розподіл часу старту і проїзду стоп - лінії світлофора для різних видів транспорту. Проведені дослідження залежності часу проїзду світлофора від стартової позиції автомобілів.

**Ключові слова:** КТЗ, світлофор, дорога, автоматизація, час.

**Постановка проблеми.** З кожним роком вимоги до паливної економічності та екологічності колісного транспортного засобу (КТЗ) підвищуються, тому для їх покращення можна запропонувати варіант проїзду світлофорів та інших прогнозованих перешкод КТЗ без зупинок [1].

Тому щоб розглядати таку можливість проїзду прогнозованих перешкод без зупинок необхідно врахувати як відсутність транспортних засобів перед світлофором [2] так і наявність перед світлофором інших учасників дорожнього руху.

В результаті попередніх досліджень було встановлена, яка завантаженість і процент розподілу КТЗ на основних перехрестях м. Луцька (таблиця 1) [1].

Таблиця 1

Склад транспортного потоку на всіх напрямках перехрестя

Вид транспортного засобу	Частка в потоці, %	Інтенсивність руху, авт./год
Легкові автомобілі	79.4	1389
Автобуси	13.3	232
Вантажні	7.3	128

Як видно з таблиці 1, склад транспортного потоку в основному різного роду, тому він відіграє велику роль в параметрах, що характеризують час дорожнього - транспортного руху на різних участках дороги [3].

В НДІ проекті було змодельована організація транспортного потоку і виведено відповідні залежності. Показано, що КТЗ можуть проїжджати регульовані перехрестя з урахуванням їх завантаженості [4].

Але з цієї інформації не ясно, як швидко може бути звільнений проїзд біля світлофора іншими учасниками дорожнього руху.

Для встановлення проміжку часу через який буде місце біля світлофора на смузі руху нашого транспортного засобу були проведені експериментальні дослідження. Дослідження проводились, як за допомогою візуальних спостережень на транспортних розв'язках м. Луцька, так і за допомогою відео спостереження в онлайн режимі на перехрестях Києва та всієї України [5]. Дослідження показали, що перед світлофором в очікуванні дозволу на рух можуть стояти одночасно різні типи КТЗ. Було визначено, що вплив на незупиночний проїзд перед світлофором можуть здійснювати від одного до трьох транспортних засобів які стоять в черзі перед світлофором. Тому було вирішено обмежити до трьох транспортних засобів які враховувались під час проведення досліджень.

**Результати досліджень.** В результаті досліджень і обробки отриманої інформації було встановлено процентний розподіл часу рушання та проїзду стоп - лінії світлофора при старті автомобіля з першої, другої чи третьої позиції. Дані дослідження були проведені для різних типів КТЗ (легкові, вантажні одиночні, автопоїзди, автобуси). Результати досліджень представлені у вигляді графічних залежностей на рис.1.

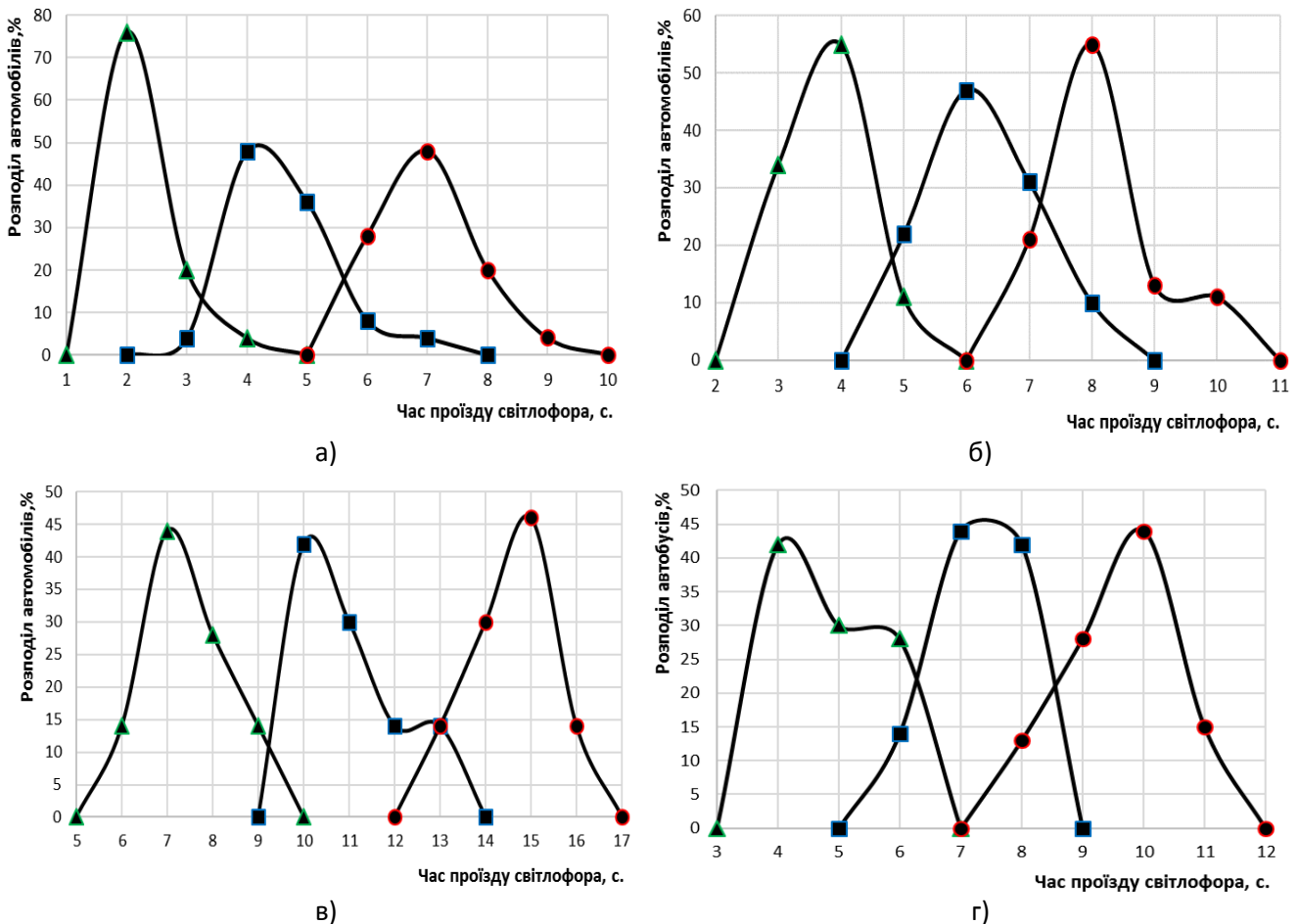


Рис.1 Процентний розподіл КТЗ при проїзді стоп - лінії світлофора:

а) легкові автомобілі; б) вантажні автомобілі; в) автопоїзди; г) автобуси;

▲ - перший автомобіль; ■ - другий автомобіль; ● - третій автомобіль.

Виходячи з даних дослідження було визначено середньо розрахунковий час проїзду КТЗ стоп - лінії світлофора легковим автомобілем і він становив: для першого автомобіля 1,8 с.; для другого 4,1 с.; для третього 6,7 с. Також був визначений процентний розподіл часу рушення та проїзду стоп - лінії світлофора при старті з першої, другої та третьої позиції. Результати досліджень для легкових автомобілів показаний на рисунку 1а.

Для вантажних автомобілів середньо розрахунковий час проїзду КТЗ стоп - лінії світлофора становив: для першого 3,5 с.; для другого 5,9 с.; для третього 7,8 с. Процентний розподіл часу рушення та проїзду стоп - лінії світлофора вантажними автомобілями показаний на рисунку 1б.

Для автопоїздів середньо розрахунковий час проїзду КТЗ стоп - лінії світлофора становив: для першого 7,1 с.; для другого 10,6 с.; для третього 14,2 с. Процентний розподіл часу рушення та проїзду стоп - лінії світлофора автопоїздами показаний на рисунку 1в.

Для автобусів середньо розрахунковий час проїзду КТЗ стоп - лінії світлофора становив: для першого 4,4 с.; для другого 6,6 с.; для третього 9,1 с. Процентний розподіл часу рушення та проїзду стоп - лінії світлофора автобусами показаний на рисунку 1г.

Під час проведення досліджень та спостережень було відмічено, що на час старту і проїзду світлофора мають вплив тип транспортного засобу, завантаженість транспортного засобу, вік, як транспортного засобу так і водія та погодні умови.

**Висновки.** В результаті досліджень було встановлено час рушення і проїзду стоп - лінії світлофора різними типами КТЗ, залежно від стартової позиції. Склад транспортного потоку впливає на завантаження світлофорів, тому суттєво відрізняється час старту і проїзду різних КТЗ стоп - лінії світлофора. Так перші легкові автомобілі стартують і проїжджають стоп - лінію світлофора за 1,8 с., вантажні автомобілі за 3,5 с., автопоїзди за 7,1 с., автобуси за 4,4 с.

1. Мазилюк П.В. Подолання прогнозованих перешкод транспортними засобами / О.П. Сітовський, П.В. Мазилюк // *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". – Серія: Автомобілебудування. – Харків: НТУ "ХПІ", 2015. – Вип. 10 (1119). С.102-106.*
2. Мазилюк П.В. Математичне моделювання процесу гальмування на вимогу сигналів світлофора / О. П. Сітовський, П. В. Мазилюк // *Міжвузівський збірник "Наукові нотатки". – Луцьк: НТУ, 2016. – Вип. 55. С.364-366.*
3. Павлова І.О., Дослідження транспортного процесу на міських регульованих перехрестях / І.О.Павлова, В.В.Грабовець, О.М.Решетило, М.М.Курин // *Міжвузівський збірник "НАУКОВІ НОТАТКИ". Луцьк, 2014. Вип. 46. С.386-397.*
4. Тарабан С.М. Моделювання і оптимізація функціонування автотранспортних потоків у вулично-дорожній мережі міста / С.М. Тарабан // *Новітні шляхи створення, експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів. с. Кoblevo. 2016р. Вип. 2.*
5. Веб камери міст України / [електронний ресурс] // *ссылка <http://webcam.guru.ua>*

## REFERENCES

1. P.Mazylyuk, & O.Sitovskiy, (2015). Overcoming obstacles projected by vehicles [Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu "KHPI"]. – Seriya: Avtomobilebuduvannya. – Kharkiv: NTU "KHPI", – Vyp. 10 (1119). S.102-106.
2. P.Mazylyuk, & O.Sitovskiy, (2016). *Mathematical modeling of braking demand signal lights* Mizhvuzivskyy zbirnyk "Naukovi notatky". – Luts'k: LNTU, 2016. – Vyp. 55. ST.364-366.
3. I. Pavlova, V. Grabovets, O.Reshetulo, M.Kyrun (2014). Study of transport process at urban controlled intersections, Mizhvuzivskyy zbirnyk "NAUKOVI NOTATKY". Luts'k, 2014. Vyp. 46. S.386-397.
4. S. Taraban,(2016). Simulation and optimization of transport flows in the functioning of the road network of the city. Novitni shlyakhy stvorennya, ekspluatatsiyi, remontu i servisu avtomobiliv. s. Koblevo. 2016r. Vyp. 2.
5. Veb kamery mist Ukrainy / [elektronnyy resurs] // ssylka <http://webcam.guru.ua>

### **Мазилюк П.В. Исследование движения ктс при проезде стоп-линии светофора**

В статье приведены результаты экспериментальных исследований по определению времени проезда колесного транспортного средства на зеленый сигнал светофора. Определенный процентное распределение времени старта и проезда стоп - линии светофора для различных видов транспорта. Проведенные исследования зависимости времени проезда светофора от стартовой позиции автомобилей.

**Ключевые слова:** КТС, светофор, дорога, автоматизация, время.

### **P.Mazylyuk. Investigation of the wheeled vehicle when driving stop line lights.**

The results of experimental studies to determine the travel time of a wheel of the vehicle on the green light. A certain percentage of the distribution start time and driving traffic stop line for different modes of transport. The research directions of traffic lights depending on the time of the starting position of the car.

**Keywords:** wheel vehicle, traffic lights, road, automation, time.

### **АВТОР:**

**МАЗИЛЮК Павло Вікторович**, аспірант кафедри «Автомобілі і транспортні технології» Луцький НТУ, e-mail: [mazylyuk@ukr.net](mailto:mazylyuk@ukr.net)

### **АВТОР:**

**Мазилюк Павел Викторович**, аспірант кафедри автомобілей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, e-mail: [mazylyuk@ukr.net](mailto:mazylyuk@ukr.net)

### **AUTHOR:**

**Pavlo MAZYLYUK**, Postgraduate Student of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: [mazylyuk@ukr.net](mailto:mazylyuk@ukr.net)

Стаття надійшла в редакцію 25.10.2016р.

Новицкий А.В., Барташевский С.Е.  
*Національний гірничий університет*

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПОГРУЗОЧНЫХ И ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В УСЛОВИЯХ ЦИКЛИЧНО-ПОТОЧНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Представлены результаты исследования процесса взаимодействия ковшовой погрузочной машины и транспортного средства на основе статистического моделирования. Доказано, что важнейшим организационным фактором, определяющим эффективность работы погрузочного и транспортного оборудования, является путь пробега погрузочной машины от штабеля груза до транспортного средства. Получены зависимости времени простоя транспортного средства под погрузкой от длины пробега.

**Ключевые слова:** ковшова погрузочна машина, время простоя, статистическое моделирование.

**Постановка проблемы.** Эффективность любого транспортного комплекса зависит от рациональной организации погрузочно-разгрузочных работ. Увеличение простоев под погрузкой и разгрузкой негативно влияет на производительность подвижного состава и влечет за собой рост себестоимости перевозок.

В настоящее время в различных сферах транспортной отрасли для выполнения погрузочных работ широко используются погрузочные машины циклического действия с ковшовыми исполнительными органами. Достоинствами данного класса машин по сравнению с оборудованием непрерывного действия является компактность, маневренность, универсальность грузового органа, обеспечивающая возможность перемещать самые различные грузы от насыпных до штучных. Основным недостатком машин циклического действия традиционно считается сравнительно низкая производительность.

В условиях транспортных комплексов для выполнения различных работ формируются специализированные комплекты машин (СКМ), которые представляют систему машин, увязанных по технологическому назначению, производительности и основным конструктивным параметрам. СКМ наиболее эффективны в условиях поточного (циклично-поточного) производства работ. Частные потоки могут обслуживаться комплектом машин, предназначенных для выполнения отдельных технологических процессов. При этом скорость потока и производительность машин должны быть взаимоувязаны.

Однако реальный опыт перехода к транспортно-технологическим схемам с циклично-поточной организацией работ, базирующихся на применении универсальных погрузочных машин, показал, что технико-экономические показатели работы СКМ оказались ниже, чем прогнозировалось. Как показали результаты анализа, основной причиной непроизводительных трудозатрат и высокого удельного веса простоев в суммарной продолжительности работ являются малоисследованные процессы взаимодействия погрузочного и транспортного оборудования. Появление универсальных погрузочных машин, свободно маневрирующих и работающих с отрывом от транспортных коммуникаций, приводит к выходу организационных факторов на передний план. Именно от организации взаимодействия погрузочных машин с подвижным составом их производительность, а, следовательно, и технико-экономические показатели транспортно-технологической схемы в целом. Разнообразие внешних факторов, характеризующих конкретный транспортный комплекс, не позволяет сформулировать единый алгоритм разработки рациональной технологической схемы взаимодействия погрузочного и транспортного оборудования на базе широкомасштабных хронометражных наблюдений, поэтому актуальной задачей является применение методов математического моделирования.

**Цель работы.** Выявление характера влияния технологических и эксплуатационных факторов на результирующие параметры процесса взаимодействия погрузочной машины и транспортного средства.

**Материалы исследования.** Проведенный анализ существующих методик расчета и проектирования транспортно-технологических схем показал, что основное внимание уделяется процессу взаимодействия исполнительных органов погрузочной машины со штабелем груза. Взаимодействие погрузчика со средствами транспорта обычно рассматривается только в плане обеспечения кратности объемов грузового органа и кузова. Объясняется это тем, что традиционно используемые технологические схемы предусматривают неподвижность погрузочной машины на

протяжении одного цикла погрузки. Современные погрузочные машины имеют высокие маневренные качества, что позволяет им перемещаться как вдоль погрузочного фронта, так и от штабеля к транспортному средству. Такие возможности теоретически обеспечивают более высокие показатели производительности, однако для их достижения нужна научно обоснованная методика организации взаимодействия машин в рамках СКМ.

Часовая техническая производительность ковшовой погрузочной машины в первую очередь зависит от продолжительности цикла погрузки, емкости ковша, а также факторов, учитывающих реальные условия эксплуатации [1]:

$$Q_{\text{час}} = \frac{60}{T} \cdot V_K \cdot k_3 \cdot \frac{1}{k_H} \cdot k_P$$

где  $T$  – продолжительность цикла, с;  $V_K$  – геометрическая емкость ковша, м<sup>3</sup>;  $k_3$  – коэффициент заполнения ковша;  $k_H$  – коэффициент, учитывающий изменение времени цикла в реальных условиях;  $k_P$  – коэффициент дополнительного разрыхления в ковше.

Как известно [1], продолжительность рабочего цикла ковшовых погрузочных машин периодического действия складывается из затрат времени на выполнение ряда последовательных операций:

$$T = \sum_{i=1}^m t_i$$

где  $t_1$  – время движения машины от транспортного средства к штабелю насыпного груза, с;  $t_2$  – время внедрения ковша в штабель, с;  $t_3$  – время зачерпывания, с;  $t_4$  – время движения машины с грузом к транспортному средству, с;  $t_5$  – время подъема ковша на разгрузку, с;  $t_6$  – время разгрузки ковша, с;  $t_7$  – время опускания ковша в исходное положение, с.

В силу большого количества влияющих факторов классические методы математического моделирования требуют значительных объемов вычислений, поэтому для исследования процесса использованы методы статистического моделирования. Планирование осуществляли по полному факторному эксперименту (план  $2^k$ ) с использованием методики крутого восхождения (метод Бокса – Уилсона) [2]. При использовании метода крутого восхождения пошаговое движение из точки вектора совершается в направлении наискорейшего возрастания функции, т.е. по градиенту в этой точке. Однако, в отличие от градиентного метода, корректировка направления производится не после каждого следующего шага, а только по достижению частного экстремума. Важной особенностью метода является также регулярный статистический анализ результатов экспериментов по мере продвижения к экстремуму.

В отличие от существующих методов в настоящей работе учитываются независимые переменные, которые характеризуют не только параметры погрузочных машин, но и характеристики процесса движения погрузочной машины. Факторами, определяющим продолжительность цикла погрузки в транспортные средства, являются:  $x_1$  – сцепная масса машины, т.;  $x_2$  – емкость ковша, м<sup>3</sup>;  $x_3$  – скорость машины, м/с.;  $x_4$  – коэффициент сцепления;  $x_5$  – путь пробега погрузочной машины, м.

Для составления плана (матрицы) исследований на первом этапе определяли величину основного уровня (центра плана) для различных задаваемых факторов и интервала варьирования.

Число возможных комбинаций (полная матрица) на двух уровнях при 5-ти переменных было равным 32. Исходный вариант формируемой матрицы приведен в таблице 2.1. При ее составлении учитывалось взаимное влияние факторов  $x_1x_2, x_1x_3, x_1x_4, x_1x_5, x_1x_2x_3, x_1x_2x_4, x_1x_4x_5, x_1x_2x_3x_4, x_1x_3x_4x_5$  (общее число размещений  $A_n^m$ ).

Линейное уравнение регрессии после определения коэффициентов имело следующий вид:

$$\hat{y} = b_0 + \sum_{i=1}^{15} b_i x_i$$

где  $b_0$  – постоянный член уравнения;  $b_i$  – коэффициенты уравнения регрессии, учитывающие совместное влияние факторов;  $x_i$  – значение фактора.

Затем проводилась проверка значимости коэффициентов и адекватности модели. Для определения значимости коэффициентов регрессии рассчитывалась дисперсия воспроизводимости для всей матрицы по формуле [3]:



$$S_{\text{воспр}}^2 = \frac{\sum_1^N \sum_1^n (y_{iq} - y'_1)^2}{N(n-1)}$$

где  $N$  – количество элементов матрицы (число возможных комбинаций) ( $N = 32$ );  $n$  – число уровней ( $n = 3$ );  $y_{iq}$  – элементы матрицы;  $y'_1$  – эмпирическое среднее матрицы.

Оценка значимости коэффициентов по критерию Стьюдента показала, что в процессе рандомизации уравнение регрессии можно представить в виде:

$$\hat{y} = 53,4 - 9,42x_1 - 7,18x_2 + 21,6x_3.$$

Анализ результатов расчета показал, что причины незначимости коэффициентов регрессии, описывающих взаимное влияние факторов, были связаны с тем, что, с одной стороны, интервал варьирования для данного фактора был близок к стандартной области, а с другой – параметр оптимизации процесса не зависел от варьирования данного фактора.

Проверка однородности дисперсии проводилась по критерию Кохрена:

$$G_{on} = \frac{S_{\text{max}}^2}{\sum S_i^2}$$

где  $G_{on}$  – критерий Кохрена;  $S_{\text{max}}^2$  – максимальная дисперсия выборки;  $S_i^2$  – дисперсия отдельных элементов матрицы.

Проверка модели на адекватность осуществлялась по критерию Фишера на предмет сопоставления расчетных коэффициентов и табличных данных:

$$F = \frac{S_{\text{ост}}^2}{S_{\text{воспр}}^2}$$

где  $F$  – критерий Фишера;  $S_{\text{ост}}$  – остаточная дисперсия;  $S_{\text{воспр}}$  – дисперсия воспроизведения.

При этом для числа степеней свободы  $f_1 = 28$  и  $f_2 = 2$  и  $q = 0,05$  коэффициент Фишера по расчетам составил  $F = 2,31$ , а табличный равен  $F = 3,34$ , что доказывает адекватность уравнения регрессии результатам проведенных экспериментов.

По полученному уравнению регрессии были составлены таблицы эксперимента [4]. При этом выбранную точку минимума переносим в центр исследования и составляем новый план первого порядка для  $X_1$  и  $X_2$  при фиксированном  $X_3$ .

Поскольку варьировалось два фактора, план содержал четыре точки и представлял собой полный факторный эксперимент первого порядка. Статистический анализ показал, что уравнение регрессии второго плана было неадекватно, что характеризовало область достижения высокой кривизны.

Исследование поверхности отклика проводилось при помощи вычисления коэффициентов уравнения кривой второго порядка по уравнению:

$$B^2 - (b_{11} - b_{33})B + (b_{11}b_{33} - \frac{1}{4}b_{13}^2) = 0$$

где  $b_{11}$ ,  $b_{33}$ ,  $b_{13}$  – эмпирические коэффициенты регрессии.

Поскольку условия характеризуются исходные переизбыточностью данных, когда независимые переменные коррелируют друг с другом, для определения оптимальных режимов, характеризующихся минимумом затрат времени, использовался метод «ридж – анализа», вычисление характеристик которого производилось по параметрам Хорля. Порядок построения области факторного пространства определял построение двумерного сечения отклика, а затем двумерное сечение поверхности отклика описывалось канонической формулой [5]. Поверхность гиперболоида, полученного в результате моделирования, образована совокупностью точек, каждая из которых представляет собой продолжительность рабочего цикла погрузочной машины при строго определенном сочетании факторов.

Снижение продолжительности рабочего цикла погрузочной машины иллюстрируется сечениями, по периметру которых расположены точки с одинаковой величиной временного функционала и различным сочетанием управляющих факторов. По мере приближения к области оптимизации снижается продолжительность рабочего цикла многофункциональных погрузочных

машин и сокращается область возможных вариантов сочетания факторов.

Анализ результатов статистических расчетов показал, что область минимизации временных затрат лежит в области эллиптического параболоида при положительных канонических коэффициентах. Как установлено ранее в работе [6], наиболее значимые из рассматриваемых факторов – путь пробега ( $x_5$ ) и емкость ковша погрузочной машины ( $x_2$ ), что согласуется с результатами теоретических исследований [7, 8]. Если емкость ковша – технический параметр, определенный производителем оборудования, то путь пробега – организационный фактор, который можно изменять в конкретных условиях работы СКМ.

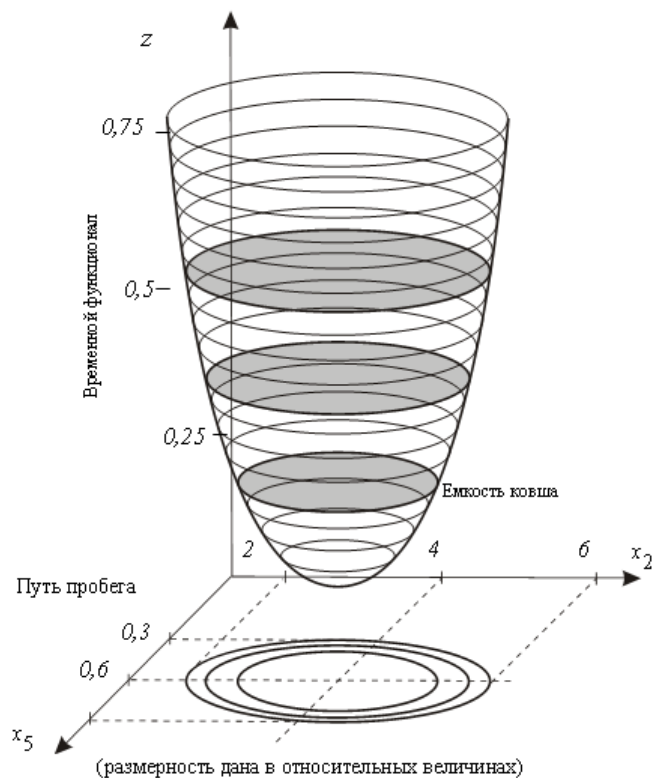


Рисунок 1. Область оптимизации

Для выявления характера влияния длины пробега погрузочной машины на время простоя транспортного средства под погрузкой авторами проведено моделирование процесса взаимодействия погрузочной машины и транспортного средства [6], результаты которого представлены на рис. 2.

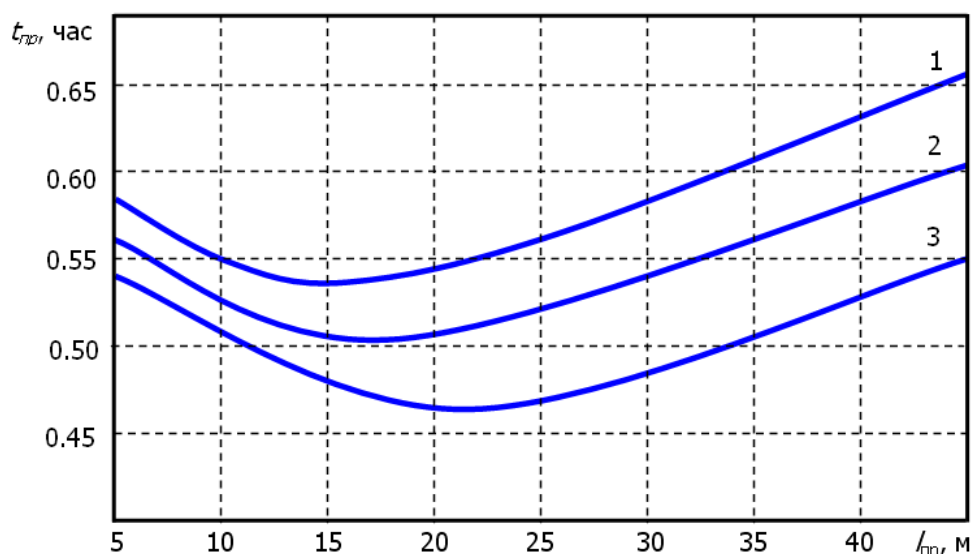


Рисунок 2. Графики зависимости результаты моделирования процесса время простоя

транспортного средства под погрузкой от длины пробега погрузочной машины для различных соотношений объема грузового отделения транспортного средства и объема ковша погрузочной машины: 1 – для соотношения  $V_{TC}/V_K = 5$ ; 2 – для соотношения  $V_{TC}/V_K = 10$ ; 3 – для соотношения  $V_{TC}/V_K = 15$ .

С увеличением длины пробега погрузочной машины время  $t_{пр}$  уменьшается до некоторого минимального значения, что обусловлено сокращением времени маневрирования транспортного средства перед погрузочным фронтом. Однако при дальнейшем увеличении длины пробега погрузочной машины возрастает время цикла погрузочных работ, что негативно сказывается на часовой производительности СКМ. При этом эффект влияния длины пробега более заметен при больших значениях соотношения  $V_{TC}/V_K$ , поскольку в этом случае увеличивается общий за время погрузки транспортного средства пробег погрузочной машины. С увеличением значения соотношения  $V_{TC}/V_K$  длина пробега, обеспечивающая минимальное время простоя, возрастает. Таким образом, появляется возможность определения оптимального соотношения технических и организационных параметров, позволяющих достигнуть минимального времени простоя при выполнении погрузочных работ и максимальной производительности для наиболее часто используемых специализированных комплектов машин.

**Выводы.** В результате проведенных исследований процесса взаимодействия ковшевой погрузочной машины и транспортного средства на основе статистического моделирования доказано, что важнейшим организационным фактором, определяющим эффективность работы погрузочного и транспортного оборудования, является путь пробега погрузочной машины от штабеля груза до транспортного средства. Установлен характер зависимости времени простоя транспортного средства под погрузкой от длины пробега для различных соотношений вместимости кузова транспортного средства и емкости ковша погрузочной машины.

1. Корляков П.А. Ковшовые погрузочно-транспортные машины / П.А. Корляков, К.С. Кордюков, Ю.М. Павлов. – М.: Недра. – 1980. – 375 с.
2. Борисенко Л.Д. Статистическое моделирование производственных процессов / Л.Д. Борисенко, Л.Н. Занина. – М.: Наука. – 1982. – 102 с.
3. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова. – М.: Наука. – 1984. – 284 с.
4. Ширин Л.Н. Оптимизация схем взаимодействия погрузочного и транспортного оборудования и совершенствование технологии подготовительных работ / Л.Н. Ширин, С.Е. Барташевский. // Научно-прикладные проблемы разработки крутых и крутонаклонных угольных пластов Донбасса. – Донецк: Регион. – 1999. – С.370 – 379.
5. Худсон А.П. Статистика для физиков / А.П. Худсон. – М.: Мир. – 1970. – 256 с.
6. Барташевский С.Е. Математическая модель продолжительности рабочего цикла ковшевой погрузочной машины / С.Е. Барташевский // Вибрации в технике и технологиях. – 2001. – № 3 (19). – С. 46 – 49.
7. Тиро А.М. О выборе показателей, характеризующих влияние смежных условий на работу самоходного погрузочно-транспортного комплекса / А.М. Тиро // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 1969. – № 2. – С. 117 – 120.
8. Салли В. К выбору критерия оптимальности в оптимальных расчетах / В.И. Салли, А.М. Солодовник, О.В. Петренко // Науковий вісник Національної гірничої академії України. – 1999. – № 3. – С. 135 – 136.

## REFERENCES

1. Korljakov P., Kordjukov K., Pavlov Ju. (1980). Bucket loading and transport machines [Kovshovye pogruzochno-transportnye mashiny]. Moscow, Nedra. 375 p.
2. Borisenko L. (1982). Statistical Modeling of production processes [Statisticheskoe modelirovanie proizvodstvennyh processov]. Moscow, Science. 102 p.
3. Adler Ju. (1984). Planning an experiment in the search for optimal conditions [Planirovanie jeksperimenta pri poiske optimal'nyh uslovij]. – Moscow, Science. 284 p.
4. Shirin L., Bartashevski S. (1999) Optimization of interaction schemes of loading and transport equipment and improving technology of preparatory work [Optimizacija shem vzaimodejstvija pogruzochnogo i transportnogo oborudovanija i sovershenstvovanie tehnologii podgotovitel'nyh rabot]. Scientists applied problems of development of steep and steeply inclined coal seams of Donbass. – Donetsk, Region. P. 370 – 379.
5. Hudson A.P. (1970). Statistics for physicists [Statistika dlja fizikov]. Moscow, Mir. 256 s.
6. Bartashevski S. (2001). Mathematical model of working cycle ladle loading machine [Matematicheskaja model' prodolzhitel'nosti rabocheho cikla kovshevoj pogruzochnoj mashiny]. Vibrations in technics and technologies. Vol. № 3 (19). pp. 46 – 49.
7. Tiro A. (1969). On the choice of parameters describing the effect of conditions related to the operation of self-propelled cargo transport complex [O vybore pokazatelej, harakterizujushhijh vlijanie smezhnyh uslovij na rabotu samohodnogo

pogruzochno-transportnogo kompleksa]. Physical and technical problems of mining. Vol. 2. pp. 117 – 120.

8. Salli V., Solodovnik A., Petrenko O. (1999). By choosing the optimality criterion in the calculation of the optimal [K vyboru kriterija optimal'nosti v optimal'nyh raschetah]. Scientific Bulletin of National Mining Academy of Ukraine. Vol. № 3 Ukraïni. – 1999. – Vol. № 3. pp. 135 – 136.

**О.В. Новицкий, С.Е. Барташевский. Підвищення ефективності взаємодії навантажувальних та транспортних засобів в умовах циклічно-потокового виробництва.**

Наведено результати дослідження процесу взаємодії ковшової навантажувальної машини та транспортного засобу на основі математичного моделювання. Доведено, що найважливішим організаційним фактором, що визначає ефективність роботи навантажувального та транспортного обладнання, є відстань пробігу навантажувальної машини від штабеля вантажу до транспортного засобу. Отримані залежності часу простою транспортного засобу під навантаженням від відстані пробігу.

**Ключові слова:** ковшова навантажувальна машина, час простою, статистичне моделювання..

**A. Novytski, S. Bartashevski. Improving the efficiency of interaction loading and vehicles in cyclicity line production.**

Results of research concerning interaction between overhead loader and transport facility relying upon statistic modeling have been demonstrated. It has been proved that travel of loading unit is the most important organizational factor determining efficiency of both loading and transport machines. Time dependences of nonproductive time of transport facility being loaded on travel have been shown.

**Key-words:** overhead loader, nonproductive time, statistic modeling.

**АВТОРИ:**

**НОВИЦЬКИЙ Олексій Володимирович**, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Управління на транспорті», Національний гірничий університет, Дніпро, Україна, e-mail: novitsk\_a@mail.ru

**БАРТАШЕВСЬКИЙ Станіслав Євгенович**, кандидат технічних наук, доцент кафедри транспортних систем і технологій, Національний гірничий університет, Дніпро, Україна, e-mail: xfiles07@mail.ru.

**АВТОРЫ:**

**НОВИЦКИЙ Алексей Владимирович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Управление на транспорте», Национальный горный университет, Днипро, Украина, e-mail: novitsk\_a@mail.ru

**БАРТАШЕВСКИЙ Станислав Евгеньевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры транспортных систем и технологий, Национальный горный университет, Днипро, Украина, e-mail: xfiles07@mail.ru.

**AUTHORS:**

**Alexey NOVYTSKI**, PhD, Assoc. Professor of Transport Management Department, National Mining University, e-mail: novitsk\_a@mail.ru;

**Stanislav BARTASHEVSKI**, PhD, Assoc. Professor the Department of Transport Systems and Technologies, National Mining University, e-mail: xfiles07@mail.ru.

Стаття надійшла в редакцію 20.10.2016р..

Процюк В.О., Андрійчук О.В., Шимчук О.П.  
*Луцький національний технічний університет*

## **ШЛЯХИ ЗМЕНШЕННЯ АВАРІЙНОСТІ НА АВТОМОБІЛЬНИХ ДОРОГАХ ШАЦЬКОГО РАЙОНУ, ЯКА ВИКЛИКАНА НЕЗАДОВІЛЬНИМ СТАНОМ ПОКРИТТЯ.**

Проаналізована статистика та причини виникнення ДТП у Шацькому районі. Наведені результати обстеження покриттів автомобільних доріг Шацького району. Встановленні найбільш типові пошкодження та деформації конструкції дорожнього одягу. Запропоновані методи для збереження і покращення існуючого стану покриття доріг.

**Ключові слова:** дорожньо-транспортна пригода, рівність, міцність, вологість, покриття.

**Постановка проблеми.** За даними Всесвітньої організації охорони здоров'я, щорічно у світі на дорогах гине близько 1,2 млн. людей, а кількість поранених складає понад 10 млн. осіб. Ця ж організація прогнозує, що у 2020 році дорожньо-транспортні пригоди (далі – ДТП) посідатимуть третє місце серед проблем здоров'я у світі після серцево-судинних захворювань та тяжких депресій.

Згідно Міжнародного рейтингу смертності Україна посідає перше місце в Європі із смертності внаслідок дорожньо-транспортних пригод.

Відносна кількість загиблих в Україні у 7–10 разів більш, ніж у розвинених країнах Європи. Щороку понад 5 тисяч осіб гине від ДТП, понад 40 тисяч осіб зазнають травм. Такий стан справ надзвичайно негативно впливає на демографічну ситуацію, яка щороку погіршується при негативному коефіцієнті приросту населення.

За 2015 рік на території України зафіксовані 134193 ДТП, що складає приблизно 368 випадків щодня. Щодо смертності в ДТП, то слід зауважити, що Україна посідає одне з лідируючих місць серед європейських країн. Згідно з даними ВООЗ, на 100 тис. чоловік населення припадає 13,5 загиблих в ДТП.

Тому постає важлива проблема встановити причини виникнення ДТП, зменшення ризиків смертності та отримання калітства в ДТП. Не менш важливою є також проблема попередження виникнення ДТП.

Серед основних причин виникнення ДТП слід виділити перевищення допустимою швидкості руху, порушення правил маневрування, керування транспортним засобом у нетверезому стані, порушення правил проїзду перехресть та виїзд на смугу зустрічного руху. Крім основних вище перелічених причин виникнення потрібно зазначити і незадовільний стан покриття автомобільних доріг.

Незадовільний стан автомобільної дороги характеризується наявністю на покритті проїзної частини вибоїн, колійності, поперечної нерівності, проламами, обломками країв проїзної частини, зменшення коефіцієнту зчеплення покриття з колесом автомобіля.

Для комфортного руху автомобіля водії здійснюють небезпечні маневри на змінюють траєкторію руху щоб обминати перешкоди на автомобільній дорозі у вигляді дефектів та руйнувань покриття. Часто для цього змушенні виїжджати на смугу зустрічного руху в місцях де це заборонено правилами дорожнього руху. Інколи такі маневри стають причинами утворення ДТП.

Незадовільна шорсткість покриття впливає на коефіцієнт зчеплення колеса автомобіля з покриттям. Тому, особливо на мокрому покритті, збільшується гальмівний шлях автомобіля. Цей фактор суттєво погіршує безпеку руху.

У зв'язку з цим **основною метою дослідження** є встановлення причин виникнення деформацій та руйнувань покриття, а також запровадження заходів, щодо покращення стану покриття для зменшення аварійності на автомобільних дорогах Шацького району Волинської області.

### **Основні заходи для зменшення аварійності на автомобільних дорогах Шацького району.**

Автомобільні дороги загального користування є невід'ємною складовою єдиної транспортної системи України, їх стан впливає, зокрема, на безпеку та якість перевезення вантажів і пасажирів, рівень цін, ступінь зайнятості населення та темпи розвитку економіки держави. Отже, розвиток мережі автомобільних доріг та поліпшення їх безпеки є необхідною передумовою подальшого соціально-економічного розвитку держави і суспільства.



Дотримання всього комплексу щодо вимог безпеки автомобільних доріг загального користування забезпечить міцність та довговічність будівель і споруд; захист навколишнього природного середовища; екологічний та естетичний стан доріг; достатній рівень обслуговування та інформаційного забезпечення; захист життя і здоров'я громадян та їх майна.

Для зменшення аварійності на автомобільних дорогах, яка викликана незадовільним станом покриття необхідно встановити причини виникнення та запропонувати заходи усунення згаданих дефектів та деформацій.

Основні фактори, які є причинами утворення та накопичення деформацій і появи руйнувань конструктивних елементів дорожнього одягу в процесі експлуатації, по відношенню до умов роботи цих елементів можна розділити на зовнішні, що не залежать від дороги, і внутрішні, безпосередньо залежать від дороги.

Головними з них є зовнішні фактори, до яких відноситься вплив автомобільного навантаження і природно-кліматичних умов.

Із зовнішніх факторів найбільший вплив на механізм утворення деформацій і руйнування завдають [1]:

- 1) навантаження на вісь автомобіля і великий тиск в автомобільних шинах;
- 2) кількість повторних прикладань навантаження при високій інтенсивності руху і короткі інтервали між цими прикладаннями, особливо під час руху багатоосьових автомобілів;
- 3) тривалість прикладання кожного навантаження і сумарна тривалість, яка залежить від швидкості руху автомобілів на складних ділянках дороги (криві малого радіуса, круті підйоми), а також при високій щільності транспортних потоків, затримках і заторах;
- 4) температура повітря і сонячна радіація, під впливом яких підвищується або знижується температура покриття і змінюються фізико-механічні властивості асфальтобетону, бітуму та бітумномінеральних сумішей;
- 5) тип ґрунту земляного полотна і умови його зволоження ґрунтовими і поверхневими водами. Оскільки при підвищенні вологості ґрунтів вище оптимального рівня значно знижується в'язкість, погіршуються міцнісні та деформаційні характеристики, а також збільшується пластичність ґрунтів. Це призводить до стрімкого накопиченню залишкових деформацій в земляному полотні, шарах основи, що виконані із матеріалів, які не містять в'язучого, а відповідно і всієї конструкції дорожнього одягу.

Мережу автомобільних доріг Шацького району Волинської області складають дороги територіального і обласного значення, які належать до III і IV технічних категорій. Відповідно інтенсивність руху там складає менше 3000 автомобіль за добу. Тому перші три фактори не здійснюють суттєвого впливу на руйнування покриття так як там відсутній інтенсивний рух важких транспортних засобів.

Щодо температури повітря та сонячної радіації слід зауважити, що ці фактори здійснюють вплив у літній період і сприяють виникненню колійності покриття. З часом на смузі накату утворюються тріщини, які спричиняють виникнення вибоїн.

Для зменшення цього негативного фактору необхідно проводити щорічне обстеження поперечної рівності покриття. У випадку виявлення недопустимої колійності необхідно проводити заходи щодо її усунення шляхом фрезерування виступів, а також, по можливості та необхідності, влаштування вирівнюючого шару покриття. При цьому рекомендується застосовувати матеріали, які володіють підвищеною колієстійкістю.

Вологість ґрунтів земляного полотна суттєво призводить до зниження міцнісних та деформаційних характеристик ґрунтів земляного полотна та конструкції дорожнього одягу в цілому [2, 3]. Це проявляється у зменшенні загального модуля пружності дорожнього одягу та зниженні рівності покриття, накопичення залишкових деформацій у ґрунті земляного полотна. Закономірність впливу вологості ґрунтів земляного полотна на рівність покриття характеризує рис. 1.

Під проектування конструкції дорожнього одягу в розрахунках приймаємо значення вологості, міцності і деформаційних характеристик ґрунтів відповідно до дорожньо-кліматичних районувань території, розробленого в сорокові-п'ятдесяті роки XX століття за участю В.Ф. Бабкова, А.В. Гербурт-Гейбович, Л.А. Преферансовой та інших. Однак схема дорожньо-кліматичного районування, яка застосовується в нормативних документах, є узагальненою, а тому значення вологості ґрунтів і їх механічні і деформаційні характеристики вимагають уточнення і деталізації. Як правило, при проектуванні конструкції дорожнього одягу застосовують типові проекти однакової конструкції, з однаковою міцністю для значних, по протяжності, ділянок автомобільної дороги - до десятків кілометрів. Це призводить до передчасного руйнування конструкції на ділянках з несприятливими

умовами зволоження і водно-теплого режиму земляного полотна або завищення показників міцності конструкції на сухих ділянках з відмінним водовідведенням.

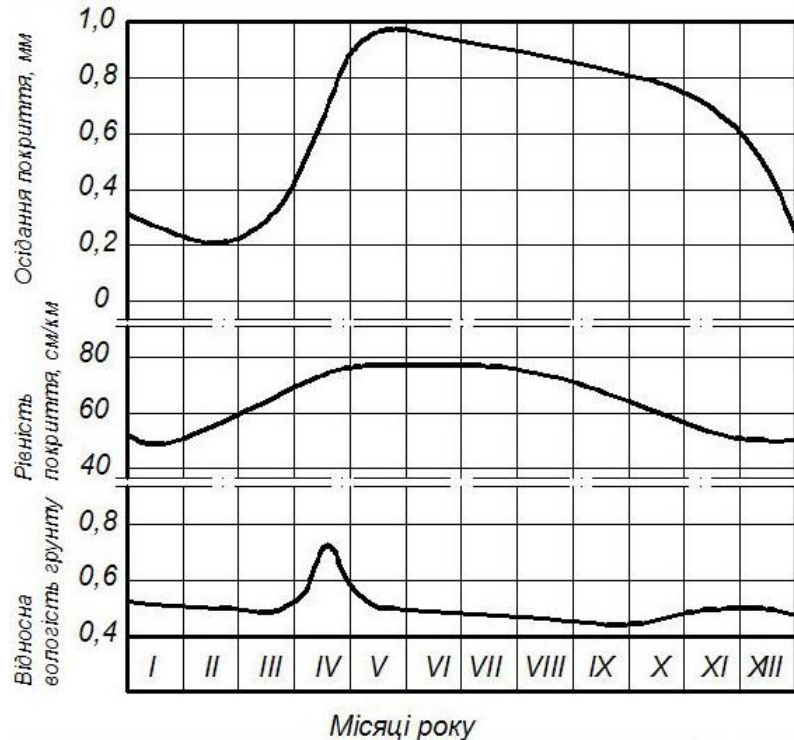


Рис. 1. Коливання рівності і міцності дорожнього одягу протягом року

Особливо актуальною ця проблема є для автомобільних доріг Шацького району. Оскільки територія Шацького району лежить на Волинській рівнині і автомобільні дороги запроектовані із низькими насипами. Рівнинність рельєфу ускладнює відведення атмосферних опадів з проїзної частини та з кюветів за рахунок похилого ухилу. Це спричиняє підвищення вологості ґрунтів земляного полотна за рахунок проникнення води через неущільнені узбіччя та укоси, яка накопичилася на узбіччі та біля земляного полотна у вигляді атмосферних опадів у вигляді дощу та танення снігу. До того ж, сезонне промерзання ґрунтів характеризується міграцією ґрунтових вод знизу до шарів основи протягом зимового (морозного) періоду.

Згідно з районуванням розробленим вченим М.М. Гудзинським [4] територія Шацького району характеризується як особливо небезпечних ділянок з глибиною залягання ґрунтових вод від 0 до 3 метрів. Тому, можемо судити що ці ділянки доріг характеризуються як ділянки з другим та третім типами місцевості за характером зволоження [5]. Це спричинює негативний вплив в процесі експлуатації автомобільних доріг.

Зниження міцнісних та деформаційних характеристик ґрунтів земляного полотна призводить до втрати загальної міцності цілої конструкції дорожнього одягу. Це призводить до утворення в шарах покриття підповерхневих тріщин, які протягом подальшої експлуатації автомобільної дороги починають проявлятися у вигляді поверхневих тріщин, сітки тріщин, проламів. Зволоженні ґрунти втрачають свою стійкість і відбувається накопичення залишкових деформацій від руху вантажних автомобілів та автобусів, що призводить в процесі експлуатації до поперечної нерівності покриття та, в деяких випадках, до утворення колійності.

В результаті погіршення експлуатаційного стану покриття народне господарство зазнає фінансових втрат, які пов'язані з передчасним ремонтом конструкції дорожнього одягу, а також непрямих затрат – в наслідок здороження вантажо- та пасажироперевезень.

Для запобігання вище згаданих небезпечних явищ необхідно забезпечити повний водовідвід від автомобільної дороги за допомогою влаштування кюветів та водопропускних труб. Забезпечити швидке просихання земляного полотна у весняний період та влаштування дренажів. Дані заходи дадуть можливість попередити передчасне руйнування дорожнього одягу і забезпечити безперешкодний та безпечний рух транспортних засобів.

Ще одним негативним фактором безпеки руху є шорсткість покриття. Як вже зазначалося, що незадовільна шорсткість покриття впливає на коефіцієнт зчеплення колеса автомобіля з покриттям і

цим самим збільшується гальмівний шлях автомобіля. Для вирішення цієї проблеми необхідно проводити вимірювання зчпних якостей покриття за методикою [6, 7]. У випадку виявлення невідповідної шорсткості необхідно провести поточний ремонт покриття, який полягає у влаштуванні покриття зносу, що має відповідний коефіцієнт.

На автомобільних дорогах Шацького району в повній мірі не забезпечено відповідної безпеки на організації дорожнього руху через відсутність всіх необхідних засобів організації дорожнього руху. Тому для покращення безпеки та організації дорожнього руху необхідно виконати необхідні заходи.

Високий темп автомобілізації в Україні вимагає істотного підвищення транспортно-експлуатаційних якостей, пропускної спроможності і суттєвого розширення дорожньої мережі. Географічне положення і стабільність краю позитивно впливають на використання дорожньої мережі автомобільним транспортом. У зв'язку, з чим інтенсивність транспортного потоку на автомобільних дорогах краю загального користування зростає в кілька разів. Особливо це помітно в теплий період року в розпал туристичного сезону і масового відпочинку населення.

Автомобілізація Шацького району, вирішуючи завдання з перевезення пасажирів і вантажів, ставить проблему забезпечення безпеки дорожнього руху. Дана проблема, що характеризується складністю і багатоплановістю, набула особливої гостроти в останнє десятиліття в зв'язку зі зростаючою диспропорцією між приростом кількості автомототранспортних засобів і протяжністю вулично-дорожньої мережі.

Наслідки дорожньо-транспортних пригод, пов'язані із загибеллю і пораненням людей, втратою (пошкодженням) матеріальних цінностей, завдають значної шкоди економіці. Одним із способів зниження аварійності та якості підвищення безпеки дорожнього руху є будівництво обхідних доріг навколо населених пунктів

**Висновки.** Для запобігання вище згаданих небезпечних явищ необхідно забезпечити повний водовідвід від автомобільної дороги за допомогою влаштування кюветів та водопропускних труб. Забезпечити швидке просихання земляного полотна у весняний період та влаштування дренажів. Дані заходи дадуть можливість попередити передчасну руйнування дорожнього одягу і забезпечити безперешкодний та безпечний рух транспортних засобів.

Збереження та підтримання експлуатаційного стану покриття автомобільної дороги у належному стані без дефектів дозволить зменшити негативний вплив на безпеку дорожнього руху та зменшити ймовірність виникнення ДТП, які відбуваються через ризиковий вибір водіями оптимальної траєкторії руху автомобіля.

1. Рувинский В.Н. Оптимальные конструкции земляного полотна / Владлен Изотопович Рувинский. – М.: Транспорт, 1982. – 168 с.
2. Сиденко В.М. Эксплуатация автомобильных дорог. Учебник для студентов вузов по специальности «Автомобильные дороги» / В.М. Сиденко, С.И. Михович. – М.: Транспорт, 1976. – 288 с.
3. Бируля А.К. Работоспособность дорожных одежд / А.К. Бируля, С.И. Михович. – М.: Транспорт, 1968. – 172 с.
4. Гудзинский М.Н. Основные расчетные характеристик грунтов полотна автомобильных дорог применительно к природным условиям УССР: дисс. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.11.23 / Гудзинский М.Н. – Харьков, 1975. – 265 с.
5. Споруди транспорту. Дорожній одяг нежорсткого типу : ВБН В.2.3-218-186-2004 – [Чинний від 2005-01-01]. – К.: Державна служба автомобільних доріг України (Укравтодор), 2004. – 151 с. – (Стандарт Укравтодор).
6. Дорожні покриття. Методи вимірювання зчпних якостей : ДСТУ Б.В.2.3-8-2003 – [Чинний від 2004-01-04]. – К.: Держбуд України, 2003. – 25 с.
7. Ільченко В.В. Оцінка зчпних якостей дорожнього покриття за параметрами шорсткості його поверхні / В.В. Ільченко // Автомобільні дороги і дорожнє будівництво. Випуск 68. – К., 2003. – С. 45-47.

## REFERENCES

1. Ruvinskiy V. (1982). Optimal construction of the subgrade. [Optimalnie konstrukcii zemlyanovo polotna]. Moscow, Transport Publ. 168 p.
2. Sidenko V. (1976). Exploitation of highways. A textbook for university students on a specialty "Highways". [Ekspluatatsiya avtomobilnykh dorog. Uchebnik dlya studentov vuzov po specyachnosti "Avtomobilnye dorogi"]. Moscow, Transport Publ. 288 p.
3. Birulya A. (1968). The efficiency of road pavement. [Rabotosposobnost' dorognyh odegd]. Moscow, Transport Publ. 172p.
4. Gugzinskiy M. The main design characteristics of subgrade soils of highways in relation to the natural conditions of the Ukrainian SSR. [Osnovnye rascetnye harakteristiki gruntov polonta avtomobilnykh dorog primenitelno k prirodnyum usloviyam USSR]. Kharkov, 265 p.

5. Transport facilities. Flexible type of pavement: VBN V.2.3-218-186-2004. (2004). [Sporudy transportu. Dorognii odyag negorstkogo typu]. Kyiv, Ukravtodor. 151 p.
6. Pavement. Methods of measuring coupling properties : DSTU B.V.2.3-8-2003 – (2003). [Dorozhni pokrytia. Metody vymiriuvania zchipnykh yakosteij]. Kyiv, Derzhbud Ukraine. 25 p.
7. Ilchenko V. (2003). Evaluation grip of the road surface roughness parameters of the surface. [Ocinka zcipnykh yakosteij dorozhniogo pokrytia za parametryamy shorstkosti jogo poverhni]. Kyiv, Hihgways and road building. P. 45-47.

**Процюк В.А., Андрійчук А.В., Шымчук А.П. Методы уменьшения аварийности на автомобильных дорогах Шацкого района, которая вызвана неудовлетворительным состоянием покрытия.**

Проанализирована статистика и причины возникновения ДТП в Шацком районе. Приведенные результаты обследования покрытий автомобильных дорог Шацкого района. Установлены наиболее типичные повреждения и деформации конструкции дорожной одежды. Предложенные методы для сохранения и улучшения существующего состояния покрытия дорог.

**Ключевые слова:** дорожно-транспортное происшествие, ровность, прочность, влажность, покрытие.

**V. Protsiuk, O. Andriichuk, O. Shymchuk. Methods to reduce accidents on the roads of Shatsky district, which is caused poor state pavement.**

Statistics and analizez of the causes of road accidents in the Shatsky district are analyzed. These results of a survey of road pavement in the Shatsky district are proposed. Set the most typical damages and deformation of the pavement structure. The methods to maintain and improve the current state of the road pavement are proposed.

**Keywords:** car accident, evenness, strength, humidity, pavement.

**АВТОРИ:**

**ПРОЦЮК Віталій Олексійович**, асистент кафедри «Автомобільні дороги та аеродроми», Луцький НТУ, e-mail: [protsai2@rambler.ru](mailto:protsai2@rambler.ru)

**АНДРІЙЧУК Олександр Валентинович**, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобільні дороги та аеродроми», Луцький НТУ, e-mail: [aleklutsk@gmail.com](mailto:aleklutsk@gmail.com)

**ШИМЧУК Олександр Петрович** кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобільні дороги та аеродроми», Луцький НТУ, e-mail: [Shimchuka@rambler.ru](mailto:Shimchuka@rambler.ru)

**АВТОРЫ:**

**ПРОЦЮК Віталій Аелекеевич**, ассистент кафедры «Автомобильные дороги и аэродромы», Луцкий НТУ, e-mail: [protsai2@rambler.ru](mailto:protsai2@rambler.ru)

**АНДРИЙЧУК Александр Валентинович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильные дороги и аэродромы», Луцкий НТУ, e-mail: [aleklutsk@gmail.com](mailto:aleklutsk@gmail.com)

**ШИМЧУК Александр Петрович** кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильные дороги и аэродромы», Луцкий НТУ, e-mail: [Shimchuka@rambler.ru](mailto:Shimchuka@rambler.ru)

**AUTHORS:**

**Vitalii PROTSIUK**, assistant of Highways and Airfields, Lutsk National Technical University, e-mail: [protsai2@rambler.ru](mailto:protsai2@rambler.ru)

**Oleksandr ANDRIICHUK**, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Highways and Airfields, Lutsk National Technical University, e-mail: [aleklutsk@gmail.com](mailto:aleklutsk@gmail.com)

**Oleksandr SHYMCHUK**, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Highways and Airfields, Lutsk National Technical University, e-mail: [Shimchuka@rambler.ru](mailto:Shimchuka@rambler.ru)

Стаття надійшла в редакцію 12.10.2016 р.



Пустюльга С.І., Самостян В.Р., Хомич А.А.  
*Луцький національний технічний університет*

## ДИСКРЕТНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КРИВОЛІНІЙНИХ СІТОК ІЗ ЗАДАНИМИ КРАЙОВИМИ УМОВАМИ НА ТРИКУТНОМУ ПЛАНІ СУПЕРПОЗИЦІЄЮ ЧИСЛОВИХ ПОСЛІДОВНОСТЕЙ

У роботі запропоновано спосіб формування відсіків зрівноважених дискретно представлених криволінійних поверхонь із трикутним планом за допомогою суперпозиції подвійних числових послідовностей. Розроблений математичний алгоритм дозволяє формувати зрівноважені дискретні криволінійні сітки без розв'язання громіздких систем лінійних рівнянь рівноваги статико-геометричного методу професора С.М. Ковальова, забезпечує абсолютне виконання заданих крайових умов, знімає проблеми згущення вузлів дискретних сіток до досягнення заданої точності, відкриває можливість швидкого переходу від дискретних моделей двовимірних образів до їх неперервних аналогів.

**Ключові слова:** дискретно представлені поверхні, трикутний план, суперпозиція, подвійні числові послідовності, статико-геометричний метод, згущення дискретних сіток.

**Постановка проблеми.** Цілий ряд наукових робіт вчених, що працюють у галузі дискретного моделювання технічних об'єктів зі складною геометрією, присвячені узагальненню статико-геометричного методу формування зрівноважених структур довільної розмірності проф. С.М. Ковальова [1], розширенню його можливостей для вирішення практичних завдань, дослідженням взаємозв'язку даного методу із побудовою моделей тих же образів за допомогою математичного апарату числових послідовностей [2].

І статико-геометричний метод, і метод дискретного моделювання зрівноважених криволінійних об'єктів математичним апаратом числових послідовностей має свої переваги та недоліки. При побудові дискретних моделей криволінійних образів довільного числа вимірів статико-геометричним методом виникають проблеми розв'язання громіздких систем лінійних рівнянь, точності представлення геометричних об'єктів, згущення каркасів, швидкого переходу до неперервного представлення модельованих форм і т.і. При дискретному моделюванні зрівноважених образів довільної розмірності числовими послідовностями виникають проблеми забезпечення виконання вихідних умов формування, зокрема врахування у створюваній моделі однозначно заданого опорного контуру. Тому пошук ефективних алгоритмів дискретного представлення зрівноважених сіток числовими послідовностями з довільними крайовими умовами та довільною конфігурацією плану поверхонь є актуальним завданням для досліджень.

**Аналіз останніх досліджень.** Питанням розробки алгоритмів дискретного формування зрівноважених двовимірних структур за допомогою математичного апарату числових послідовностей були присвячені роботи [2, 3, 5]. У них було доведено, що при формуванні образів розмірністю два на чотирикутному плані однією двовимірною числовою послідовністю, не можливо абсолютно точно забезпечити виконання крайових умов та інших вихідних даних. Це пов'язано із тим, що у загальному випадку “природа” двовимірного скінчено-різницевого оператора, тобто обчислювального шаблону, який лежить в основі виведення виразу подвійної числової послідовності, що є моделлю тієї чи іншої сітки, не завжди відповідає довільно вибраним крайовим умовам. В наступних роботах [4, 6, 7] були запропоновані ефективні алгоритми дискретного формування зрівноважених двовимірних образів на чотирикутних планах за допомогою комплексу подвійних числових, а сам процес моделювання полягав у підборі та суперпозиції останніх. Це дало можливість суттєво спростити процеси моделювання зрівноважених дискретно представлених поверхонь, швидко коригувати геометрію формованих образів, ефективно управляти процесами формування.

Однак залишається актуальним завдання розробки підходів до побудови зрівноважених дискретних моделей поверхонь за допомогою математичного апарату числових послідовностей із абсолютним врахуванням довільно заданих крайових умов на планах, відмінних від чотирикутного. Такі дослідження з одного боку дадуть можливість подальшого узагальнення методу моделювання дискретно визначених поверхонь числовими послідовностями, а з іншого – суттєво розширять спектр практичного застосування розроблюваних способів.



**Мета роботи.** Метою даної роботи є розробка способу формування відсіків зрівноважених дискретно представлених криволінійних поверхонь із трикутним планом за допомогою суперпозиції подвійних числових послідовностей, а також ефективних алгоритмів моделювання таких двовимірних образів в середовищі **Mathcad**.

**Основна частина.** Крайові умови модельованої дискретно представленої поверхні на трикутному плані, у загальному вигляді, можуть бути представлені або масивами координат, або як дискретні моделі параметрично заданих кривих у тривимірному просторі. Тоді при заданій кількості вузлів формованої сітки їх можна описати одновимірними числовими послідовностями, відповідно до узгоджених параметрів дискретизації (рис. 1), у вигляді:

$$\begin{aligned} X_{A,B} &= a_{x0} + a_{x1}k + a_{x2}k^2 + \dots a_{xs}k^s, & X_{A,C} &= c_{x0} + c_{x1}m + c_{x2}m^2 + \dots c_{xs}m^s, \\ Y_{A,B} &= a_{y0} + a_{y1}k + a_{y2}k^2 + \dots a_{ys}k^s, & Y_{A,C} &= c_{y0} + c_{y1}m + c_{y2}m^2 + \dots c_{ys}m^s, \\ Z_{A,B} &= a_{z0} + a_{z1}k + a_{z2}k^2 + \dots a_{zs}k^s, & Z_{A,C} &= c_{z0} + c_{z1}m + c_{z2}m^2 + \dots c_{zs}m^s, \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} X_{B,C} &= b_{x0} + b_{x1}n + b_{x2}n^2 + \dots b_{xs}n^s, \\ Y_{B,C} &= b_{y0} + b_{y1}n + b_{y2}n^2 + \dots b_{ys}n^s, \\ Z_{B,C} &= b_{z0} + b_{z1}n + b_{z2}n^2 + \dots b_{zs}n^s. \end{aligned}$$

При такому дискретному задаванні крайових умов на трикутному (*ABC*) у плані опорному контурі, математичну модель майбутнього зрівноваженого дискретно формованого об'єкта достатньо легко описати системою лінійних рівнянь рівноваги вузлів статико-геометричного методу виду:

$$\begin{cases} X_{i,j+1} + X_{i+1,j} + X_{i-1,j} + X_{i,j-1} - 4 \cdot X_{i,j} + kP^x_{i,j} = 0 \\ Y_{i,j+1} + Y_{i+1,j} + Y_{i-1,j} + Y_{i,j-1} - 4 \cdot Y_{i,j} + kP^y_{i,j} = 0 \\ Z_{i,j+1} + Z_{i+1,j} + Z_{i-1,j} + Z_{i,j-1} - 4 \cdot Z_{i,j} + kP^z_{i,j} = 0 \end{cases}, \quad (2)$$

результатом розв'язку якої будуть масиви складових координат вузлів формованої під навантаженням ( $P^x_{i,j}, P^y_{i,j}, P^z_{i,j}$ ) дискретно представленої поверхні на трикутному в плані опорному контурі.

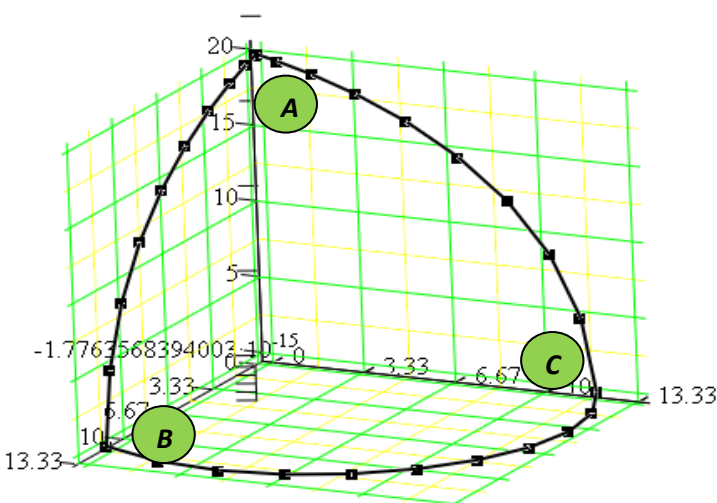


Рис.1. Заданий опорний контур дискретної моделі

Однак, це тільки масиви координат, які не можуть дати жодної інформації про геометрію сформованої дискретної моделі, про точність представлення, про потребу та можливість згущення вузлів сітки для досягнення поставлених вимог. Всі ці проблеми будуть зняті, якщо знайти спосіб представлення процесу такого дискретного формоутворення за допомогою комплексу подвійних числових послідовностей, поданих у замкнутому вигляді.

Ідея роботи полягає у правильному підборі комплексу потрібних подвійних числових послідовностей для їх подальшої суперпозиції.

Звернемося до геометричного трактування можливих способів

розв'язання такої задачі. Процес формоутворення дискретної моделі криволінійної поверхні на трикутному плані із заданими крайовими умовами можна представити як суперпозицію циліндроїда,

конуса і площини або, що більш на наш погляд раціонально, як суперпозицію трьох конусів і площини побудованої на вершинах названих конічних поверхонь. Проблема вирішується при застосуванні адекватних числових послідовностей для представлення кожної із складових вказаної суперпозиції. Така можливість може бути реалізована коли використати підхід до представлення послідовностями процесу формування поверхонь Кунса тільки з певними варіаціями типу “сторона-вершина” на трикутнику [8].

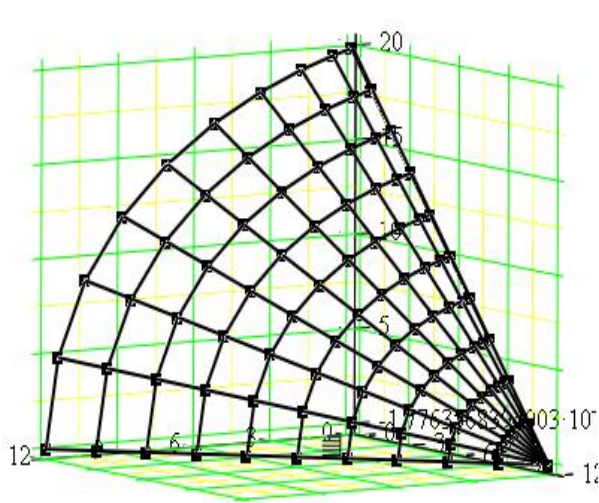


Рис. 2. Дискретна модель конічної поверхні з вершиною **C**

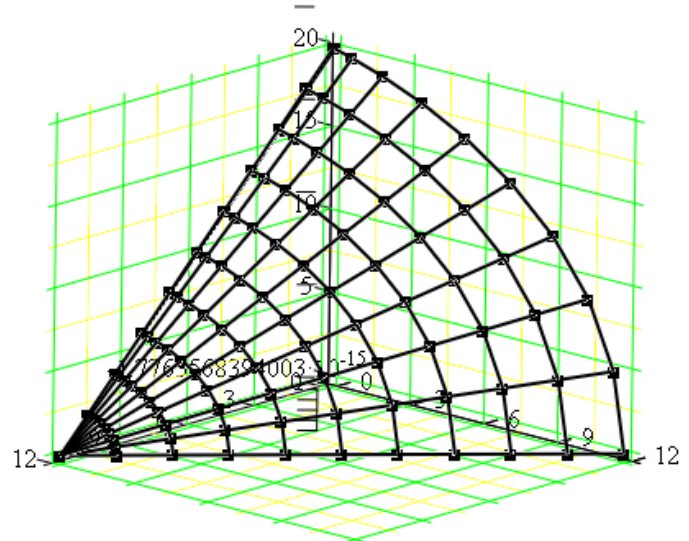


Рис. 3. Дискретна модель конічної поверхні з вершиною **B**

Відповідно до цього, першу дискретно представлену конічну поверхню з направляючою **AB** і вершиною **C** сформуємо за допомогою системи числових послідовностей виду (3), (рис. 2).

$$(3) \quad \begin{cases} X1_{n,k} = (c_{x0} + c_{x1}k) \frac{n}{N-1} + (a_{x0} + a_{x1}k + a_{x2}k^2 + \dots a_{xs}k^s) \left(1 - \frac{n}{N-1}\right) \\ Y1_{n,k} = (c_{y0} + c_{y1}k) \frac{n}{N-1} + (a_{y0} + a_{y1}k + a_{y2}k^2 + \dots a_{ys}k^s) \left(1 - \frac{n}{N-1}\right) \\ Z1_{n,k} = (c_{z0} + c_{z1}k) \frac{n}{N-1} + (a_{z0} + a_{z1}k + a_{z2}k^2 + \dots a_{zs}k^s) \left(1 - \frac{n}{N-1}\right) \end{cases}$$

Дискретна модель такої лінійчатої поверхні абсолютно точно забезпечить виконання крайової умови **AB**. Для забезпечення виконання крайової умови **AC** скористаємося системою числових послідовностей виду:

$$(4) \quad \begin{cases} X2_{n,k} = (b_{x0} + b_{x1}k) \frac{n}{N-1} + (c_{x0} + c_{x1}k + c_{x2}k^2 + \dots c_{xs}k^s) \left(1 - \frac{n}{N-1}\right) \\ Y2_{n,k} = (b_{y0} + b_{y1}k) \frac{n}{N-1} + (c_{y0} + c_{y1}k + c_{y2}k^2 + \dots c_{ys}k^s) \left(1 - \frac{n}{N-1}\right) \\ Z2_{n,k} = (b_{z0} + b_{z1}k) \frac{n}{N-1} + (c_{z0} + c_{z1}k + c_{z2}k^2 + \dots c_{zs}k^s) \left(1 - \frac{n}{N-1}\right) \end{cases}$$

результатом обчислень якої буде дискретна модель конічної поверхні наведеної на рис. 3.

Система числових послідовностей виду

$$\begin{cases} X3_{n,k} = (a_{x0} + a_{x1}k) \frac{n}{N-1} + (b_{x0} + b_{x1}k + b_{x2}k^2 + \dots b_{xs}k^s) \left(1 - \frac{n}{N-1}\right) \\ Y3_{n,k} = (a_{y0} + a_{y1}k) \frac{n}{N-1} + (b_{y0} + b_{y1}k + b_{y2}k^2 + \dots b_{ys}k^s) \left(1 - \frac{n}{N-1}\right) \\ Z3_{n,k} = (a_{z0} + a_{z1}k) \frac{n}{N-1} + (b_{z0} + b_{z1}k + b_{z2}k^2 + \dots b_{zs}k^s) \left(1 - \frac{n}{N-1}\right) \end{cases} \quad (5)$$

Буде задавати дискретну модель третьої конічної поверхні з направляючою  $BC$ , наочне зображення якої наведено на рис. 4.

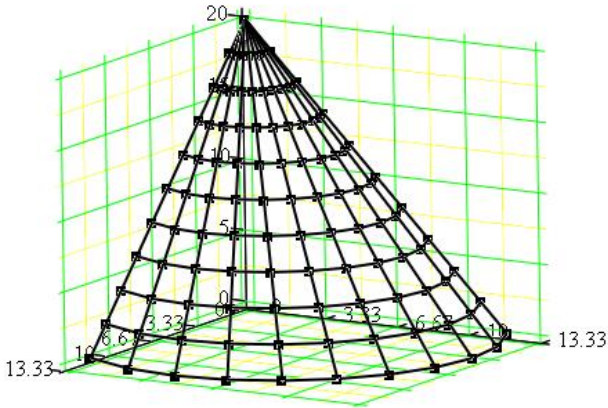


Рис. 4. Дискретна модель конічної поверхні з вершиною  $A$

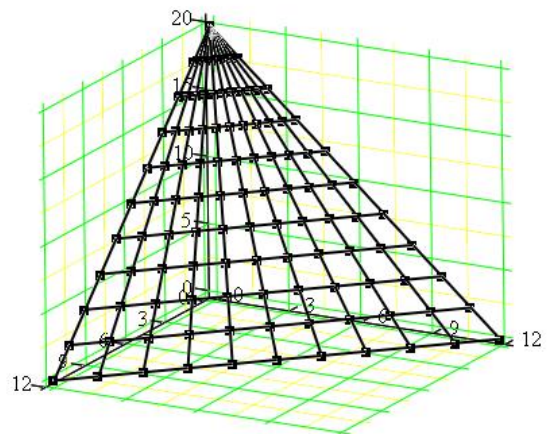


Рис. 5. Дискретна модель площини, побудованої на вершинах  $A, B, C$

Ще одним необхідним базовим елементом побудови дискретної моделі криволінійної поверхні на заданому опорному контурі є система подвійних числових послідовностей виду:

$$\begin{cases} X4_{n,k} = (a_{x0} + a_{x1}k) \frac{n}{N-1} + (b_{x0} + b_{x1}k) \left(1 - \frac{n}{N-1}\right) \\ Y4_{n,k} = (a_{y0} + a_{y1}k) \frac{n}{N-1} + (b_{y0} + b_{y1}k) \left(1 - \frac{n}{N-1}\right) \\ Z4_{n,k} = (a_{z0} + a_{z1}k) \frac{n}{N-1} + (b_{z0} + b_{z1}k) \left(1 - \frac{n}{N-1}\right) \end{cases}, \quad (6)$$

яка описує дискретну модель відсіку площини (рис. 5), побудованої на кутових точках  $(ABC)$  опорного контуру (рис. 1).

Результуючу дискретну модель формованої поверхні, яка абсолютно точно забезпечить виконання заданих крайових умов, можна подати за допомогою суперпозиції сформованих базових подвійних числових послідовностей (3), (4), (5), (6) у вигляді системи (рис. 6):

$$\left\{ \begin{array}{l}
 XS_{n,k} = (c_{x0} + c_{x1}k) \frac{n}{N-1} + (a_{x0} + a_{x1}k + a_{x2}k^2 + \dots + a_{xs}k^s) \left(1 - \frac{n}{N-1}\right) + \\
 (b_{x0} + b_{x1}k) \frac{n}{N-1} + (c_{x0} + c_{x1}k + c_{x2}k^2 + \dots + c_{xs}k^s) \left(1 - \frac{n}{N-1}\right) + \\
 (a_{x0} + a_{x1}k) \frac{n}{N-1} + (b_{x0} + b_{x1}k + b_{x2}k^2 + \dots + b_{xs}k^s) \left(1 - \frac{n}{N-1}\right) - \\
 2((a_{x0} + a_{x1}k) \frac{n}{N-1} + (b_{x0} + b_{x1}k) \left(1 - \frac{n}{N-1}\right)) \\
 YS_{n,k} = Y1_{n,k} + Y2_{n,k} + Y3_{n,k} - 2Y4_{n,k} \\
 ZS_{n,k} = Z1_{n,k} + Z2_{n,k} + Z3_{n,k} - 2Z4_{n,k}
 \end{array} \right. \quad (7)$$

де  $n$  і  $k$  – нумерація членів подвійних числових послідовностей.

При заданих коефіцієнтах у (7) дискретна модель криволінійної поверхні будується для будь-яких комбінацій  $n$  і  $k$ . Однак вузли дискретної сітки такої моделі не знаходяться у рівновазі, відповідно до основних положень статико-геометричного методу формоутворення.

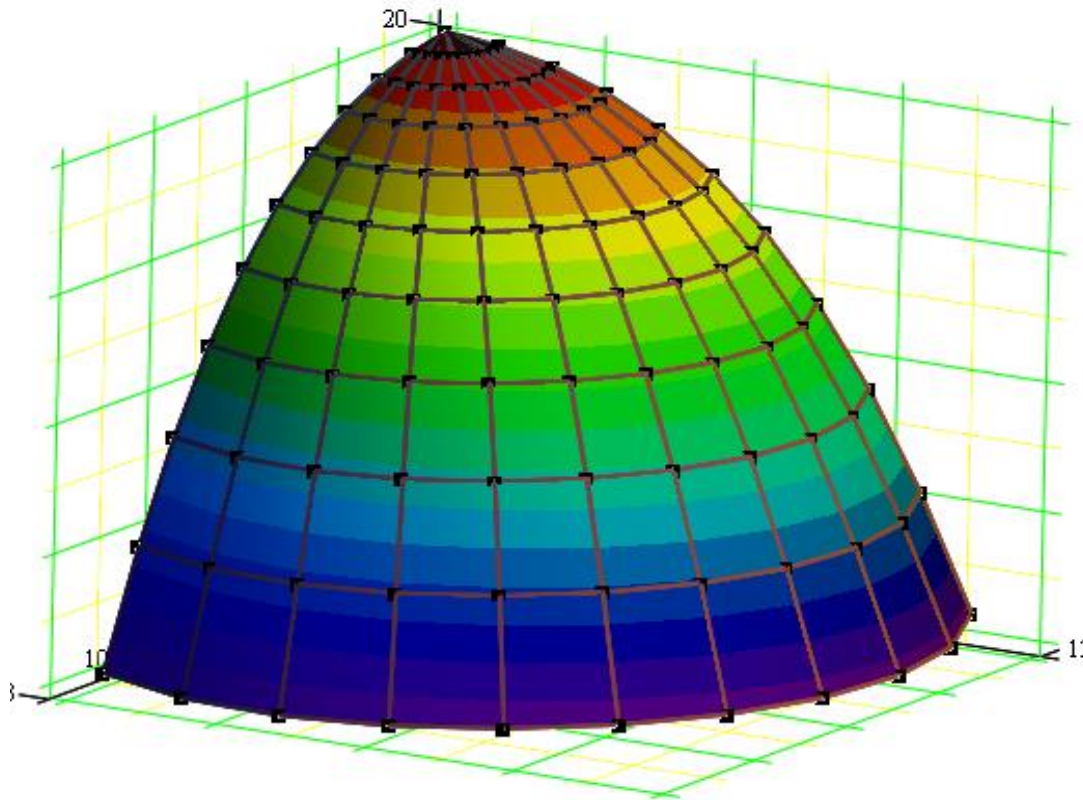


Рис. 6. Суперпозиція базових дискретних моделей

Для приведення до рівноваги вузлів дискретної моделі, формованої на заданому опорному контурі криволінійної поверхні, необхідно із (7) виокремити координатні складові функції зовнішнього формоутворюючого навантаження, що діє на вузли сітки. Для цього треба визначитись із коефіцієнтами скінченно-різницевого оператора, що лежать в основі побудованої статико-геометричним методом моделі, тобто коефіцієнтами відповідних обчислювальних шаблонів.

Наприклад, нехай в основі формування нашої зрівноваженої сітки лежить шаблон (2). Тоді для встановлення рівноваги вузлів дискретної моделі криволінійної поверхні з нерівномірним кроком вузлів, описаної системою подвійних числових послідовностей (7), достатньо до координатних складових вузлів у лінійній системі скінченно-різницевого рівнянь (2) статико-геометричного методу прикласти складові функціонального навантаження виду:



$$\begin{cases} Px_{n,k} = 4XS_{n,k} - XS_{n-1,k} - XS_{n+1,k} - XS_{n,k-1} - XS_{n,k+1} \\ Py_{n,k} = 4YS_{n,k} - YS_{n-1,k} - YS_{n+1,k} - YS_{n,k-1} - YS_{n,k+1} \\ Pz_{n,k} = 4ZS_{n,k} - ZS_{n-1,k} - ZS_{n+1,k} - ZS_{n,k-1} - ZS_{n,k+1} \end{cases} \quad (8)$$

Дискретна модель (7), (8) є абсолютно точною, для сформованого образу відсутня проблема згущення сітки до досягнення заданої точності. Крім того, дана геометрична модель є “ідеалом” або мірилом точності для будь-яких дискретно представлених зрівноважених сіток, побудованих на заданому опорному контурі. При необхідності переходу дискретної моделі (7) до її неперервного аналога достатньо дискретні параметри  $n$  і  $k$  замінити на неперервні  $x$  та  $y$ .

**Висновки.** У роботі запропоновано спосіб формування відсіків зрівноважених дискретно представлених криволінійних поверхонь із трикутним планом за допомогою суперпозиції подвійних числових послідовностей. Розроблений математичний алгоритм дозволяє формувати зрівноважені дискретні криволінійні сітки без розв’язання громіздких систем лінійних рівнянь рівноваги статико-геометричного методу професора С.М. Ковальова, забезпечує абсолютне виконання заданих крайових умов, знімає проблеми згущення вузлів дискретних сіток до досягнення заданої точності, відкриває можливість швидкого переходу від дискретних моделей двовимірних образів до їх неперервних аналогів.

1. Ковалев С.Н. Формирование дискретных моделей поверхностей пространственных архитектурных конструкций. Дисс. докт. техн. наук. – М., 1986. – 348 с.

2. Пустюльга С.І. Дискретне визначення геометричних об’єктів числовими послідовностями. Дис....докт. техн. наук. 05.01.01. / К.: КНУБА, 2006. – 320с.

3. Пустюльга С.І., Самчук В.П., Клак Ю.В. Стикування дискретно представлених ділянок криволінійних поверхонь із заданим порядком гладкості за допомогою операцій над матрицями Науковий журнал “Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті” – Луцьк: Луцький НТУ, 2014. - Вип. 2. - С. 104-111.

4. Пустюльга С.І., Самостян В.Р., Хомич А.А. Дискретне моделювання зрівноважених криволінійних сіток, з нерівномірним кроком вузлів, суперпозицією подвійних числових // Прикладна геометрія та інженерна графіка”: Зб. наук. пр. - К., 2013. - Вип. 91. – С. 219-225.

5. Пустюльга С.І. Формування подвійних числових послідовностей для моделювання ДВП при заданих початкових умовах. // Прикладна геометрія та інженерна графіка.- К., 2005, вип.75, с. 146-151.

6. Пустюльга С.І., Самостян В.Р. Вплив крайових умов на формування зрівноважених двовимірних образів числовими послідовностями.- Прикладна геометрія та інженерна графіка. К., 2008, вип.79, с. 57-62.

7. Пустюльга С.І., Самостян В.Р. Моделювання зрівноважених дискретно представлених криволінійних поверхонь із заданими крайовими умовами числовими послідовностями. - Прикладна геометрія та інженерна графіка”: - К., 2009. - Вип. 82. – С. 208-214.

8. Малоземов В.Н. Избранные главы дискретного гармонического анализа и геометрического моделирования.//Санкт-Петербургский государственный университет., 2009. – 584с.

## REFERENCES

1. Kovalov S. Formation of discrete models of surfaces of spatial architectural structures. Diss. Doct. of Tech. Science. - M., 1986. - 348 p.

2. Pustulha S. Discrete definition of geometric objects by means of numerical sequences. Diss. Dokt. Of Tech. Science. 05.01.01. / K.: KNUCA, 2006. - 320p.

3. Pustulha S., Samchuk V., Klak Y. Docking of discretely represented sections of curved surfaces with the indicated order of smoothness by means of operations on matrices. Scientific journal "Advances in Mechanical Engineering and Transport" - Lutsk NTU, 2014. - Vol. 2. - P. 104-111

4. Pustulha S., Samostian V., Khomych A. Discrete modelling of balanced curvilinear grids, with irregular steps of units by means of double numerical sequences superposition // Applied geometry and engineering graphics ": Coll. Science. pr. - K., 2013. - Vol. 91. - P. 219-225

5. Pustulha S. Formation of double numerical sequences for modeling the discretely indicated surfaces by given initial conditions. // Applied geometry and engineering graphics.- K., 2005, vyp.75, p. 146-151.

6. Pustulha S., Samostian V. Influence of boundary conditions on the formation of a balanced two-dimensional images by numerical sequences. - Applied geometry and engineering graphics. K., 2008, vol.79, p. 57-62.

7. Pustulha S., Samostian V. Modelling of balanced discretely presented curved surfaces with given boundary conditions of numerical sequences. - Applied geometry and engineering graphics ", - K., 2009. - Vol. 82. - P. 208-214

8. Malozimov V. Select heads of discrete harmonic analysis and geometrical design. // Saint Petersburg state university., 2009. – 584p.

**Пустюльга С.І., Самостян В.Р., Хомич А.А. Дискретное моделирование криволинейных сеток с заданными краевыми условиями на треугольном плане суперпозицией числовых последовательностей.**

В работе предложен способ формирования отсеков равновесных дискретно представленных криволинейных поверхностей с треугольным планом с помощью суперпозиции двойных числовых последовательностей. Разработанный



математический алгоритм позволяет формировать дискретные криволинейные сетки без решения громоздких систем линейных уравнений равновесия статико-геометричного метода профессора С. М. Ковалева, обеспечивает абсолютное выполнение заданных краевых условий, снимает проблемы сгущения узлов дискретных сеток для достижения заданной точности, открывает возможность быстрого перехода от дискретных моделей двумерных образов к их непрерывным аналогам.

**Ключевые слова:** дискретно представленные поверхности, треугольный план, суперпозиция, двойные числовые последовательности, статико-геометричный метод, сгущение дискретных сеток.

***S. Pustiulha, V. Samostian, A. Homich. Discrete modelling of curvilinear grids with the indicated boundary conditions on the triangular design by means of numerical sequences superposition.***

In this paper it is offered the way of forming the balanced parts discretely presented curvilinear surfaces with the triangular design by means of numerical sequences superposition. The developed mathematical algorithm makes possible to form discrete curvilinear grids without solving the huge systems of linear equations of equilibrium of professor Kovalov's statico-geometric method, provides absolute implementation of the indicated boundary conditions, takes off the problems of condensing the knots of discrete grids for achieving the indicated exactness, opens possibility of rapid transition from the discrete models of two-dimensional characters to their continuous analogues.

**Keywords:** discretely presented surfaces, triangular design, superposition, double numerical sequences, statico-geometric method, condensing of discrete grids.

**АВТОРИ:**

*ПУСТЮЛЬГА Сергій Іванович*, доктор технічних наук, професор кафедри інженерної та комп'ютерної графіки, декан МБФ, Луцький національний технічний університет e-mail: [mbf.dec@mail.ru](mailto:mbf.dec@mail.ru).

*САМОСТЯН Віктор Русланович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри інженерної та комп'ютерної графіки, Луцький національний технічний університет e-mail: [cvmbf@ukr.net](mailto:cvmbf@ukr.net).

*ХОМИЧ Артем Андрійович*, аспірант кафедри інженерної та комп'ютерної графіки, Луцький національний технічний університет.

**АВТОРЫ:**

*ПУСТЮЛЬГА Сергей Иванович*, доктор технических наук, профессор кафедры инженерной и компьютерной графики, декан МСФ, Луцкий национальный технический университет e-mail: [mbf.dec@mail.ru](mailto:mbf.dec@mail.ru)

*САМОСТЯН Виктор Русланович*, кандидат технических наук, доцент кафедры инженерной и компьютерной графики, Луцкий национальный технический университет e-mail: [cvmbf@ukr.net](mailto:cvmbf@ukr.net).

*ХОМЫЧ Артем Андреевич*, аспирант кафедры инженерной и компьютерной графики, Луцкий национальный технический университет.

**AUTHORS:**

*Serhii PUSTIULHA*, Doctor of Technical Sciences, Professor of Engineering and Computer Graphics department, Dean of MBF, Lutsk National Technical University e-mail: [mbf.dec@mail.ru](mailto:mbf.dec@mail.ru)

*Viktor SAMOSTIAN*, Ph.D in Engeneering, associate professor of engineering and computer graphics department, Lutsk National Technical University e-mail: [cvmbf@ukr.net](mailto:cvmbf@ukr.net).

*Artem HOMICH*, graduate student of engineering and computer graphics department, Lutsk National Technical University.

Стаття надійшла в редакцію 20.09.2016р.

Рудзінська О.В.  
*Національний транспортний університет*

## ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ БЕЗПЕКИ КОМЕРЦІЙНИХ АВТОМОБІЛІВ В ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИХ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМАХ

Найскладнішою складовою соціально-економічного розвитку держави є транспортна система. Спроможність екстенсивного шляху задоволення суспільства в збільшенні обсягів перевезень за рахунок збільшення чисельності транспорту в значній мірі вичерпані. Визначено класифікаційні ознаки та функції груп сервісу домена системи транспортних засобів, представлено типові зразки обладнання автомобілів категорії N при роботі з технологіями інтелектуальних транспортних систем

**Ключові слова:** Ітелектуальні транспортні системи, домені, сервісні групи.

**Постановка проблеми.** Ітелектуальні транспортні системи (ІТС) це шлях до більш ефективного використання транспортного ресурсу, при одночасному покращенні безпеки руху та скорочення негативного впливу автомобілезації на навколишнє середовище. ІТС, як відомо, це системна інтеграція сучасних інформаційних, комунікаційних та комп'ютерних технологій з засобами транспорту, транспортною інфраструктурою та користувачів транспорту [1].

Серед головних напрямків розвитку ІТС це концепція інтелектуального автомобіля, тобто засобу транспорту з елементами штучного інтелекту. В роботі розглянуто можливості покращення реалізації експлуатаційних властивостей автомобіля за допомогою ІТС. Сервісний домен ІТС – системи транспортного засобу- це специфічна галузь застосування, яка містить в собі одну або декілька сервісних груп. Сервісна група ІТС – це один або більше подібних чи пов'язаних сервісів, що призначені для користувачів ІТС. Сервіс ІТС- це продукт діяльності, що призначено для конкретного користувача ІТС [2].

У зв'язку з цим **метою роботи** є дослідження потенційних можливостей сервісних груп систем транспортних засобів та шляхи їх сучасної реалізації в технологіях ІТС.

**Результати досліджень.** У роботі наведений сервісний домен систем транспортних засобів, що включає наступні сервісні групи: покращення розпізнавання; автоматизоване керування транспортними засобами; попередження лобового зіткнення; попередження бокового зіткнення; системи активної безпеки; системи запобігання аварій. Розглянемо ці групи.

1. Покращення розпізнавання. Мета - запобігання зіткнення з пішоходами та іншими об'єктами, попередження водіїв щодо дотримання швидкісного режиму та правил дорожнього руху (включення повороту при зміні полоси руху, заборони обгону в зоні дії знаку заборони та інше).

Можливості сервісу, що реалізуються в ІТС:

- виявлення пішоходів та тварин;
- попередження про загрозу зіткнення;
- автоматичне гальмування в разі необхідності;
- розпізнавання форми дорожнього знаку;
- розпізнавання коляру знаку;
- розпізнавання напису (значень обмеження швидкості);
- розпізнавання інформаційної таблиці (вид транспорту, час руху, зона дії
- порівняння фактичної швидкості з максимально допустимою;
- візуальне та звукове попередження про недотримання вимог дорожнього руху;
- утримання полоси руху;
- розпізнавання траєкторії полоси руху;
- попередження водія (є дві системи : пасивна і активна; пасивна - це попередження; активна - дія на рульове керування, на гальмівну систему).



Рисунок 1. Розпізнавання напису (значень обмеження швидкості).

Шляхи вирішення задач:

- встановлення відеокамер та радара;
- встановлення системи автоматичного екстреного гальмування;
- встановлення електромеханічного підсилювача рульового керування;
- встановлення системи контролю втомленості водія;
- встановлення системи контролю стану водія.



Рисунок 2. Встановлення відеокамер.

До базового обладнання на автомобілях категорії N використовуються трекери, відеореєстратори або камери та радари.



Рисунок 3. Розумний трекер (модель - StarLine M66) та відеореєстратор Ambarella A7z радаром-детектора SHO-ME.

В напрямку обладнання інтелектуальних транспортних систем є ряд нових розробок, таких як проєкційний дисплей, що встановлюється на переднє пряме лобове скло.



Рисунок 4. Нова розробка: проєкційний дисплей для вантажівок.

2. Автоматизоване керування транспортними засобами (ТЗ). Мета - досягнення високої динамічності ТЗ при збереженні безпеки руху. За рахунок об'єднання різних електронних систем керування автомобіля (систем курсової стійкості, систем гальмування, рульового керування, трансмісії, активної підвіски) в мережу, крім обміну інформації, можливо забезпечити їх сумісну роботу, чим і досягається мета сервісу.

Можливості сервісу, що реалізуються в ІТС:

- створення додаткового крутного моменту на рульовому кермі ТЗ (в залежності від виду поворотності - збиткової або недостатньої);
- створення додаткового кута повороту передніх коліс;
- створення кута повороту коліс задньої осі на задньоприводних автомобілях;
- розподіл крутного моменту між передньою та задньою вісью на повноприводних автомобілях;
- розподіл крутного моменту між правим та лівим ведучими колесами;
- зменшення кріну та розкачування підвіски;
- підтримання стійкості не тільки в критичних режимах руху ТЗ.

Шляхи вирішення задач:

- встановлення електропідсилювача рульового керування;
- зміна довжини важилів підвіски ( активне управління геометрії підвіски);
- встановлення електронного блокування диференціалу;
- застосування стабілізаторів поперечної стійкості змінної жорсткості та адаптивних амортизаторів в складі активної підвіски;
- встановлення електронних блоків керування подачі палива в двигуні ТЗ;
- встановлення антиблокуючих гальмівних систем

3. Попередження лобового зіткнення. Мета - попередження, запобігання та зменшення наслідків лобового зіткнення.

Можливості сервісу, що реалізуються в ІТС:

- попередження водія про небезпеку зіткнення;
- підготовка гальмівної системи до екстремного гальмування;
- активізація окремих пристроїв пасивної безпеки;
- часткове або повне автоматичне гальмування.

Шляхи вирішення задач:

- установка лазерних сканерів та радіолокаційних датчиків;
- розрахунок часу можливого зіткнення (сканування ділянки на 200 метрів перед автомобілем);
- автоматичний натяг пасів безпеки водія та переднього пасажира;
- встановлення кута нахилу подушок безпеки та спинок передніх та задніх сидінь в оптимальне положення;
- підйом задніх підголовників;
- укріплення подушок та спинок передніх і задніх сидінь ( заповнення повітряних камер та створення валків);
- закриття бокового скла на передніх та задніх дверцях;
- закриття люка на даху
- надання трьох звукових сигналів попередження;
- часткове автоматичне гальмування ( 40% від максимального гальмівного тиску);
- автоматичне створення максимального гальмівного тиску ( в разі якщо водій не реагує на попередження).

4. Попередження бокового зіткнення. Мета - попередження водія про безпеку з боку та активна допомога в разі необхідності.

Можливості сервісу, що реалізуються в ІТС:

- попередження водія про безпеку збоку;
- активна допомога водію повернути ТЗ у потрібну сторону ( Active PDC);
- зупинка ТЗ на деякій відстані від стінки при парковці;
- гальмування ТЗ після вібрації на кермі, як сигналу попередження;
- автоматична парковка ТЗ з пульта дистанційного керування.

Шляхи вирішення задач:

- установка лазерних сканерів та радіолокаційних датчиків (вимір до 20 м. по сторонам);

- установка ультразвукових датчиків спереду та позаду, які в залежності від швидкості контролюють простір до 4 метрів;
- установка системи, що керує гальмівною системою і відповідає за швидкість руху, а водій вибирає напрямок руху та робить маневри кермом;
- установка сервоприводу рульового колеса, що керує передніми колесами, рульове керування підштовхує водія до потрібного маневру;-
- установка у пішоходів спеціального передатчика (транспондер), а ТЗ має пристрій, що "чує" його по випромінюванню (транспондер можливо вбудовувати в ручку, черевики, мобільний телефон - для дітей)

5. Система активної безпеки. Мета - попередження, запобігання та усунення аварійних ситуацій.

Можливості сервісу, що реалізуються в ІТС:

- попередження блокування коліс при екстремному гальмуванні та збереження керованості ТЗ;
- попередження проковзування ведучих коліс;
- збереження стійкості та керованості ТЗ за рахунок завчасного визначення та усунення критичної ситуації (в режимах розгону, гальмування, руху по прямій і в повороті);
- попередження блокування задніх коліс за рахунок керування гальмівними зусиллями задніх коліс;
- збільшення ефективного використання гальмівної системи в екстремних ситуаціях;
- попередження зіткнення з пішоходами;
- попередження проковзування ведучих коліс при рушанні автомобіля з місця, розгону на слизькій дорозі.

Шляхи вирішення задач:

- установка протиблокувальної системи гальм;
- установка протибуксуючої системи;
- установка системи курсової стійкості;
- установка системи розподілу гальмівних зусиль, вона допомагає керуванню гальмівною системою постійно, а не тільки коли відбувається екстерне гальмування;
- установка системи екстремного гальмування (насос зворотної подачі, що створює тиск в гальмівній системі до максимального);
- установка системи розпізнавання пішоходів;
- установка системи електронного блокування диференціалу;
- установка системи електронного керування роботою двигуна.

Система запобігання аварій. Мета - сповіщення про потенційно безпечні ситуації на дорогах, зменшення вирогідності потрапляння в аварії, а також рівня та наслідків самих зіткнень, якщо вони відбулися.

Можливості сервісу, що реалізуються в ІТС:

- попередження про наїзд на пішохода;
- попередження про можливість з'їзду з полоси дороги;
- сповіщення про можливість зіткнення з транспортом;
- контроль дотримання дистанції руху;
- надання сигналу про створення небезпечної ситуації.

Шляхи вирішення задач:

- встановлення цифрових камер спостережень;
- установка системи розпізнавання пішоходів;
- установка системи, що керує гальмівною системою і відповідає за швидкість руху;
- установка лазерних сканерів та радіолокаційних датчиків

**Висновки.** В результаті проведеного аналізу літературних джерел та результатів експериментальних досліджень встановлено та надано рекомендації щодо необхідного і потенційно резервного встановлення обладнання або змін в конструкцію автомобілів категорії N для сучасного використання технологій інтелектуальних транспортних систем.

1. Рудзінський В.В. «ІТС автомобільного транспорту (функціональні основи): навчальний посібник / В.В. Рудзінський. - Житомир: ЖДТУ, 2012 -98с.

2. Автомобільний транспорт України: стан, проблеми, перспективи розвитку: Монографія/Державний автотранспортний науково-дослідний і проектний інститут; За заг. ред. А.М.Редзюк. - К.: ДП «ДержавотрансНДІпроект». 2005.-400с.



3. Інтелектуальні транспортні системи. Стійкий розвиток транспортної системи. Збірник матеріалів для політиків міст. GTZ, жовтень, 2007, с.40.
4. Кабашкин И.В. Интеллектуальные транспортные системы: интеграция глобальных технологий будущего. «Транспорт Российской Федерации», №2 (27), 2010.
5. Маркелов В.М., Соловьев И.В. Цветов В.Я. ИТС как инструмент управления [Електронний ресурс]. Режим доступу: docme.ru>doc...intellectual- sistemy.
6. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://ru.knowledgr.com/02716866/Грузовик>.
7. ISO 14813-1:2007 Intelligent transport systems- Reference model architecture for the ITS sector- Part 1: domains, service droaps and services <http://www.ease.org.by>
8. ИТС Америка: <http://www.itsa.org>
9. ИТС Япония: <http://www.ijj.ad.jp>

## REFERENCES

1. Rudzins'kyj V. (2012) *Intelligent Transport Road Transport (funktsionplni base): Tutorial [ITS avtomobil'noho transportu (funktsionpl'ni osnovy): navchal'nyj posibnyk]*, Zhytomyr: ZhDTU, 98 p.
2. Redziuk A. (ed) (2005) *Road transport Ukraine: state, problems and prospects of development: Monograph [Avtomobil'nyj transport Ukrainy: stan, problemy, perspektyvy rozvytku: Monohrafiia]* Derzhavnyj avtotransportnyj naukovo-doslidnyj i proektnyj instytut, Kiev, DP «DerzhavtotransNDIproekt», 400 p.
3. Zbirnyk materialiv dlia politykiv mist GTZ (2007) *Intelligent transport systems. Sustainable transport system. [Intelektual'ni transportni systemy. Stijkyj rozvytok transportnoi systemy]., zhovten', p.40.*
4. Kabashkyn Y. (2010) *Intelligent transport systems: the global integration of future technologies. "Transport of the Russian Federation" [Yntellektual'nye transportnye systemy: yntehratsiya hlobal'nykh tekhnolohyj buduscheho. «Transport Rossyjskoj Federatsyy»]*, №2 (27).
5. Markelov V., Solov'ev Y., Tsvetov V. *ITS as a management tool [ITS kak ynstrument upravleniya]* Available at: docme.ru>doc...intellectual- sistemy.
6. Available at: <http://ru.knowledgr.com/02716866/Грузовик>.
7. ISO 14813-1:2007 Intelligent transport systems- Reference model architecture for the ITS sector- Part 1: domains, service droaps and services <http://www.ease.org.by>
8. *ITS USA* available at: <http://www.itsa.org>
9. *ITS Japan* available at: <http://www.ijj.ad.jp>

### **Рудзинская О.В. Повышение эксплуатационной безопасности коммерческих автомобилей в интеллектуальных транспортных системах.**

В результате проведенного анализа литературных источников и результатов экспериментальных исследований установлено и даны рекомендации по необходимому и потенциально резервному комплектованию оборудования или изменений в конструкцию автомобилей категории N для современного использования технологий интеллектуальных транспортных систем.

**Ключевые слова:** интеллектуальные транспортные системы, домены, сервисные группы.

### **O. Rudzinska. Improving operational safety commercial vehicles in Intelligent Transport Systems.**

The analysis of the literature and the results of experimental studies and established recommendations on required reserve and potentially install equipment or modifications to the vehicles of category N to use modern technologies of intelligent transport systems.

**Keywords:** Itektualni transport systems, domains, service groups.

### **АВТОРИ:**

**РУДЗИНЬСКА** Ольга Володимирівна, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Транспортні технології», Національний транспортний університет, e-mail: [orudzik@bigmir.net](mailto:orudzik@bigmir.net)

### **АВТОРЫ:**

**РУДЗИНСКАЯ** Ольга Владимировна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Транспортные технологии», Национальный транспортный университет, e-mail: [orudzik@bigmir.net](mailto:orudzik@bigmir.net)

### **AUTHORS:**

**Olga RUDZINSKA**, PhD, Associate Professor of department of "Transport technology", National Transport University, e-mail: : [orudzik@bigmir.net](mailto:orudzik@bigmir.net)

Стаття надійшла в редакцію 21.09.2016 р.

Сахно<sup>1</sup> В.П., Поляков<sup>1</sup> В.М., Тімков<sup>1</sup> О.М., Шарай<sup>1</sup> С.М., Мурований<sup>2</sup> І.С.  
<sup>1</sup> *Національний транспортний університет*  
<sup>2</sup> *Луцький національний технічний університет*

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ АВТОПОЇЗДА З ПЕРЕКОСОМ МОСТІВ НАПІВПРИЧЕПА

Встановлено, що будь-яке сполучення перекоосу мостів напівпричепа викликає погіршення стійкості прямолінійного руху автопоїзда, що обумовлено коливаннями причіпної ланки. В середньому кут складання збільшується на 33,9%. При перекоосах двох задніх мостів напівпричепа на один градус зміщення траєкторії напівпричепа щодо автомобіля-тягача збільшується до 1,7...2,5 % від колії напівпричепа, що наближається до максимально припустимого у 3%. При більших перекоосах, стійкість прямолінійного руху порушується. При різнобічному перекоосі, максимальне відхилення становило 6,1%, та спостерігалось підвищення частоти коливань.

**Ключові слова:** автопоїзд, перекоос, міст, стійкість, швидкість, кут складання, гальмування

**Постановка проблеми.** За останні роки підприємствами та приватними виробниками України освоєно виробництво широкої гами причіпної техніки. До них відносяться причепи та напівпричепи з тентами та бортовими платформами, напівпричепи з жорсткими та ізотермічними кузовами, напівпричепи контейнеровози, зерновози, самоскиди, причепи-розпуски, причепи сортиментовози та інші. За період з 1983 року по 2014 рік органами Держспоживстандарту України (Держстандарту України) зареєстровано 158 моделей причепів вітчизняного виробництва.

Помітне зростання обсягів перевезення вантажів в країні за останні роки в значній мірі забезпечується збільшенням потужності парку автопоїздів. Ефективність, як ступінь реалізації ресурсів автопоїздів, характеризується продуктивністю, потужністю, вантажопідйомністю, економічністю, безпекою та екологічністю.

У процесі експлуатації автопоїздів їх вузли і агрегати піддаються постійному впливу широкого спектру факторів, які по-різному відображаються на їхньому технічному стану і по різному впливають на показники експлуатаційних властивостей.

До найбільш важливих експлуатаційних властивостей автопоїздів слід віднести динамічність, паливну економічність, маневреність та стійкість, що забезпечують їх безпеку руху.

Показники техніко-експлуатаційних властивостей автопоїзда тісно пов'язані з конструкцією ходової частини. Так, при розробці конструкції ходової частини задаються не тільки кінематичними та жорсткісними характеристиками підвіски, але і силовою взаємодією колеса з поверхнею кочення, розподілом тисків в області контакту, величиною деформації тощо, що у підсумку визначають собою опір коченню, а відповідно динамічність, паливну економічність, маневреність і стійкість руху. Однак експлуатація автопоїздів нерозривно пов'язана зі зміною характеристик їх структурних елементів, що не може не відбиватися на кінематичних та жорсткісних властивостях ходової частини автомобіля-тягача і напівпричепа, і зміні характеру розподілу реакцій в області контакту шин автомобіля з дорогою внаслідок перекоосу мостів, зокрема. Велика кількість автомобілів і автопоїздів, що знаходяться в експлуатації, має різний технічний стан, а відповідно, і різні властивості. У цьому випадку виникає питання щодо КСР і, як наслідок, безпеки руху автопоїзда з різним технічним станом ходової частини автомобіля-тягача і напівпричепа.

Фактори, що впливають на зміну технічного стану автопоїздів (АП), можна розділити на групи [1]: конструктивно-виробничі, що визначають їх початкову якість, і експлуатаційні фактори, що визначають зміну технічного стану в процесі експлуатації. До першої групи відносяться: вибір схемних і конструктивних рішень; вибір елементів і матеріалів; технологія виготовлення деталей та вузлів, складання і випробування автомобілів; якість виробництва, характеристики поточного і вихідного контролю.

До другої групи належать експлуатаційні фактори, кількісні характеристики яких змінюються в широких межах і їх вплив на технічний стан автопоїздів носить випадковий характер. Вплив експлуатаційних факторів на технічний стан об'єктів проявляється у вигляді відхилень від номінального значення їх параметрів, внаслідок зносу і старіння деталей. Зміна параметрів і характеристик елементів у часі є наслідком фізико-хімічних процесів, що відбуваються в них.

Очевидно, що навіть при однаковому технічному стані ходової частини автомобіля-тягача і напівпричепа при їх виготовленні, через деякий період експлуатації можна виявити різний ступінь зносу шин, елементів підвіски мостів автомобіля-тягача і напівпричепа, оскільки на інтенсивність зношування впливають: кути встановлення осі, навантаження на колесо, бічні сили, тангенціальні сили (тягова та гальмівна) і тиск повітря в шинах. У кількісному відношенні ці фактори не ідентичні для кожної з осей автопоїзда. Отже, якщо є різні кути встановлення осей та різний знос протектора, то можна говорити про зміну опору кочення і опору бічному відведенню мостів і, як наслідок, параметрів динамічності, паливної економічності, поворотності і стійкості автопоїзда в цілому. Оскільки вартість обслуговування та ремонту ходової частини є значною часткою загальної вартості автопоїзда, заміна всього комплексу, у випадку граничного зносу одного з елементів, є економічно необґрунтованою. Тому велика кількість автопоїздів експлуатується з ходовою частиною, яка має різний технічний стан, а, відповідно, і різні властивості. У цьому випадку виникає питання щодо курсової стійкості і, як наслідок, безпеки руху автопоїзда з різним технічним станом ходової частини.

Рішення цього питання – комплексна задача, що вимагає дослідження процесів, що відбуваються в ходовій частині автопоїзда як в процесі виготовлення, так і під впливом експлуатаційних факторів. Зазначені обставини вказують на необхідність пошуку методів оцінки динамічності, паливної економічності і стійкості руху автопоїзда з урахуванням кутів встановлення мостів напівпричепа.

**Аналіз літературних джерел.** На відміну від керованості та стійкості руху, які є найбільш складними експлуатаційними властивостями АП, показники динамічності і паливної економічності визначені як аналітичними, так і експериментальними методами. У випадку перекосу мостів автопоїзда виникають додаткові сили в контакт колеса з дорогою внаслідок розбіжності площин розташування поздовжньої осі автопоїзда, обертання та кочення колеса. Це призводить до виникнення додаткових бічних та поздовжніх сил, результуюча яких змінює напрям руху автопоїзда та додатково навантажує елементи ходової частини. За результатами досліджень перекосу мостів автопоїзда [2-5] було зафіксоване зростання сили опору кочення коліс автопоїзда при перекосі однієї осі напівпричепа на 0,57 град на 12%; на 1,25 град – 17,8%; на 2,11 град – 26,2%. За даними фірми Josam, Голландія [6], при наявності перекосу мостів напівпричепа на 0,56 град (10 мм/м) витрата пального зростає на 18,7%.

Також спостерігається збільшення габаритної смуги руху автопоїзда у результаті відхилення траєкторій основних точок автопоїзда при зміні траєкторії руху його ланок. У роботі [7] при проведенні випробувань на основному рівні усіх факторів, тобто автопоїзда без перекосу мостів при русі зі швидкістю 70 км/год, було встановлено зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача на рівні 15 мм. У подальшому від цього рівня проводилися оцінка стійкості руху автопоїзда за різних значень перекосу мостів напівпричепа. Так, при перекосах в один градус, в залежності від схеми перекосу, зміна траєкторії складає від 1,7 до 2,5 %, що наближається до максимально припустимого у 3%. При більших перекосах, стійкість прямолінійного руху порушується.

При різнобічному перекосі двох мостів напівпричепа, максимальне відхилення становило 6,1% та спостерігалось підвищення частоти коливань.

Найгіршим є випадок однобічного перекосу мостів трьох мостів, при якому відхилення траєкторії може досягати 9,11%, суттєво збільшуючи габаритну смугу руху автопоїзда.

Будь яке сполучення перекосу мостів викликає погіршення стійкості прямолінійного руху, що обумовлено коливаннями причіпної ланки. В середньому кут складання збільшується на 33,9%. Так, при перекосі будь якого мосту в один градус, відхилення траєкторії напівпричепа складає від 1,61 до 3,12% (у порівнянні з напівприцепом за відсутності перекосу мостів) при більших перекосах відхилення різко збільшується досягаючи максимальних 32,2%. Напрямок перекосу також має значення. При співпадінні з напрямом повороту, відхилення траєкторії збільшується в 1,91 рази, при протилежному напрямку – в 1,42 рази.

Найбільш небезпечним є перекося третього (заднього) мосту напівпричепа. При прямолінійному русі середнє відхилення траєкторії напівпричепа при перекосі третього мосту збільшувалося в 3,67 рази.

Теоретичні суперечки, що ведуться між різними вченими та науковими школами, пов'язані із відсутністю загально прийнятого тлумачення понять керованості і стійкості та визначення їх оціночних показників.

Вимоги існуючих сьогодні стандартів, що регламентують параметри керованості та стійкості автомобілів та автопоїздів, стосуються переважно нових автомобілів і зовсім не враховують факт зміни технічного стану в умовах експлуатації [8].

Причиною механічної нестійкості будь-якого автотранспортного засобу на пружних у бічному напрямку колесах є бічне відведення шин, тобто відхилення вектора абсолютної швидкості центра колеса від середньої поздовжньої площини його обертання. У роботах [9,10] розроблені математична моделі автопоїзда з урахуванням перекосу мостів напівпричепа і досліджено вплив конструктивних і компоновальних параметрів автопоїзда на показники стійкості у різних режимах руху.

Розроблені математичні моделі автопоїздів дозволяють замінити об'єкт дослідження, а саме автопоїзд, але при цьому одержувати про нього інформацію. Деякі необхідні для аналітичних досліджень вихідні дані задаються з певними припущеннями, зокрема, про характер залежності кута бічного відведення від бічної сили, про величину моментів інерції модулів автопоїзда тощо. Будь-яка математична модель вимагає перевірки її адекватності на реальному фізичному об'єкті. Зробити таку перевірку можна шляхом порівняння результатів отриманих за допомогою математичної моделі та при проведенні експериментальних досліджень. Тому **метою** даної роботи є експериментальне визначення показників маневреності і стійкості руху автопоїзда з урахуванням кутів встановлення мостів напівпричепа.

**Результати досліджень.** При проведенні випробувань автопоїзда з перекосом мостів напівпричепа програма досліджень включала рух по прямій зі швидкістю 90 км/год і поворот на  $90^{\circ}$ ;

Для виконання програми експериментальних досліджень необхідно було реєструвати наступні параметри:

- кути повороту передніх керованих коліс тягача і складання автопоїзда;
- кутові швидкості тягача і напівпричепа;
- шлях, час і швидкість руху автопоїзда;
- бічне прискорення центрів мас автомобіля-тягача і напівпричепа;
- гальмівні сили на колесах осей напівпричепа.

Об'єктом експериментального дослідження був обраний автопоїзд категорії N3+O4 у складі сідельного тягача DAF XF 95.430 та напівпричепа KRONE – SDP 24. До початку виконання заїздів за допомогою лазерної виміральної системи контролю кутів установки коліс та положення осей JOSAM AM [6] було перевірено технічний стан ходової системи автопоїзда та кути встановлення мостів автомобіля-тягача і напівпричепа.

Реєструюча апаратура та місце оператора, який контролював роботу вимірально-реєструючого комплексу, було організовано в кабіні сідельного тягача. Використовувалась як стандартна, так і універсальна апаратура, що розроблена кафедрою «Автомобілі» НТУ і детально описана в роботах [11,12].

Методика виконання усіх робіт програми детально описана у роботі [11].

Експериментальний автопоїзд мав можливість встановлення його мостів з перекосом. Дослідження проведені при однобічному і різнобічному перекосі двох задніх мостів напівпричепа на  $3^{\circ}$ .

Випробування проводилися на рівній сухій асфальтованій площадці злітно-посадкової смуги аеродрому м.Житомир.

На першому етапі досліджень визначалися показники стійкості прямолінійного руху автопоїзда по вилянню напівпричепа.

При прямолінійному русі автопоїзда, величини відхилень напівпричепа без перекосу мостів відповідають пружним деформаціям шин і не є вилянням ланки. При наявності перекосу мостів, рис. 2, виникають виляння напівпричепа. Так при різнобічному перекосі мостів, сили що виникають у контакті коліс з дорогою, призводять до появи моменту, що прагне розвернути напівпричіп. Так, за схемою, рис. 2б, математичне очікування кута складання автопоїзда склало  $-0,7101$  град, тобто напівпричіп рухатиметься із значним навантаженням на шини. При однобічному перекосі мостів, рис. 2в, математичне очікування кута складання автопоїзда збільшується на 33,9% і склало  $-0,9512$  град. Такий рух викликає підвищений та нерівномірний знос шин, викликає зношування елементів підвіски, ускладнює управління таким автопоїздом та збільшує габаритну смугу руху.

В результаті обробки осцилограм отримані залежності математичного очікування кутових відхилень напівпричепа від швидкості автопоїзда. При прямолінійному русі визначені кутові відхилення ланок автопоїзда за різних сполученнях перекосу мостів. Враховуючи те, що при прямолінійному русі кутові відхилення ланок автопоїзда мають коливальний характер, кут складання  $\varphi$  є стаціонарна випадкова величина.

Як приклад, у табл.1 наведені значення параметрів розподілу кутових відхилень  $\varphi$  за однобічного а різнобічного перекосу двох задніх осей напівпричепа, а на рис. 1 – гістограма розподілу ймовірностей кута складання автопоїзда (тобто, кутових відхилень напівпричепа) з



встановленим законом розподілу.

При прямолінійному русі автопоїзда, величини відхилень напівпричепа без перекосу мостів відповідають пружним деформаціям шин і не є впливом ланки. При наявності перекосу мостів виникають виляння напівпричепа. Так при різнобічному перекосі мостів, сили що виникають у контакті коліс з дорогою, призводять до появи моменту, що прагне розвернути напівпричіп.

Таблиця 1 – Результати статистичної обробки відхилень кута складання автопоїзда при русі зі швидкістю 80 км/год

Параметри компоновки автопоїзда	Закон розподілу	Параметри закону розподілу		Критерій згоди	
		$M_\varphi$ , град	$\sigma$ , град	Пірсона $P(\chi^2, q) > 0.01$	Романовського $R < 3$
схема 7	норм.	-0,7101	0,7528	0,412	1,18
схема 8	норм.	-0,9512	0,8411	0,621	1,02

Так, за схемою 7 математичне очікування кута складання автопоїзда склало  $-0,7101$  град, тобто напівпричіп рухатиметься із значним навантаженням на шини. При однобічному перекосі мостів, схема 8, математичне очікування кута складання автопоїзда збільшується на 33,9% і склало  $-0,9512$  град. Такий рух викликає підвищений та нерівномірний знос шин, викликає зношування елементів підвіски, ускладнює управління таким автопоїздом та збільшує габаритну смугу руху.

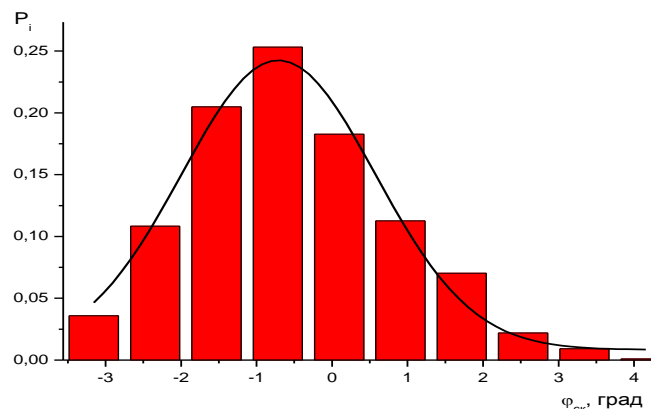


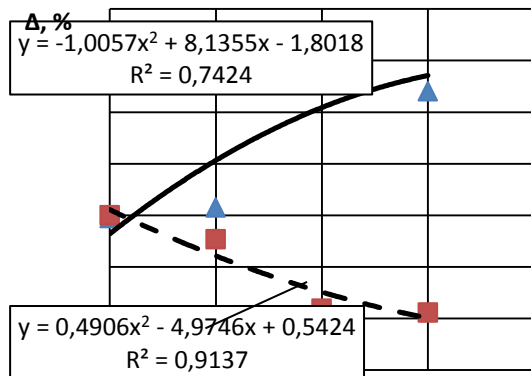
Рисунок 1 – Гістограма розподілу ймовірностей кутових відхилень напівпричепа

При проведенні випробувань автопоїзда без перекосу мостів було встановлено зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача на рівні 15 мм. У подальшому від цього рівня проводилися оцінка стійкості руху автопоїзда за різних значень перекосу мостів напівпричепа шляхом визначення зміни у відсотках величини габаритної смуги руху автопоїзда. При перекосах в один градус, в залежності від схеми перекосу, зміна траєкторії складає від 1,7 до 2,5 %, що наближається до максимально допустимого у 3%. При більших перекосах, стійкість прямолінійного руху порушується. При різнобічному перекосі двох мостів напівпричепа, максимальне відхилення становило 6,1% та спостерігалось підвищення частоти коливань. Найгіршим є випадок однобічного перекосу мостів трьох мостів, при якому відхилення траєкторії може досягати 9,11%, суттєво збільшуючи габаритну смугу руху автопоїзда.

Будь яке сполучення перекосу мостів викликає погіршення стійкості прямолінійного руху, що обумовлено коливаннями причіпної ланки. В середньому кут складання збільшується на 33,9%.

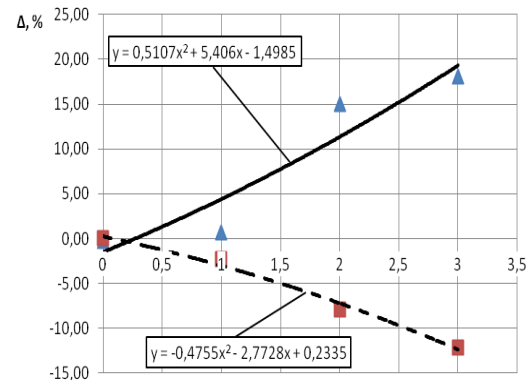
Окрім прямолінійного руху розглядалися і інші режими, зокрема при русі в повороті на  $90^0$ . Результати дослідження відхилення траєкторії, у відсотках, напівпричепа від перекосу мостів напівпричепа у порівнянні з автопоїздом без перекосу мостів наведено на рис. 2 .





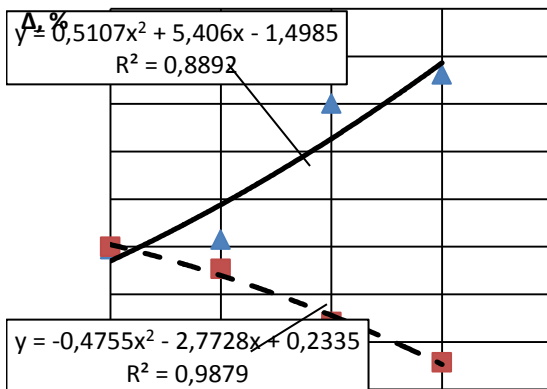
γ, град

а)



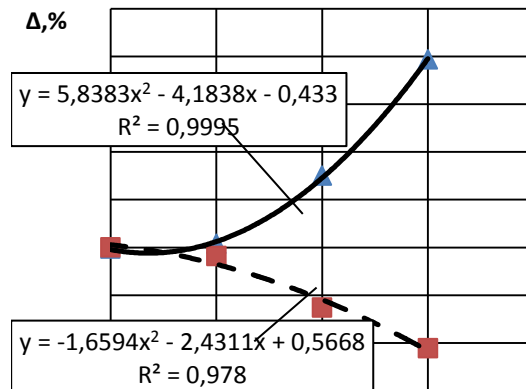
γ, град

б)



γ, град

в)



γ, град

г)

Рисунок 2 – Зміна траєкторії напівпричепа при русі в повороті на 90° при однобічному перекосі за схемою 7 (а) і схемою 8 (б) і різнобічному за 7 (в) і схемою 8 (г) :

— напрям перекосу співпадає з напрямом повороту;  
 - - - напрям перекосу протилежний напрямку повороту

На рис. 3 – 4 показана зміна максимального відхилення траєкторії напівпричепа при виконанні маневру "переставка" за різних схем перекосу мостів напівпричепа.

Як слідє з наведених даних, рис. 2 – 4, перекос мостів напівпричепа суттєво впливає на траєкторію криволінійного руху. Так, при перекосі будь якого мосту в один градус, відхилення траєкторії напівпричепа складає від 1,61 до 3,12% (у порівнянні з напівприцепом за відсутності перекосу мостів) при більших перекосах відхилення різко збільшується досягаючи максимальних 32,2%. Напрямок перекосу також має значення. При співпадінні з напрямом повороту, відхилення траєкторії збільшується в 1,91 рази, при протилежному напрямку – в 1,42 рази.

Найбільш небезпечним є перекос третього (заднього) мосту напівпричепа. При прямолінійному русі середнє відхилення траєкторії напівпричепа при перекосі третього мосту збільшувалося в 3,67 рази.

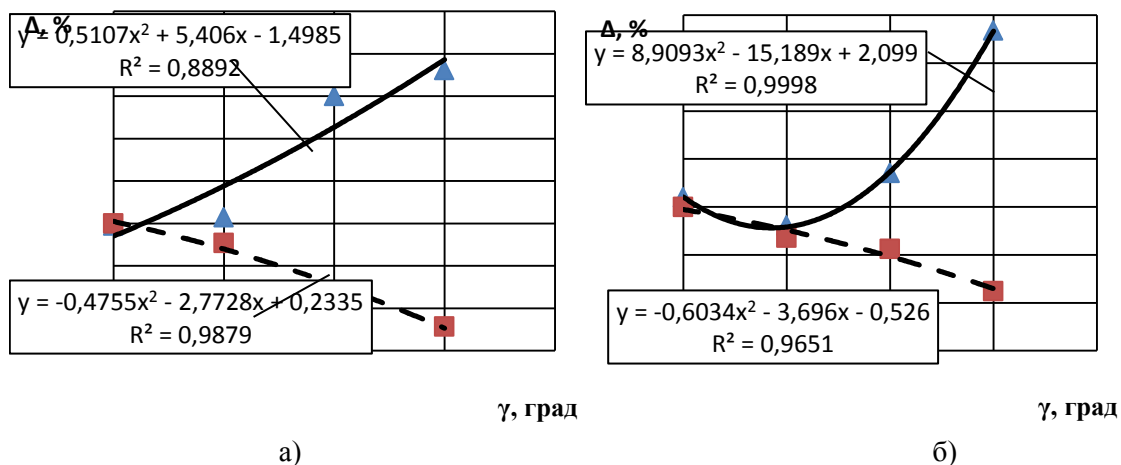


Рисунок 3 – Зміна траєкторії напівпричепа при виконанні маневру "переставка" при різнобічному перекосі за схемою 7 (а) і схемою 8 (б):  
 — напрям перекосу співпадає з напрямом повороту;  
 - - - напрям перекосу протилежний напрямом повороту

Другим етапом було проведення дослідження впливу тиску повітря в шинах коліс автопоїзда на відхилення його траєкторії руху. Внаслідок зміни тиску повітря змінюється жорсткість шин, що впливає на траєкторію руху автопоїзда. Результати представлені на рис. 5а для прямолінійного руху та на рис. 5б - при русі в повороті на 90°.

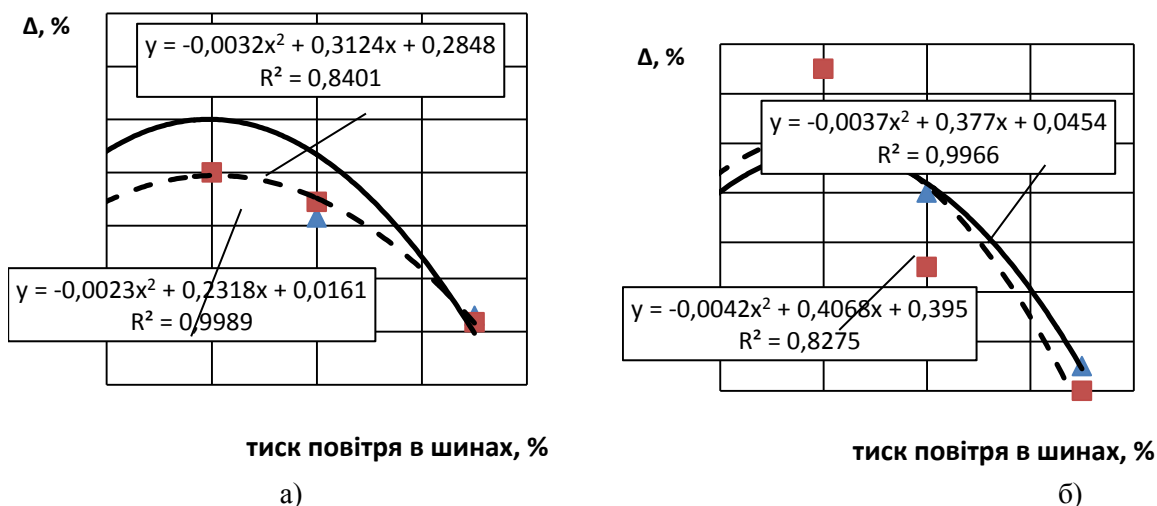


Рисунок 4 – Зміна траєкторії напівпричепа від тиску повітря в шинах напівпричепа за прямолінійного руху автопоїзда (а) і повороті на 90° (б)

— внутрішній борт коліс напівпричепа;  
 - - - зовнішній борт коліс напівпричепа

Зниження тиску повітря в шинах коліс бортів напівпричепа на 50% від номінального змінює траєкторію руху ланок автопоїзда на 10% при прямолінійному русі та на 13,09% при русі в повороті.

**Висновки.** Встановлено, що будь-яке сполучення перекосу мостів напівпричепа викликає погіршення стійкості прямолінійного руху автопоїзда, що обумовлено коливаннями причіпної ланки. В середньому кут складання збільшується на 33,9%. При перекосах двох задніх мостів напівпричепа на один градус зміщення траєкторії напівпричепа щодо автомобіля-тягача збільшується до 1,7...2,5 % від колії напівпричепа, що наближається до максимально допустимого у 3%. При більших перекосах, стійкість прямолінійного руху порушується. При різнобічному перекосі, максимальне відхилення становило 6,1%, та спостерігалось підвищення частоти коливань.

1. Бажинов О.В. Надійність автомобільних поїздів: монографія / О.В. Бажинов, О.П. Кравченко. – Луганськ : Ноулідж, 2009. – 412 с.
2. Кравченко О.П. Управление работоспособностью автомобильных поездов: монографія / О.П.Кравченко, В.Н.Варфоломеев, В.П.Волков, Н.Н.Алекса: ХНАДУ, 2007. – 395 с.
3. Кравченко А.П. Обеспечение безопасного функционирования автопоездов / А.П. Кравченко, А.А. Глайборода // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства

«Підвищення надійності відновлюваних деталей машин». – 2003. – Вип. 17. – С. 143–146.

4. Кравченко А.П. Экспериментальные исследования управляемости автопоезда / А.П. Кравченко, В.М. Поляков // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля; Науковий журнал. – 2004. – Ч.2, №8 (78). – С.186–190.

5. Кравченко О.П. Результаты экспериментальных исследований влияния технического stanu ходовой части прицепной ланки на характер руху автопоезда / О.П. Кравченко, В.М. Поляков, Л.Ф. Кришан // Вісник Національного транспортного університету. – 2004. – С. 279 – 283.

6. JOSAM. [Електронний ресурс]/ Електронний ресурс : www.josam.se.

7. Сахно В.П. Экспериментальные исследования автопоезда с самоустанавливаемой осью напівприцепа / В.П.Сахно, О.М.Тімков, В.М.Поляков, В.М.Босенко, Д.Л.Мойся//Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2015. – Вип. 1(31). – С.483-490.

8. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний : ГОСТ Р 52302–2004. – М.: Изд-во стандартов, 2005 – 28 с.

9. Файчук М.І. Математичне моделювання руху багатоланкових автопоездів // М.І. Файчук, В.М. Поляков, Д.Ю. Приходченко, О.М. Тімков //Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. Науковий журнал. – Луганськ, 2009. – №11 (141) – С. 145–151.

10. Файчук М.І. Теоретичні дослідження руху багатоланкових автопоездів / М.І. Файчук, В.М. Поляков, Д.Ю. Приходченко, С.М. Шарай // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В.Даля. Науковий журнал. – Луганськ, 2010. – №6 (148). – С. 238–242.

11. Файчук М.І. Экспериментальные исследования маневренности автопоезда с нарушением установки осей напівприцепа / М.І. Файчук, В.М. Поляков, Г.М. Борисенко // Вісник Житомирського державного технологічного університету. – 2011. – № 3 (58). – С.86–90.

12. Сахно В.П. Экспериментальные исследования автопоезда с перекосом мостів напівприцепа /В.П. Сахно, В.М. Поляков, О.М. Тімков, М.І. Файчук, Прогній П.Б. // Автошляховик України – № 4, 2015. – С.5–9.

## REFERENCES

1. Bazhinov O.V. Reliability of motor-car trains: monographiya / O.V. Bazhinov, O.P. Kravchenko. - Lugansk : Noulidzh, 2009. – 412 p.

2. Kravchenko O.P. Management the capacity of motor-car trains:monographiya /O.P. Kravchenko, V.N.Varfolomeev, V.P.Volkov, N.N.Aleksa: KHNADU, 2007. – 395 p.

3. Kravchenko O.P. Providing of the safe functioning of lorry convoys / A.P. Kravchenko, A.A. Glayboroda // Announcer of the Kharkov state technical university of agriculture of «Increase of reliability of refurbishable details of machines». – 2003. is Vol. 17. – P. 143–146.

4. Kravchenko a.П. Experimental researches of dirigibility of lorry convoy / A.P. Kravchenko, V.M. Poljakov // Visnyk of the national university of the name Vladimira Dalya; Scientific magazine. – Lugansk : 2004. – Part.2 №8 (78). – P.186–190.

5. Kravchenko O.П. Results of experimental researches of influence of the technical state of working part of the towed link on character of motion of lorry convoy / О.П. Kravchenko, V.M. Poland, L.F. Krishan // Visnyk of the National transport university. – 2004. – P. 279 – 283.

6. JOSAM. [Electronic resource]/ Electronic resource : www.josam.se.

7. Sakhno V.P. Experimental researches of lorry convoy with the самоустанавливаемой ax of semitrailer of /V.P. Sakhno, O.M.Timkov, V.M.Poljakov, V.M.Bosenko, D.L.Moysya //Visnyk of the National transport university. Series are «Engineering sciences». Scientific and technical collection. – К.: NTU, 2015. is Vip. 1(31). – S.483-490.

8. Vehicles. Dirigibility and stability. Technical requirements. Methods of tests : GOST of P 52302–2004. – М.: Izd-vo of standards, 2005 – 28 p.

9. Faychuk N.I. Mathematical design of motion of iterative lorry convoys of // M.I. Faychuk, V.M. Poljakov, D.Y. Prikhodchenko, O.M. Timkov //Visnyk of national university the name of V. of Dalya. Scientific magazine. - Lugansk, 2009. – №11 (141) – P. 145–151.

10. Faychuk N.I. Theoretical researches of motion of iterative lorry convoys / M.I. Faychuk, V.M. Poljakov, D.Y. Prikhodchenko, S.M. Sharay // Visnyk of the national university the name of V.Dalya. Scientific magazine. - Lugansk, 2010. – №6 (148). – P. 238–242.

11. Faychuk N.I. Experimental researches of manoeuvrability of lorry convoy with violation of setting of axes of semitrailer / N.I. Faychuk, V.M. Poljakov, G.M. Borisenko //Visnyk of the Zhitomir state technological university. – 2011. – № 3 (58). – S.86–90.

12. Sakhno v.П. Experimental researches of lorry convoy with the defect of bridges of semitrailer of /В.П. Sakhno, V.M. Poljakov, O.M. Timkov, M.I. Faychuk, P.B. Progniy // Autoroad-worker of Ukraine – № 4, 2015. – S.5–9.

**Сахно В.П., Поляко В.М., Тімков О.М., Шарай С.М., Мурований І.С.** Экспериментальные исследования устойчивости движения автопоезда с перекосом мостов полуприцепа

Установлено, что любое соединение перекоса мостов полуприцепа вызывает ухудшение устойчивости прямолинейного движения автопоезда, что обусловлено колебаниями прицепного звена. В среднем угол складывания увеличивается на 33,9%. При перекосах двух задних мостов полуприцепа на один градус смещения траектории полуприцепа относительно автомобиля-тягача увеличивается до 1,7...2,5 % от колеи полуприцепа, которое приближается к максимально допустимому в 3%. При больших перекосах, устойчивость прямолинейного движения нарушается. При разностороннем перекосе максимальное отклонение составляло 6,1% и наблюдалось повышение частоты колебаний.

**Ключевые слова:** автопоезд, перекос, мост, устойчивость, скорость, угол складывания, торможение.

*V. Sakhno, V. Poljakov, O. Timkov, S. Sharay, I. Murovaniy. Experimental researches of stability of motion of lorry convoy with the defect of bridges of semitrailer*

It is set that any connection of defect of bridges of semitrailer is caused by worsening of stability of rectilinear motion of lorry convoy, that conditioned by the vibrations of the towed link. On the average the corner of stowage is increased on 33,9%. At the defects of two back bridges of semitrailer on one degree of displacement of trajectory of semitrailer in relation to a car-tractor increased to 1,7...2,5 % from track of semitrailer, which approaches maximally possible in 3%. At large defects, stability of rectilinear motion is violated. At a scalene defect a maximal rejection was 6,1% and there was an increase of frequency of vibrations.

**Keywords:** lorry convoy, defect, bridge, stability, speed, corner of stowage, braking.

**АВТОРИ:**

*САХНО Володимир Прохорович*, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Автомобілі», Національний транспортний університет, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua

*ПОЛЯКОВ Віктор Михайлович*, кандидат 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, e-mail: alextimkov@gmail.com

*ШАРАЙ Світлана Михайлівна*, кандидат технічних наук, професор кафедри «Транспортні технології» Національний транспортний університет, e-mail: Sharay\_svoliacabl.com

*МУРОВАНИЙ Ігор Сергійович*, к.т.н., доцент, завідувач кафедри «Автомобілі і транспортні технології, Луцький НТУ, e-mail: igor\_lntu@ukr.net

**АВТОРЫ:**

*САХНО Владимир Прохорович*, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Автомобили», Национальный транспортный университет, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua

*ПОЛЯКОВ Виктор Михайлович*, кандидат технических наук, профессор кафедры «Автомобили», Национальный транспортный университет, e-mail: poljakov\_2006@ukr.net

*ТИМКОВ Алексей Николаевич*, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобили», Национальный транспортный университет, e-mail: alextimkov@gmail.com

*ШАРАЙ Светлана Михайловна*, кандидат технических наук, профессор кафедры «Транспортные технологии» Национальный транспортный университет, e-mail: Sharay\_svoliacabl.com

*МУРОВАНИЙ Игорь Сергеевич*, к.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Автомобили и транспортные технологии», Луцкий НТУ, e-mail: igor\_lntu@ukr.net

**AUTHORS:**

*Volodymyr SAKHNO*, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of Automobiles Department, National Transport University, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua

*Victor POLJAKOV*, PhD. in Engineering, Professor of Automobiles Department, National Transport University, e-mail: poljakov\_2006@ukr.net

*Alex TIMKOV*, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Automobiles Department, National Transport University, e-mail: alextimkov@gmail.com

*Svetlana SHARAY*, PhD. in Engineering, Professor of Transport Technologies Department, National Transport University, e-mail: Sharay\_svoliacabl.com

*Igor MYROVANY*, PhD. in Engineering, Assoc. Professor, Head of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: igor\_lntu@ukr.net

Стаття надійшла в редакцію 28.09.2016 р.

Сістук В.О., Веснін А.В.  
*ДВНЗ «Криворізький національний університет»*

## ДОСЛІДЖЕННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ МАНЕВРУВАННЯ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ З ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ У ЛАБОРАТОРНИХ УМОВАХ

Проведені дослідження маневреності лабораторного візка для перевірки математичної моделі силового довороту як способу повороту та можливості подальшого застосування останнього на автотранспортних засобах з електромеханічною трансмісією. Величина отриманих відхилень радіусів повороту (10,7–19,4 %) вказує на те, що математична модель силового довороту дозволяє з достатньою точністю прогнозувати показники маневреності автотранспортних засобів.

**Ключові слова:** силовий доворот, кар'єрний самоскид, електромеханічна трансмісія лабораторний експеримент, маневреність.

**Постановка проблеми.** Одним із різновидів автотранспортних засобів з електромеханічною трансмісією є великовантажні кар'єрні самоскиди. У теперішній час нагальною проблемою, пов'язаною з ними, залишається питання підвищення їх експлуатаційних властивостей в умовах глибоких кар'єрів [1, 2]. Зокрема, з метою поліпшення маневрових властивостей великовантажних самоскидів БелА3-75131 [3] у стиснених умовах робочого простору Криворізьких кар'єрів, було запропоновано примусове управління частотами обертання тягових двигунів їх задніх коліс окремо правого і лівого борту, яке технічно можливо завдяки використанню на даних машинах електромеханічної трансмісії. Для впровадження алгоритму управління розроблено математичну модель силового довороту [4]. При цьому вперше отримано залежність відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс від коефіцієнта зчеплення, виконання якого дозволить кар'єрному самоскиду здійснювати маневр із силовим доворотом. Також вперше було отримано залежність радіуса повороту від коефіцієнта зчеплення, яка дозволяє визначити ефективність використання даного способу повороту на кар'єрних самоскидах [4].

Таким чином, актуальним стає питання відповідності отриманих залежностей реальним процесам, яке може бути вирішено за допомогою проведення досліджень у лабораторних умовах.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Підготовка до лабораторних випробувань потребувала відтворення умов руху кар'єрного самоскида у вигляді опорної поверхні випробувальної площадки й розробку та виготовлення лабораторної установки у вигляді візка, робочі параметри якого підібрано з урахуванням масштабного коефіцієнту відповідно до робочих параметрів кар'єрного самоскида БелА3-7513 [3, 5].

**Мета та задачі дослідження.** Метою роботи є перевірка отриманих вперше залежностей, які використовуються для описання процесу силового довороту колісної машини, шляхом проведення лабораторного експерименту.

Перевірка математичної моделі силового довороту із можливим подальшим її уточненням потребує вирішення відповідних задач:

- визначення мінімальних радіусів повороту лабораторної моделі при використанні кінематичного способу управління поворотом та при силовому довороті;
- установлення відхилення емпіричного та розрахункового мінімального радіуса повороту лабораторної моделі при силовому довороті;
- установлення емпіричної залежності мінімального радіуса повороту лабораторної моделі від коефіцієнта зчеплення при силовому довороті у вигляді рівняння регресії;
- порівняння емпіричної та аналітичної залежності мінімального радіуса повороту лабораторної моделі від коефіцієнта зчеплення при використанні силового довороту.

Вирішення наведених задач дозволяє визначити вплив способу управління поворотом лабораторної моделі (автотранспортного засобу) на показники маневреності на різних опорних поверхнях.

**Викладення основного матеріалу.** Проведення лабораторного дослідження включало такі етапи:

- визначення коефіцієнтів опору кочення та зчеплення колеса з опорною поверхнею випробувальних площадок;



- розрахунок мінімальних радіусів повороту лабораторної моделі в залежності від визначених коефіцієнтів зчеплення опорних поверхонь випробувальних площадок;
- здійснення повороту лабораторної моделі за рахунок передніх коліс й розподілу крутних моментів задніх ведучих коліс за принципом електричного диференціала (кінематичний поворот);
- здійснення повороту лабораторної моделі за рахунок передніх коліс й розподілу крутних моментів задніх ведучих коліс у відповідності до встановленої математичної залежності відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремого правого і лівого борту від коефіцієнта зчеплення (силовий доворот);
- замір мінімальних радіусів повороту лабораторної моделі при використанні кінематичного повороту та силового довороту.

Для проведення лабораторних досліджень використовувались такі інструменти:

- динамометр ДПУ-0,01-2 зі шкалою ділення 0,001 кН (0,1 кг) другого класу точності для вимірювання коефіцієнта опору кочення;
- динамометр ДПУ-0,02-2 зі шкалою ділення 0,002 кН (0,2 кг) другого класу точності для вимірювання коефіцієнта зчеплення;
- вольтметр для визначення напруги джерела живлення;
- двоканальний USB-осцилограф для контролю стану електродвигунів ведучих коліс під час виконання лабораторним візком маневру;
- трос сталевий діаметром 2,0 мм для буксирування візка;
- рулетка маркшейдерська сталеві довжиною 5 м для замірів радіусів повороту;
- крейда в якості маркерів й для позначення необхідних для замірів точок траєкторії руху візка.

Для визначення необхідних відношень кутових швидкостей задніх ведучих коліс лабораторної моделі окремо правого і лівого до центра повороту борту, яке визначає радіус повороту візка, необхідно було визначити коефіцієнти зчеплення коліс з покриттям випробувальної площадки. Коефіцієнт опору кочення та коефіцієнт зчеплення встановлювались за допомогою буксирування лабораторного візка у повздовжньому напрямку [6, 7].

Визначення коефіцієнта опору кочення полягало у ручному буксируванні візка за передню частину рами за допомогою тросу при фіксуванні показників динамометра [6, 7]. Визначення коефіцієнта зчеплення полягало у ручному буксируванні лабораторної моделі тросом за передню частину рами при заблокованих колесах (при 100 % ковзанні коліс) та фіксуванні показників динамометра. Досліди повторювались 5 разів на кожному типі покриття: асфальтобетонному, гравійному та абразивному папері різної зернистості.

Управління частотою обертання електродвигунів задніх ведучих коліс лабораторної моделі здійснюється за допомогою сигналів з широтно-імпульсною модуляцією (ШІМ): зміна їх частоти призводить до зміни кількості енергії, яка поступає на електродвигун за одиницю часу, таким чином, зменшується або збільшується частота обертання (кутова швидкість) вала електродвигуна. Блок управління складається із плати Arduino Uno з програмованим мікроконтролером ATmega 328 [8]. У середовищі Arduino є можливість контрольованої зміни коефіцієнта заповнення ШІМ-сигналів від 0 % до 100 % (повний рівень напруги), регулюючи значення параметра функції від 0 до 255. Інтегроване середовище розробки Arduino включає в себе редактор коду, компілятор і модуль передачі програми у плату. Період і коефіцієнт заповнення ШІМ-сигнала створюється функцією `analogWrite`. Остання виконується до тих пір, поки на виводі плати Arduino, який визначений як вивід із ШІМ-сигналом, не буде викликана нова функція `analogWrite`, або функції `digitalRead`, `digitalWrite` для цього ж самого виводу. Функція `analogWrite` має формат: `analogWrite (вивід, значення)`; де вивід – це номер виводу порту Arduino, значення – це значення коефіцієнта заповнення від 0 до 255.

Плата Arduino Uno програмується через USB-інтерфейс за допомогою мікросхеми конвертера Atmega 8, виконаної у SMD-корпусі, що дозволяє використовувати стандартні драйвери USB COM.

Таким чином, програмоване управління частотою обертання окремого електродвигуна правого і лівого борту лабораторної моделі включає: створення скетч-файлу за допомогою програмного забезпечення Arduino 1.0.5 (коду на C++), компіляцію, завантаження коду через USB, виконання коду та початок руху у відповідності до завантаженої програми.

Маневрування при розподілі крутних моментів задніх ведучих коліс за принципом електричного диференціала (кінематичний поворот) здійснювалось за рахунок повороту передніх керованих коліс лабораторної моделі, виставлених на максимальні кути. При цьому у скетчах коефіцієнти заповнення ШІМ-сигналів на електродвигунах задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту задавались рівними, що призводило до вирівнювання кутових швидкостей задніх ведучих коліс на повороті.

Силовий доворот лабораторної моделі забезпечувався за рахунок фіксованого кута повороту передніх коліс, який мав максимальне значення, та виконання відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремого правого та лівого борту відповідно до коефіцієнта зчеплення, яке визначалося за допомогою аналітичної залежності, на перевірку якої і було спрямовано лабораторний експеримент.

На рис. 1 – рис. 2 показаний приклад випробувань візка на слизькому асфальтобетонному покритті. Лабораторний візок виконував тільки лівий поворот, оскільки особливості руху машини не залежать від того, в який бік виконується маневр, натомість збільшується кількість скетч-файлів у два рази й ускладнюється програма управління.

Траєкторія руху візка фіксувалась крейдовими маркерами, один з яких був установлений у центрі мас, а два інших – у точках, які відповідають максимальній габаритній ширині кар'єрного самоскида з урахуванням коефіцієнта подібності 12,0. При русі лабораторного візка на опорній поверхні залишалось три сліди від крейдових олівців, які було змонтовано на плаваючих кріпленнях, що забезпечувало постійний контакт крейди з опорною поверхнею (див. рис. 1). Для визначення траєкторії візка при кінематичному повороті були використані крейди білого кольору, при маневруванні із застосуванням силового довороту – крейда синього кольору.



Рисунок 1. Лабораторна модель перед початком виконання маневру

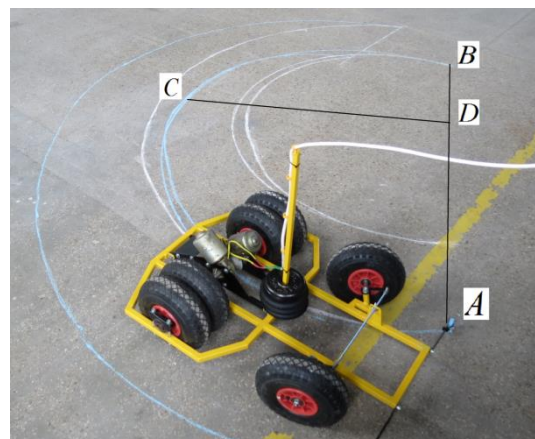


Рисунок 2. Визначення мінімального радіуса повороту лабораторного візка

Для спрощення процедури визначення різниці мінімальних радіусів, отриманих при кінематичному способі повороту і силового довороті, лабораторний візок був зупинений біля одного і того ж місця, відміченого на асфальтобетонному покритті випробувальної площадки (див. рис. 1, рис. 2) жовтою лінією. Як видно з рис. 2, при кінематичному способі повороту розворот візка характеризувався наближенням траєкторії руху внутрішнього до центра повороту колеса до траєкторії руху центра мас на початку і в кінці маневру, а при використанні примусового управління обертанням задніх коліс – у середині маневру, оскільки саме тоді відбувається доворот візка.

Радіус траєкторії крейдового маркера визначався вимірюванням за допомогою рулетки в отриманому сегменті його траєкторії, хорди й висоти кола (див. рис. 2) та розрахунку радіуса кривої за приведеним нижче співвідношенням.

$$R = \frac{CD}{2} + \frac{AB^2}{8 \cdot CD}, \quad (1)$$

де  $CD$  – висота, м;  $AB$  – хорда, м.

Мінімальний радіус повороту візка визначався як сума величини радіуса кривої та половини ширини колії передніх коліс:

$$R_{\text{н}} = R + \frac{B_1}{2}. \quad (2)$$

Після замірів мінімальних радіусів повороту визначалась його середня величина для кожного типу опорної поверхні випробувальних площадок та установлювалась емпірична залежність (рівняння регресії) мінімального радіуса повороту лабораторної моделі від коефіцієнта зчеплення.

Обробка результатів визначення коефіцієнта зчеплення колеса була проведена згідно з відомою методикою [5].

У результаті було отримано такі значення коефіцієнтів опору кочення і зчеплення:

– коефіцієнт опору кочення для сухої випробувальної площадки із розміром зерен 2,0 – 6,1 мм становив 0,094, для зволоженої – 0,166;

– коефіцієнт зчеплення для сухої випробувальної площадки із розміром зерен 2,0 – 6,1 мм – 0,28, для зволоженої – 0,41.

Коефіцієнт зчеплення асфальтобетонного покриття випробувальної площадки становив 0,36, що співпадає із коефіцієнтом зчеплення абразивного паперу 0,075–0,106. У зв'язку з цим, при повороті візка на асфальтобетоні були отримані такі ж показники, що й при маневруванні на опорній поверхні з вказаною зернистістю, тому у таблицях 1–2 результати експерименту на асфальтобетоні не показано.

Різниця між визначеним коефіцієнтом опору кочення та типовим його значенням становила: для випробувальної площадки із розміром зерен 0,4 – 2,0 – 27,1 %, для сухої випробувальної площадки із розміром зерен 2,0 – 6,1 мм – 5,6 %, для такої ж зволоженої випробувальної площадки – 15,7 %. Різниця між встановленим коефіцієнтом зчеплення та типовим його значенням: для випробувальної площадки із розміром зерен 0,4–2,0 – 13,2 %, для сухої випробувальної площадки із розміром зерен 2,0–6,1 мм – 22,2 %, для такої ж зволоженої випробувальної площадки – 8,8 %.

Установлено прямий взаємозв'язок між зернистістю абразивного паперу і коефіцієнтами опору кочення та зчеплення: зі збільшенням зернистості, починаючи з розмірів зерен з 75–106 до 850–1000 мкм, збільшується коефіцієнт опору кочення з 0,025 до 0,060 та коефіцієнт зчеплення з 0,36 до 0,56 з довірчим інтервалом рівним  $p=0,90$  (рис. 3).

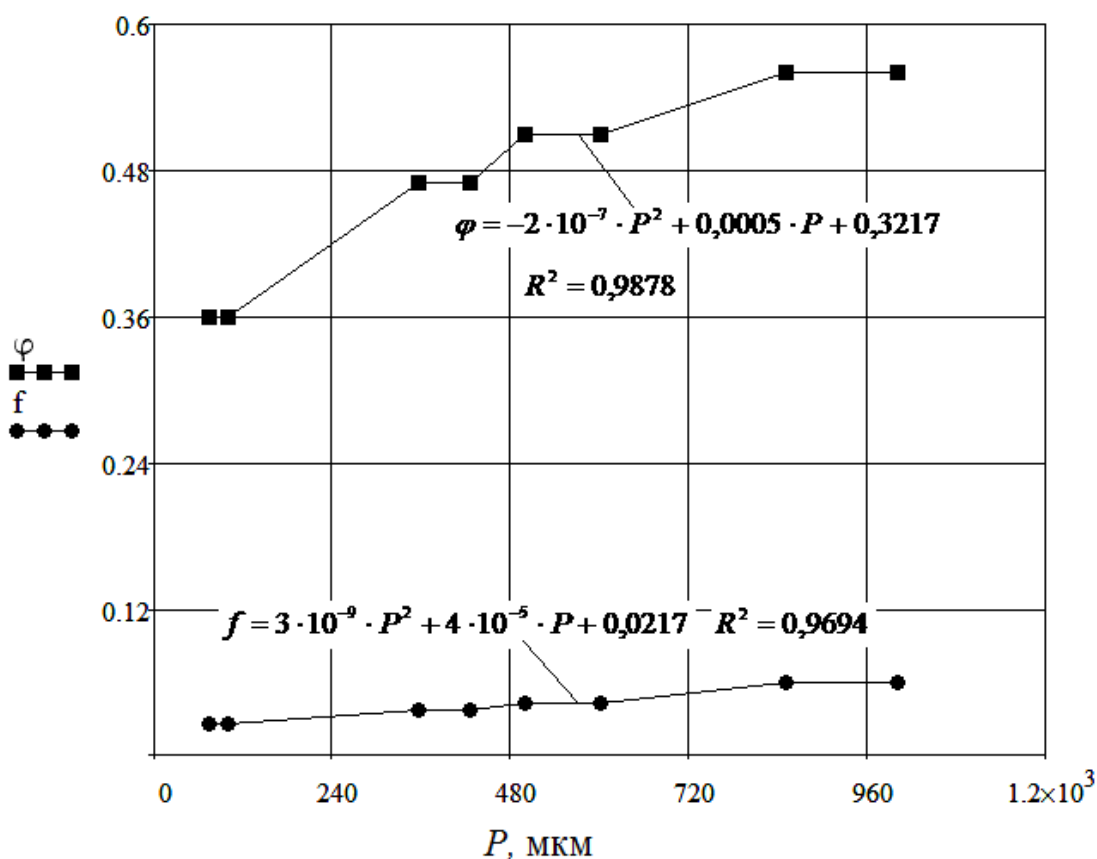


Рисунок 3. Залежність коефіцієнтів опору кочення  $f$  та зчеплення  $\varphi$  від зернистості опорних поверхонь  $P$ , мкм

У відповідності до отриманих значень коефіцієнтів зчеплення опорних поверхонь розрахунковим шляхом було визначено необхідні відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту (таблиця 1).

Таблиця 1.– Відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс моделі в залежності від коефіцієнта зчеплення

№ з/п	Розмір зерен опорної поверхні, мм	Коефіцієнт зчеплення	Відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс, $\lambda$	Коефіцієнт заповнення ШІМ-сигнала на задньому колесі лівого борту
1.	0,85–1,0	0,56	3,15	81
2.	0,50–0,60	0,51	2,80	92
3.	0,355–0,425	0,47	2,50	100
4.	0,075–0,106	0,36	2,00	127
5.	2,0–6,1 (суха)	0,28	1,70	150
6.	2,0–6,1 (зволожена)	0,41	2,20	115

Обробка замірів мінімальних радіусів повороту лабораторної моделі полягала у визначенні відхилення розрахункового та експериментального мінімального радіуса повороту візка при силовому довороті (таблиця 2). Відхилення між величиною розрахункового та фактичного мінімального радіуса повороту лабораторної моделі при виконанні маневру із силовим доворотом для випробувальних площадок із коефіцієнтами зчеплення 0,28–0,56 становлять від 10,7 до 36,0 %.

Таблиця 2–Відхилення між розрахунковим та експериментальним мінімальним радіусом повороту моделі

№ з/п	Коефіцієнт зчеплення	Радіус повороту, м		Відхилення (%)
		Розрахунковий	Експериментальний	
1.	0,56	0,67	0,80	19,4
2.	0,51	0,72	0,81	12,5
3.	0,47	0,75	0,88	17,3
4.	0,36	0,94	1,05	11,7
5.	0,28	1,12	1,00	10,7
6.	0,41	0,81	0,68	16,0

Мінімальні радіуси повороту лабораторної моделі при різних способах управління поворотом були порівняні між собою (таблиця 3).

Таблиця 3 – Порівняння мінімального радіуса повороту моделі при кінематичному способі повороту та силовому довороті

№ з/п	Коефіцієнт зчеплення	Радіус повороту, м		Різниця	
		Кінематичний поворот	Силовий доворот	м	%
1.	0,56	1,25	0,80	0,45	36,0
2.	0,51	1,31	0,81	0,49	37,6
3.	0,47	1,36	0,88	0,48	35,3
4.	0,36	1,38	1,05	0,33	23,9
5.	0,28	1,12	1,00	0,12	10,7
6.	0,41	0,84	0,68	0,16	19,0
	Середнє значення	1,20	0,87	0,34	28,0

Радіус повороту візка при кінематичному способі повороту більший за радіус при силовому довороті на величину 0,12 – 0,49 м (10,7 – 37,6 %) при коефіцієнтах зчеплення 0,28 – 0,56. Середнє значення мінімального радіуса повороту за результатами випробувань на шести типах покриття випробувальних площадок при кінематичному повороті становить 1,20 м, при силовому довороті – 0,87 м, що менше на 0,34 м (28 %). Припускаючи, що величина коефіцієнтів зчеплення, отриманих для прямолінійного руху, на малих швидкостях зберігається й на повороті, аналітична залежність мінімального радіуса повороту моделі від коефіцієнта зчеплення була підтверджена емпіричною залежністю (див. рис. 4). Рівняння регресії мінімального радіуса повороту  $R_{\text{пме}}$  від коефіцієнта

зчеплення описується поліномом другого ступеня із коефіцієнтом достовірності апроксимації  $R^2=0,41$ :

$$R_{\text{пме}} = 3,60 \cdot \varphi^2 - 3,82 \cdot \varphi + 1,82.$$

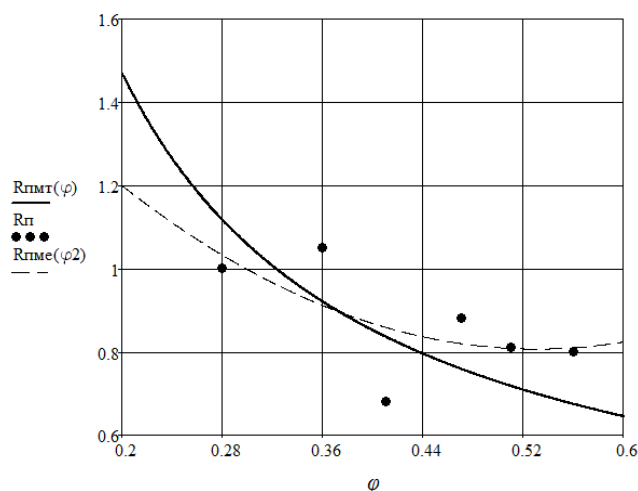


Рисунок 4. Емпірична та аналітична залежність мінімального радіуса повороту моделі  $R_{\text{пме}}$  та  $R_{\text{пнт}}$  від коефіцієнта зчеплення  $\varphi$

**Висновки.** Таким чином, проведення лабораторних досліджень дозволило зробити такі висновки.

1. Визначено мінімальний радіус повороту лабораторної моделі при силовому довороті, який зменшується на величину від 0,12 до 0,49 м (від 10,7 до 37,6 %) при коефіцієнтах зчеплення 0,28 – 0,56 у порівнянні із кінематичним поворотом.

2. Відхилення між величиною розрахункового та емпіричного мінімального радіуса повороту лабораторної моделі при силовому довороті становлять від 10,7 до 19,4 %, не перевищуючи допустимих для експериментів показників [5].

3. Отримані відхилення розрахункових та емпіричних значень мінімальних радіусів повороту (10,7–19,4 %) свідчать про відповідність математичної моделі силового довороту реальним процесам.

1. Chanda E. K. A comparative study of truck cycle time prediction methods in open-pit mining / E. K. Chanda, S. Gardiner // Engineering, Construction and Architectural Management. – 2010. – Vol. 17/ – Iss: 5. – P. 446–460.

2. Vesnin A.V., Sistuk V.O., Bogachevskiy A.O. The analysis of mining conditions influence to operating time of dump trucks traction drive components / A. V. Vesnin, V. O. Sistuk, A. O. Bogachevskiy // Metallurgical and Mining Industry, 2015, No. 3. – Dnipropetrovsk. – P. 268 – 271.

3. Карьерный самосвал БелАЗ-75131 и его модификации. Инструкция по монтажу, пуску, регулировке и обкатке. 7513-3902016-01 ИМ. – РУПП «Белорусский автомобильный завод», 2008. – 44 с.

4. Монастырский Ю. А. Закономерности движения колесной машины на повороте при принудительном регулировании вращения ведущих колес / Ю. А. Монастырский, В. А. Систук // Вісник національного технічного університету «ХПІ»: Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- і тракторобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2013. – № 29. – С. 65–71.

5. Веников В. А. Теория подобия и моделирования (применительно к задачам электроэнергетики): учебник для вузов по спец. «Кибернетика электрических систем» / В. А. Веников, Г. В. Веников. – М.: Высшая школа, 1984. – 439 с.

6. Pacejka H. V. Tire and Vehicle Dynamics. – 2nd edition / H. V. Pacejka. – SAE International, 2005. – 642 p.

7. Chadwick J. Reducing the rolling resistance / J. Chadwick // International Mining. – March 2011. – P. 62–71.

8. Совместимо с Arduino. Поп-бот. Руководство по практическим занятиям. Версия 1.0 стандартная [Электронный ресурс] / Режим доступа: [www.TerraElectronica.ru/pdf/INEX/IE-POPBOT\\_RUS.pdf](http://www.TerraElectronica.ru/pdf/INEX/IE-POPBOT_RUS.pdf).

## REFERENCES

1. Chanda E. K. A comparative study of truck cycle time prediction methods in open-pit mining / E. K. Chanda, S. Gardiner // Engineering, Construction and Architectural Management. – 2010. – Vol. 17/ – Iss: 5. – P. 446–460.



2. Vesnin A.V., Sistuk V.O., Bogachevskiy A.O. The analysis of mining conditions influence to operating time of dump trucks traction drive components / A. V. Vesnin, V. O. Sistuk, A. O. Bogachevskiy // Metallurgical and Mining Industry, 2015, No. 3. – Dnipropetrovsk. – P. 268 – 271.
3. *Karernyyi samosval BelAZ-75131 i ego modifikatsii. Rukovodstvo po remontu 7513*. [Dump truck BelAZ-75131 and its modifications. Manual 7513] -3902080 RS, RUPE "BelAZ", 2007. - 208 p. (Rus).
4. Monastyrskiy J.A. *Zakonomernosti dvizheniya kolesnoy mashiny na povorote pri prinuditel'nom regulirovanii vrascheniya veduschih koles*. [Regularities of vehicle movement at a turn with forced adjustment of front wheels rotation] / J. A. Monastyrskiy, V.A Sistuk // Bulletin of the National Technical University "KhPI": Collection of scientific papers. Series: automobile and tractor. –Kharkov: NTU "KhPI», 2013. –№ 29. – P. 65–71. (Rus).
5. Venikov V. A. *Teoriya podobija i modelirovaniya (primenitel'no k zadacham jelektrojenergetiki): uchebnik dlja vuzov po spec. «Kibernetika jelektricheskikh sistem»* [The similarity theory (for electric engineering purposes): Textbook for high educational institutes for electric system cybernetics specialties] / V. A. Venikov, G. V. Venikov. – M.: Vysshaja shkola, 1984. – 439 p. (Rus).
6. Pacejka H. B. *Tire and Vehicle Dynamics*. – 2nd edition / H. B. Pacejka. – SAE International, 2005. – 642 p.
7. Chadwick J. *Reducing the rolling resistance* / J. Chadwick // International Mining. – March 2011. – P. 62–71.
8. *Compatible with Arduino. Pop-bot. Manual for practical classes. Standard Version1.0*. [Electronic resource] / Access mode: [www.TerraElectronica.ru/pdf/INEX/IE-POPBOT\\_RUS.pdf](http://www.TerraElectronica.ru/pdf/INEX/IE-POPBOT_RUS.pdf). (Rus).

**Сістук В.А., Веснін А.В. Исследование особенностей маневрирования автотранспортных средств с электромеханической трансмиссией в лабораторных условиях.**

Проведенные исследования маневренности лабораторного тележки для проверки математической модели силового доворота как способа поворота и возможности дальнейшего применения последнего на автотранспортных средствах с электромеханической трансмиссией. Размер полученных отклонений радиусов поворота (10,7-19,4%) указывает на то, что математическая модель силового доворота позволяет с достаточной точностью прогнозировать показатели маневренности автотранспортных средств.

**Ключевые слова:** силовой доворот, карьерный самосвал, электромеханическая трансмиссия лабораторный эксперимент, маневренность.

**V. Sistuk, A. Vesnin. Maneuvering features study for vehicles with electromechanical transmission in laboratory settings**

The research object is a wheeled vehicle maneuvering according to the method of its turn.

The aim of the study is a verification of mathematical model of vehicle forced additional turn.

The lab tests included tire-to-surface friction and rolling resistances coefficients determination, bogie turning radiuses measurement and estimation, which have been obtained during kinematic and forced additional turn.

Lab bogie kinematic turn was realized due to front wheels turning. With the aim of a forced additional turn implementation besides of the rotational speed ratio of starboard and port side rear traction wheels changing it is necessary to ensure rim pulls distribution between the rear wheels according to a ground contacting area external resistance. Technically this was accomplished by Arduino microcontroller using for bogie rear traction wheels rotation control.

On the basis of measurement results for the first time there has been worked out the empirical dependence of minimum turning radius labs bogie to tire-to-surface friction coefficient, which enables to determine a correlation of rotational speed ratio of rear traction wheels of starboard and port sides of the wheeled vehicle and its indices of maneuverability relative to surface features. The comparative analysis of empirical and theoretic indices of vehicle minimum turning radiuses was carried out. The turning radiuses deviation (10.7–19.4 %) shows that the mathematical model of the forced additional turn enables to predict vehicle maneuvering indices to a high precision.

**Keywords:** forced additional turn, open pit truck, electric traction drive, laboratory setting, maneuverability.

**АВТОРИ:**

**СІСТУК Володимир Олександрович**, кандидат технічних наук, ДВНЗ «Криворізький національний університет», Кривий Ріг, Україна

**ВЕСНІН Артем Вячеславович**, кандидат технічних наук, ДВНЗ «Криворізький національний університет», Кривий Ріг, Україна

**АВТОРЫ:**

**СИСТУК Владимир Александрович**, кандидат технических наук, ДВНЗ «Криворожский национальный университет», Кривой Рог, Украина

**Веснина Артем Вячеславович**, кандидат технических наук, ДВНЗ «Криворожский национальный университет», Кривой Рог, Украина

**AUTHORS:**

**Volodymyr SISTUK**, Ph.D., DNVZ "Kryvyi Rih National University", Kryvyi Rig, Ukraine

**Artem VESNIN**, Ph.D., DNVZ "Kryvyi Rih National University", Kryvyi Rig, Ukraine

Стаття надійшла в редакцію 04.10.2016 р.

Таран І.О., Клименко І.Ю.  
*Національний гірничий університет*

## КОМПЛЕКСНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ КІНЕМАТИЧНИХ ТА СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ ТРАНСМІСІЇ ШАХТНОГО ДИЗЕЛЕВОЗА

Розглянуто питання комплексного дослідження зміни силових, кінематичних та енергетичних параметрів гідрооб'ємно-механічної трансмісії (ГОМТ) «з диференціалом на вході» при її роботі на тяговому та транспортному діапазонах руху шахтного дизелевоза. Значення основних параметрів трансмісії були отримані шляхом вирішення складеної в роботі системи алгебраїчних рівнянь. Особливістю розглянутої статичної моделі є те, що розрахунок відбувається із залученням одночасно двох значень кутових швидкостей валів гідромашин та перепаду робочого тиску в ГОП – поточного та попереднього, що дає можливість достатньо точно визначити значення всіх кінематичних, силових та енергетичних параметрів трансмісії. Підтверджено відсутність циркуляції потужності в трансмісії що працює за схемою «диференціал на вході».

**Ключові слова:** шахтний дизелевоз, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, диференціал, кінематичні та силові параметри.

**Вступ.** Ефективна діяльність машинобудівних підприємств України, забезпечення розвитку виробництва сучасної тягово-транспортної техніки, підвищення її конкурентоспроможності в умовах глобальної економічної кризи значною мірою визначається ефективністю розробки вітчизняних зразків. Поліпшення ефективності функціонування рейкового транспорту шахт досягається за рахунок використання дизелевозів, обладнаних гідрооб'ємно-механічними трансмісіями (ГОМТ). Але підвищення швидкостей руху шахтних поїздів з дизелевозами в якості локомотивів загострює питання збереження безпеки в режимі гальмування. У зв'язку з цим виникає необхідність модифікації існуючих і розробки перспективних трансмісій для вітчизняних дизелевозів на основі розвитку розрахунково-теоретичних методів аналізу систем «двигун-трансмісія-дизелевоз» в режимі гальмування.

**Стан питання.** Відомо, що в шахтних поїздах, гальмовими засобами обладнані лише локомотиви, тому часто маса поїздів обмежується їх гальмовими можливостями. Обладнання шахтних вагонеток навіть найсучаснішими гальмами поки що неможливе, і, крім того, вимагає великих капітальних витрат. У зв'язку з цим граничні гальмові можливості дизелевоза – досить важливий його параметр, що часто визначає і обмежує діапазон застосування шахтного локомотивного транспорту. Незважаючи на достатню розповсюдженість ГОМТ в сучасному машинобудуванні, особливо на тракторах та військовій техніці, трансмісії даного типу потребують подальшого ретельного дослідження з метою визначення необхідних конструктивних параметрів, що забезпечують підвищення гальмових та експлуатаційних характеристик локомотива.

З літературних джерел відомо [1], що конструкції ГОМТ розвиваються у бік зменшення числа фрикційних багатодискових муфт відповідно до зменшення кількості піддіапазонів і складних механічних частин. Крім того, остаточно не встановлено які схеми ГОМТ доцільніше використовувати: з «диференціалом на вході» або з «диференціалом на виході». У переважній більшості розглянутих робіт [2, 3], в яких наводяться перспективні конструкції ГОМТ, пропонуються або занадто складні конструкції трансмісій або ж трансмісії, коефіцієнт корисної дії (ККД) яких не перевищує 0,8. В роботі [4] запропоновано перспективну ГОМТ № 1 з «диференціалом на вході», адаптовану під шахтні дизелевози з задекларованим максимальним значення ККД в межах 0,85 – 0,9 (в залежності від діапазону руху та сили опору коченню). Саме цю трансмісію, яка є типовим прикладом ГОМТ, що забезпечує два двопотокових діапазони руху – тяговий і транспортний, оберемо для розгляду в якості базової.

**Метою даної роботи** є визначення кінематичних і силових параметрів трансмісії ГОМТ № 1 «з диференціалом на вході». Для досягнення поставленої мети необхідно: розробити структурну схему трансмісії; скласти математичну модель, що описує зміну кінематичних і силових параметрів; визначити кінематичні та силові параметри, а також обчислити ККД ГОП.

**Матеріали досліджень.** Достовірність розподілу кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ з різними структурними схемами, отриманих в результаті моделювання процесу гальмування, суттєво залежить від обраних початкових даних. Початковими значеннями кутових швидкостей ланок елементів трансмісії та перепаду робочого тиску в ГОП є ті значення, які мали

елементи ГОМТ в момент переходу шахтного дизелевоза з режиму розгону або рівномірного руху в режим гальмування.

Оскільки основною метою роботи все ж таки не є дослідження перехідних процесів в елементах трансмісії при переході з режиму розгону в режим гальмування, початкові дані для моделі процесу гальмування визначимо з моделей, що описують рівномірний рух шахтного дизелевоза, тобто нехтуємо силами опору руху та опору повітря, зважаючи на мале значення останньої величини (максимальна швидкість розглянутого шахтного дизелевоза не буде перевищувати 20 км/год).

Як відмічалось раніше, перспективною з точки зору простоти конструкції та значення коефіцієнта корисної дії є ГОМТ № 1 «з диференціалом на вході», (рис. 1) [4]. Запропонована трансмісія призначена для використання у шахтних дизелевозах масою 10 тон з радіусом коліс 0,3 м, максимальною швидкістю руху 10 км/год на тяговому, та швидкістю 20 км/год на транспортному діапазонах.

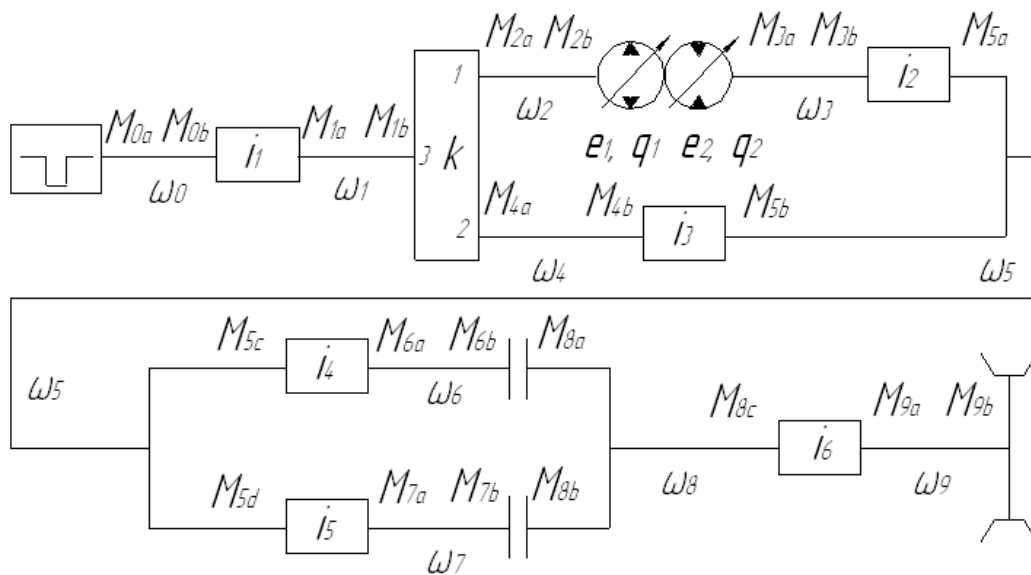


Рисунок 1. Структурна схема ГОМТ № 1 «з диференціалом на вході»

Запропонована трансмісія реверсивна. Реалізація руху заднім ходом відбувається після увімкнення паразитної шестерні (на рис. 1 не наведена). Розподіл кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ при русі заднім ходом буде аналогічним, як і при русі переднім ходом.

Основні конструктивні параметри ГОМТ № 1:

- передавальні відношення:  $i_1 = 0,808$ ,  $i_2 = 1,54$ ,  $i_3 = 0,57$ ,  $i_4 = 0,276$ ,  $i_5 = 0,574$ ,  $i_6 = 0,206$ ;
- внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду:  $k = -1$ .

У роботі [4] не зазначено місце розриву потоку потужності в замкнутому контурі ГОМТ № 1, тобто не вказане місце розташування зчеплення, але у роботі [1] встановлено, що з точки зору динаміки процесу гальмування, зчеплення в ГОМТ, що працюють за схемою з диференціалом на вході, рекомендується розміщувати за двигуном або ж в гідравлічній гілці замкнутого контуру перед гідрооб'ємною передачею (ГОП), явної переваги жоден із варіантів не має. При дослідженні процесу гальмування шахтного дизелевоза з ГОМТ № 1 розглянемо випадок розташування зчеплення в гідравлічній гілці замкнутого контуру перед ГОП.

В зв'язку з тим, що в роботі [4] відсутнє комплексне дослідження зміни силових, кінематичних та енергетичних параметрів ГОМТ, проаналізуємо зміну основних параметрів трансмісії ГОМТ № 1 при її роботі на транспортному та тяговому діапазонах. Значення кінематичних, силових та енергетичних параметрів визначаються шляхом розв'язання системи алгебраїчних рівнянь. В процесі складання систем алгебраїчних рівнянь використовувалися моделі Самородова В.Б., Городецького К.І. та відоме рівняння Віліса [2, 5].

Особливістю розробленої статичної моделі є те, що розрахунок відбувається із залученням одночасно двох значень кутових швидкостей валів гідромашин та перепаду робочого тиску в ГОП – поточного та попереднього, що дає можливість достатньо точно визначити значення всіх кінематичних, силових та енергетичних параметрів трансмісії. Визначення кожного параметру

відбувається доти, доки значення досліджуваного параметру на попередній ітерації не стане рівним поточному значенню.

Система алгебраїчних рівнянь, що описує зміну силових, кінематичних та енергетичних параметрів (статична) для ГОМТ №1:

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_0 = \omega_d; \quad \omega_0 \cdot i_1 - \omega_1 = 0; \quad \omega_2 - k \cdot \omega_4 + (k-1) \cdot \omega_1 = 0; \\ e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_2 - e_2 \cdot q_2 \cdot \omega_3 = \gamma \cdot \Delta Q + \frac{\Delta P \cdot V_{0*}}{2 \cdot \pi \cdot E(g^*)} \cdot (|\omega_{02}| + |\omega_{03}|); \\ \Delta Q = \left( \frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + \tilde{N}_{1y} \cdot |\omega_{02}|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + \tilde{N}_{2y} \cdot |\omega_{03}|) \right) \cdot \Delta P; \\ \omega_3 \cdot i_2 - \omega_5 = 0; \quad \omega_4 \cdot i_3 - \omega_5 = 0; \\ \omega_5 \cdot i_4 - \omega_6 = 0; \quad \omega_5 \cdot i_5 - \omega_7 = 0; \\ \omega_6 - \omega_8 = 0, \quad Y = 1; \quad \omega_7 - \omega_8 = 0, \quad Y = 0; \\ \omega_8 \cdot i_6 - \omega_9 = 0; \quad M_{0b} \cdot \eta_1^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{0b})} + i_1 \cdot M_{1a} = 0; \\ M_{2a} \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{2a})} + M_{4a} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{4a})} + M_{1b} = 0; \\ M_{2a} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{2a})} + M_{4a} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{4a})} = 0; \\ M_{2b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_{02}); \\ \Delta M_1 = q_1 \cdot \left[ \bar{K}_1 \cdot |\omega_{02}| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_1^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_1|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_{02}| \cdot D_{q1})} \cdot \Delta P_0 + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_1|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_{02}| \cdot D_{q1})} \right]; \\ D_{q1} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_1}; \quad M_{3a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{03}); \\ \Delta M_2 = q_2 \cdot \left[ \bar{K}_1 \cdot |\omega_{03}| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_2^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_2|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_{03}| \cdot D_{q2})} \cdot \Delta P_0 + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_2|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_{03}| \cdot D_{q2})} \right]; \\ D_{q2} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_2}; \quad M_{3b} \cdot \eta_2^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{3b})} + i_2 \cdot M_{5a} = 0; \quad M_{4b} \cdot \eta_3^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{4b})} + i_3 \cdot M_{5b} = 0; \\ M_{5c} \cdot \eta_4^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{5c})} + i_4 \cdot M_{6a} = 0; \quad M_{6b} + M_{8a} = 0, \quad Y = 1; \quad M_{7b} = M_{8b} = 0, \quad Y = 1; \\ M_{5d} \cdot \eta_5^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{5d})} + i_5 \cdot M_{7a} = 0; \\ M_{7b} + M_{8b} = 0, \quad Y = 0; \quad M_{6b} = M_{8a} = 0, \quad Y = 0; \\ M_{8c} \cdot \eta_6^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{8c})} + i_6 \cdot M_{9a} = 0; \\ M_{9b} - G \cdot f \cdot r = 0; \quad M_{0a} + M_{0b} = 0; \\ M_{1a} + M_{1b} = 0; \quad M_{2a} + M_{2b} = 0; \\ M_{3a} + M_{3b} = 0; \quad M_{4a} + M_{4b} = 0; \\ M_{5a} + M_{5b} + M_{5c} + M_{5d} = 0; \\ M_{6a} + M_{6b} = 0; \quad M_{7a} + M_{7b} = 0; \\ M_{8a} + M_{8b} + M_{8c} = 0; \quad M_{9a} + M_{9b} = 0; \end{array} \right.$$

де:  $\omega_i$  – кутова швидкість ланки трансмісії;  $\omega_d$  – кутова швидкість колінчастого валу двигуна;  $i_j$  – передавальне відношення;  $k$  – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду;  $e_1, e_2$  – параметри регулювання гідромашин ГОП;  $q_1, q_2$  – максимальна продуктивність гідромашин;  $\gamma$  – коефіцієнт, що характеризує напрям потоку потужності ( $\gamma = 1$  – прямий потік потужності;  $\gamma = -1$  – зворотний потік потужності);  $\Delta Q$  – втрати робочої рідини у всіх гідромашинах, які обчислюються з урахуванням знаку перепаду тиску в ГОП;  $\Delta P$  – перепад робочого тиску в ГОП;  $V_{0*}$  – об'єм рідини, що стискається;  $E(g^*)$  – модуль пружності робочої рідини, що залежить від відсотка  $g^*$  газовмісту;

$\omega_{02}$ ,  $\omega_{00}$  – кутова швидкість вала гідронасоса ( $\omega_{02}$  – відповідає схемі ГОМТ з диференціалом на вході,  $\omega_{00}$  – відповідає схемі ГОМТ з диференціалом на виході), обчислена при ітераційному вирішенні нелінійної матричної системи на попередній ітерації, для першої ітерації приймається рівною 0;  $\omega_{03}$ ,  $\omega_{01}$  – кутова швидкість вала гідромотора ( $\omega_{03}$  – відповідає схемі ГОМТ з диференціалом на вході,  $\omega_{01}$  – відповідає схемі ГОМТ з диференціалом на виході), обчислена при ітераційному вирішенні нелінійної матричної системи на попередній ітерації, для першої ітерації приймається рівною 0;  $K_{iy}$ ,  $C_{iy}$  – коефіцієнти втрат для гідронасоса ( $i = 1$ ) і для гідромотора ( $i = 2$ );  $\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості;  $Y$  – коефіцієнт, що характеризує діапазон руху ( $Y = 1$  – тяговий,  $Y = 0$  – транспортний);  $M_{nm}$  – моменти на ланках ГОМТ;  $m$  – індекси, що відповідають номеру кутової швидкості ланки;  $n$  – індекси-букви, що відповідають моментам на кінцях ланок;  $\eta_j$  – ККД редуктора;  $\Theta$  – коефіцієнт урахування втрат в зубчастих зачепленнях ( $\Theta = 0$  – без урахування втрат,  $\Theta = -1$  з урахуванням втрат в зубчастих зачепленнях);  $N_{nm}$  – потужність, що передається ланками ГОМТ;  $\eta_{13}, \eta_{23}$  – ККД в зубчастих зачепленнях сонце-сателіт і епіцикл-сателіт при зупиненому водилі, що визначають втрати моментів;  $\Delta M_1, \Delta M_2$  – втрати моменту в гідромашинах;  $\bar{K}_1, \bar{K}_2, \dots, \bar{K}_8$  – коефіцієнти гідромеханічних втрат;  $D_{qi}$  – характерний розмір гідромашини;  $\Delta P_0$  – перепад робочого тиску в ГОП, обчислений при ітераційному вирішенні нелінійної матричної системи на попередній ітерації, для першої ітерації приймається рівною 0;  $G$  – вага шахтного дизелевоза;  $r$  – радіус коліс;  $f$  – коефіцієнт опору руху.

З урахуванням специфіки моделі, для вирішення системи рівнянь використовувалась система Matlab, підсистема Simulink. Загальний вигляд програмної реалізації, що дозволяє вирішити систему рівнянь, наведено на рис. 2.

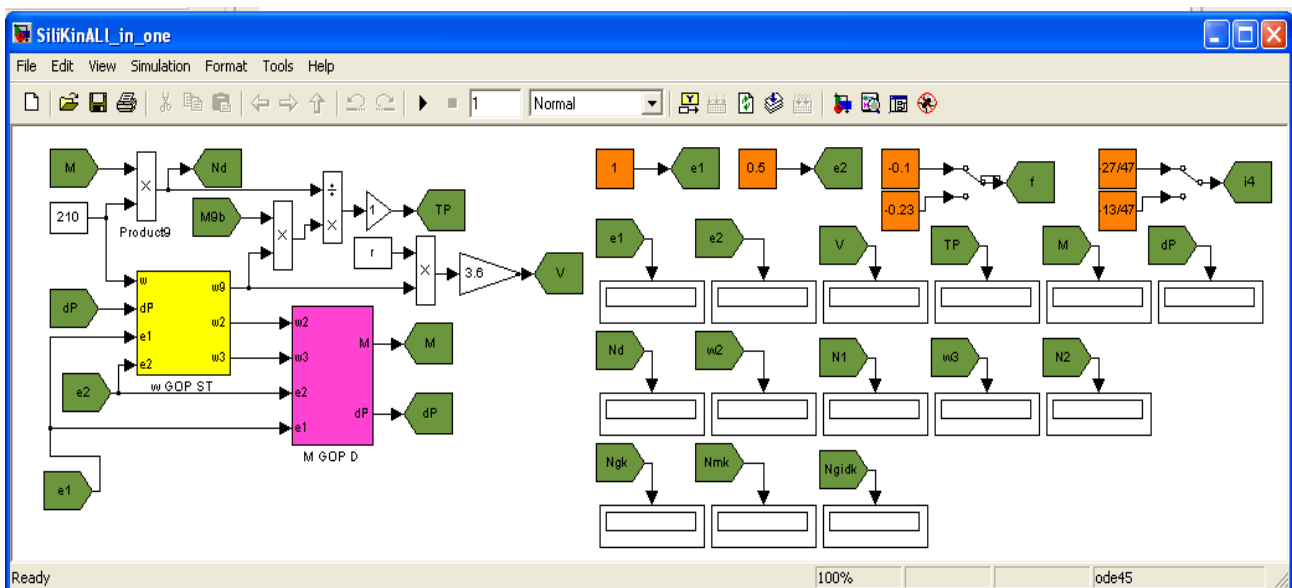


Рисунок 2. Зовнішній вигляд програмної реалізації, що дозволяє вирішити систему рівнянь

Результати теоретичних досліджень ГОМТ №1 на рис. 3 та 4, де:  $V$  – швидкість руху дизелевоза;  $\eta$  – ККД трансмісії;  $M$  – крутний момент на валу колінчастого вала;  $N_d$  – потужність двигуна;  $N_1$  – потужність, що входить в ГОП;  $N_2$  – потужність, що виходить з ГОП;  $N_{gk}$  – потужність, що виходить з гідравлічної гілки замкнутого контуру ГОМТ;  $N_{mk}$  – потужність, що виходить з механічної гілки замкнутого контуру ГОМТ;  $N_{gid}$  – відношення потужності у відсотках, що передається через гідравлічну гілку до вихідної потужності із замкнутого контуру.

В процесі статичного аналізу ГОМТ №1 встановлено наступне:



- максимальна швидкість руху шахтного дизелевоза на транспортному діапазоні при використанні ГОМТ №1 дорівнює 20 км/год;

- максимальне значення кутової швидкості валу гідромотора ГОМТ №1 при русі на тяговому діапазоні складає -105,80 рад/с, на транспортному -102,90 рад/с (сучасні гідромашини «PSM-HYDRAYLIKS» обраного типорозміру витримують кутову швидкість до 460,0 рад/с);

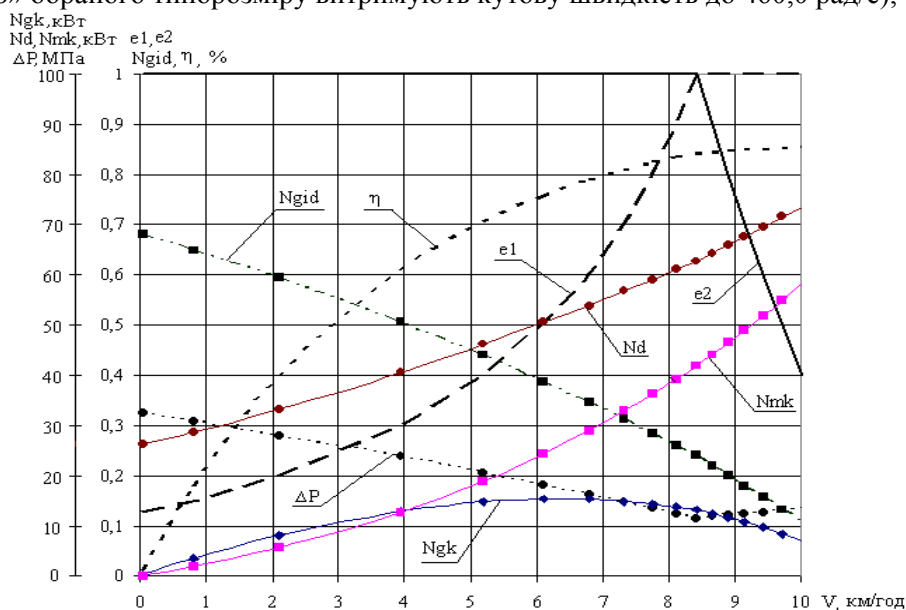


Рисунок 3. Результати теоретичного дослідження ГОМТ №1 на тяговому діапазоні руху шахтного дизелевоза

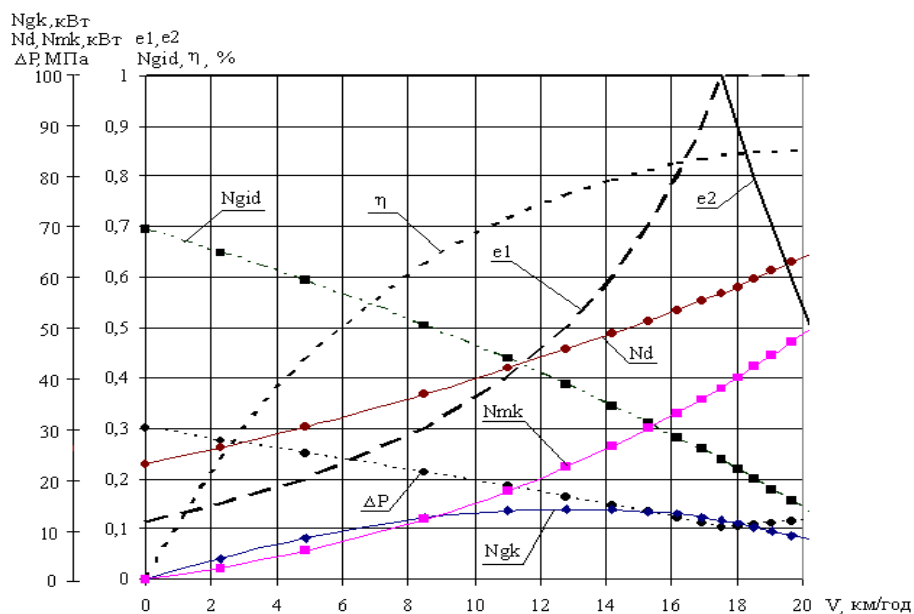


Рисунок 4. Результати теоретичного дослідження ГОМТ №1 на транспортному діапазоні руху шахтного дизелевоза

- відсутність циркуляції потужності при русі шахтного дизелевоза від нульової швидкості до швидкості, що відповідає значенню  $e_1=0,1$ ;

- максимальне значення ККД ГОМТ №1 при русі на тяговому і транспортному діапазонах 0,853;

- максимальний перепад робочого тиску в ГОП для ГОМТ №1 при русі на тяговому діапазоні дорівнює 32,41 МПа, а на транспортному 29,89 МПа (сучасні гідромашини «PSM-HYDRAYLIKS» обраного типорозміру витримують перепад робочого тиску до 40,0 МПа);

- максимальне значення кутової швидкості валу гідронасоса ГОМТ №1 при русі на тяговому і транспортному діапазонах дорівнює -337,90 рад/с та -338,90 рад/с відповідно (сучасні гідромашини «PSM-HYDRAYLIKS» обраного типорозміру витримують кутову швидкість до 460,0 рад/с).

**Висновки.** При проведенні комплексного дослідження зміни силових, кінематичних та енергетичних параметрів ГОМТ «з диференціалом на вході», проаналізовано зміну основних параметрів трансмісії при її роботі на транспортному та тяговому діапазонах. Значення кінематичних, силових та енергетичних параметрів визначено шляхом розв'язання складеної системи алгебраїчних рівнянь. Встановлено максимальну швидкість руху шахтного дизелевоза, максимальне значення кутової швидкості валу гідромотора, максимальне значення ККД ГОМТ, максимальний перепад робочого тиску в ГОП, максимальне значення кутової швидкості валу гідронасоса ГОМТ та взаємозв'язок цих параметрів при русі дизелевоза на тяговому і транспортному діапазонах. При русі шахтного дизелевоза від нульової швидкості до швидкості, що відповідає значенню  $e_1=0,1$  підтверджено відсутність циркуляції потужності в трансмісії що працює за схемою «диференціал на вході».

1. Бондаренко А.І. Порівняльний аналіз результатів експериментальних та теоретичних досліджень робочих процесів в гідрооб'ємно-механічних трансмісіях / А.І. Бондаренко // Наукові нотатки. – 2015. – № 48. – С. 28 – 35.

2. Самородов В.Б. Гидрообъемно-механическая трансмиссия гусеничной машины с автономным бесступенчатым управлением в прямолинейном движении и в повороте / В.Б. Самородов, О.Н. Агапов // Вісник НТУ «ХПІ». – 2012. – № 64 (970). – С. 3 – 8.

3. Самородов В.Б. Сравнение двух бесступенчатых гидрообъемно-механических двухпоточных трансмиссий гусеничного трактора / В.Б. Самородов, И.В. Удод, О.И. Деркач // Вісник НТУ «ХПІ». – 2012. – № 19. – С. 47 – 52.

4. Таран І.А. Взаимосвязь кругового передаточного отношения двухпоточной трансмиссии с параметром регулирования в случае планетарного механизма на входе / І.А. Таран // Наукові нотатки. – 2012. – Вип. 37. – С. 316 – 320.

5. Городецкий К.И. Математическая модель объемных гидромашин / К.И. Городецкий, А.А. Михайлин // Вестник машиностроения. – 1981. – №9. – С.14-17.

## REFERENCES

1. Bondarenko A.I. (2015). Comparative analysis of experimental and theoretical research workflows in hydrovolume-mechanical transmissions [Porivnyal'nyy analiz rezul'tativ eksperymental'nykh ta teoretychnykh doslidzhen' robochykh protsesiv v gidroob'yemno-mekhanichnykh transmissiyakh]. Scientific Notes. Vol. 48. Pp. 28 – 35.

2. Samorodov V.B., Agapov O.N. (2012). Hydrovolume-mechanical transmission tracked vehicle with independent stepless control in the rectilinear motion and in a reversal [Gidroob'emno-mekhanicheskaja transmissija gusenichnoj mashiny s avtonomnym besstupenchatym upravleniem v prjamolinejnom dvizhenii i v povorote]. Bulletin of NTU “KhPI”. Vol. № 64 (970). Pp. 3 – 8.

3. Samorodov V.B., Udod I.V., Derkach O.I. (2012). Comparison of the two stepless hydrovolume-mechanical double-split transmissions caterpillar tractor [Srvanenie dvuh besstupenchatykh gidroobmemno-mekhanicheskikh dvuhpotochnykh transmissij gusenichnogo traktora]. Bulletin of NTU “KhPI”. Vol. № 19. Pp. 47 – 52

4. Taran I.A. (2012). Interrelation of the circular gear ratio double-split transmission with control parameter in the case of the planetary gear at the entrance [Vzaimosvjaz' krugovogo peredatochnogo otnoshenija dvuhpotochnoj transmissii s parametrom regulirovanija v sluchae planetarnogo mehanizma na vhode]. Scientific Notes. Vol. № 37. Pp. 316 – 320.

5. Gorodetskiy K.I., Mikhailyn A.A. (1981). Mathematical model of the volume hydromachines [Matemathicheskaja model' ob'emnyh gidromashin]. Mechanical Engineering Bulletin. Vol. № 9. Pp. 14 – 17.

**І.А. Таран, І.Ю.Клименко. Комплексное исследование изменения кинематических, силовых и энергетических параметров трансмиссии шахтного дизелевоза.**

Рассмотрено проблему комплексного исследования изменения силовых, кинематических, энергетических параметров гидрообъемно-механической трансмиссии «с дифференциалом на входе» при ее работе на тяговом и транспортном диапазонах движения шахтного дизелевоза. Значения основных параметров трансмиссии были получены путем решения составленной в работе системы алгебраических уравнений. Особенностью рассмотренной статической модели является то, что расчет осуществляется с использованием одновременно двух значений угловых скоростей валов гидромашин и перепада рабочего давления – текущего и предыдущего, что позволяет достаточно точно определить значения всех кинематических, силовых и энергетических параметров трансмиссии.

**Ключевые слова:** шахтный дизелевоз, гидрообъемно-механическая трансмиссия, дифференциал, кинематические и силовые параметры.

**I. Taran, I. Klymenko. Complex research the change of kinematic, power and energy parameters mine locomotive transmission.**

The problem of complex research the change of power, kinematic and energy parameters the hydrovolume-mechanical transmission "with differential input" during its work on traction and transport range of motion mine locomotive was reviewed. The values of the basic transmission parameters are obtained by solution compiled system of algebraic equations. The peculiarity of of the considered static model is that the calculation is carried out using simultaneously two angular velocity hydromachines shafts and operating pressure drop - current and previous. It allows to accurately determine the value of all the kinematic, power and energy transmissions parameters.

**Key-words:** mine locomotive, hydrovolume-mechanical transmission, differential, kinematic and power parameters.

**АВТОРИ:**

*ТАРАН Ігор Олександрович*, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Управління на транспорті», Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», e-mail: taran\_70@mail.ru.

*КЛИМЕНКО Ірина Юріївна*, асистент кафедри «Управління на транспорті», Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», e-mail: iryna\_klymenko@mail.ru.

**АВТОРЫ:**

*ТАРАН Игорь Александрович*, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Управление на транспорте», Государственный ВУЗ "Национальный горный университет", e-mail: taran\_70@mail.ru.

*КЛИМЕНКО Ирина Юрьевна*, ассистент кафедры «Управление на транспорте», Государственный ВУЗ "Национальный горный университет", e-mail: iryna\_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;

*Iryna KLYMENKO*, Assistant of Transport Management Department, National Mining University, e-mail: iryna\_klymenko@mail.ru.

Стаття надійшла в редакцію 12.10.2016 р.

Таран И.А., Литвин В.В.  
*Национальный горный университет*

## СОЗДАНИЕ ТРАНСПОРТНОЙ МОДЕЛИ Г. ПАВЛОГРАД С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА PTV VISION VISUM.

В работе доказано, что транспортное моделирование является мощным инструментом при решении задач транспортного планирования и организации дорожного движения и позволяет качественно и количественно оценить последствия реализации тех или иных сценариев развития транспортных систем городов и регионов. Описан алгоритм и основные этапы создания транспортной модели г. Павлоград в программном комплексе PTV VISION VISUM. Представлены результаты моделирования МТС города, которые позволят сформулировать и обосновать управленческие решения по повышению эффективности работы городского пассажирского транспорта г. Павлоград.

**Ключевые слова:** транспортная модель города, матрица пассажирских корреспонденций, имитационное моделирование, автобусный маршрут, программный комплекс PTV VISION VISUM.

**Постановка проблемы.** В настоящее время большинство крупных и средних городов Украины испытывают проблемы, связанные с ростом транспортных издержек населения вследствие несбалансированного развития транспортных систем и их несоответствия существующим потребностям городского сообщества и экономики. В связи с этим в число актуальных задач устойчивого развития городов входят задачи совершенствования методов и технологий транспортного планирования.

Отсутствие системы координат, ограничений, показателей (критериев) оценки эффективности функционирования транспортных систем городов, учитывающих их мультимодальность, объясняется отсутствием адекватных методов количественной оценки спроса на услуги транспорта. При наличии транспортной модели города становится возможным проведение исследований по сопоставлению эффекта от функционирования транспортной системы и затрат на это функционирование, а также потребностей общества и степени их удовлетворения.

Качественное решение таких задач невозможно без применения современных методик и технологий. Прежде всего, к таким технологиям относятся инструменты и технологии компьютерного моделирования. Создание транспортных моделей позволяет качественно и количественно оценить последствия реализации тех или иных сценариев развития транспортных систем городов и регионов. Моделирование позволяет учесть различные гипотезы развития транспортных систем и является довольно гибким инструментом при решении задач транспортного планирования и организации дорожного движения.

Одним из лидеров в мире среди разработчиков программного обеспечения является немецкая компания PTV AG. Программный комплекс PTV Vision включает средства для создания транспортных моделей как макроуровня (прогнозных моделей), так и микроуровня (имитационных моделей).

**Цель работы.** Отсутствие утвержденных методик разработки рациональных маршрутных транспортных сетей (МТС), прекращение разработок в данном направлении, потеря интеллектуальной и научной базы, необходимой для исследований городских транспортных процессов, в особенности в области исследования городского пассажирского транспорта (ГПТ), и необходимость внедрения современных технологий проектирования, определяет актуальность и своевременность исследования данной работы. Целью работы является изучение возможностей и практического использования программного комплекса PTV Vision VISUM при создании транспортной модели г. Павлоград для повышения эффективности работы ГПТ и улучшения качества обслуживания пассажиров.

**Материал и результаты исследований.** Кризисные явления проявляющиеся в системе городского пассажирского транспорта Украины на протяжении последних 25 лет, свидетельствуют о системном характере. Уменьшение дотации из государственного бюджета, остановка воспроизводства основных фондов, решения по предоставлению права бесплатного проезда значительной части населения, запаздывание с внедрением рыночных отношений (по сравнению с другими сферами экономики) определило полную или частичную деградацию системы ГПТ. Также следует отметить, что большинство действующих систем маршрутного пассажирского транспорта в

украинских городах были спроектированы в 60-80 г.г. прошлого столетия и на сегодняшний день фактически не учитывают экономические и социальные преобразования, которые произошли в нашей стране. Данная ситуация характерна в первую очередь для малых городов Украины, которые составляют 86% от общего их количества. Не исключением является и третий по значимости город Днепропетровской области – г.Павлоград. Градообразующей базой г. Павлоград является сосредоточение предприятий горнодобывающей, машиностроительной и химической отраслей области. Вокруг них формировалась маршрутная сеть, задачей которой было в полной мере и в срок обеспечивать все предприятия города трудовыми ресурсами. В связи с закрытием части предприятий и сокращения рабочих, пассажиропотоки претерпели значительных изменений, что в свою очередь повлияло на эффективность действующей МТС. В последний раз маршрутная транспортная сеть общественного пассажирского транспорта г.Павлоград подвергалась полному анализу и оптимизации в 1989 году. В связи с этим, большинство из заложенных в то время критериев при проектировании МТС полностью потеряли свою актуальность.

Для повышения эффективности функционирования ГПТ наиболее действенным методом является рациональная маршрутизация перевозок, которая заключается в проектировании маршрутных транспортных систем, максимально учитывающих интересы пассажиров и перевозчиков. Оптимальные решения этих задач позволяют существенно повысить производительность общественного транспорта и улучшить качество обслуживания пассажиров. К сожалению, органы управления транспортным комплексом в крупных городах Украины, как правило, не располагают ни достоверной и достаточно подробной информацией о спросе на перевозки, ни инструментами для планирования и организации перевозок. К тому же не существует официально утвержденной методики рационального управления и планирования системы ГПТ, так же не существует методики прогнозирования спроса на транспортные услуги [1]. Таким образом, современные реалии и развитие технологий требуют внедрение новых средств планирования. Одним из таких средств является транспортное моделирование[2].

Транспортное моделирование использует методы математического моделирования для анализа транспортной сети и разработки предложений для решения транспортных проблем: оптимизация движения транспортных и пешеходных потоков, работы общественного транспорта, организация дорожного движения, оптимизация работы светофорных объектов, а также обоснования инвестиций в строительство транспортной инфраструктуры. Транспортная модель представляет собой комплекс, состоящий из информационных и расчетных блоков. Информационные блоки составляют единую базу данных, предназначенную для хранения и обработки информации, необходимой для прогноза транспортных потоков. Расчетные блоки реализуют алгоритмы решения задач математического программирования, ориентированных на прогноз потребности в передвижениях. Схематично структура основных элементов транспортной модели представлена на рисунке 1.

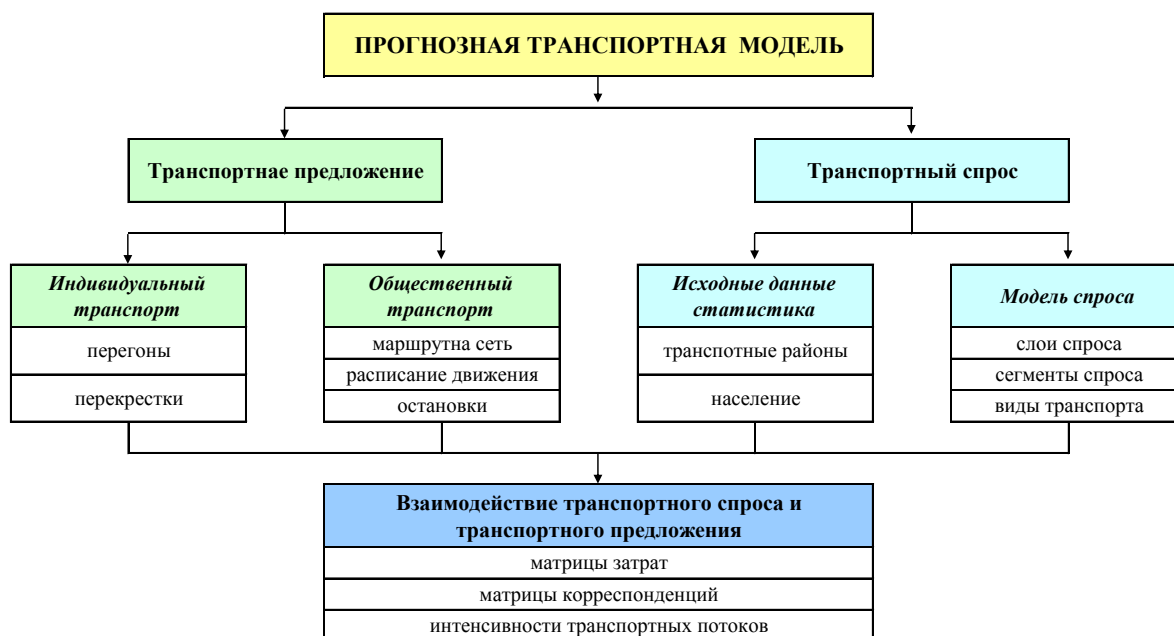


Рисунок 1 – Структура основных составляющих транспортной модели



Одним из лидеров в мире среди разработчиков программного обеспечения, позволяющего создавать транспортные модели, является немецкая компания PTV AG. Один из его комплексов PTV VISION VISUM представляет собой обширную, гибкую программу для моделирования транспортных потоков, расчета спроса на транспорт (матрицы корреспонденций для общественного и индивидуального транспорта), анализа транспортной сети, расчет себестоимости общественного транспорта и прогноза запланированных мероприятий и их последствий. Следует также отметить, что данный продукт обладает широкими возможностями по визуализации полученных результатов, что в значительной степени упрощает восприятие информации при проведении калибровки модели или демонстрации результатов выполненной работы широкой общественности.

Программный комплекс PTV VISUM 12.5 является коммерческим продуктом, поэтому для его использования необходимо приобрести лицензионное соглашение, которое в зависимости от стоимости накладывает различные эксплуатационные ограничения. Лицензионная версия, которую приобрел ДВНЗ «НГУ» в апреле 2012 г., дает возможность разрабатывать транспортные модели городов со следующими ограничениями: количество районов – 100, отрезков – 1200, узлов – 500. Учитывая эти ограничения и имея в своем распоряжении значения базовых характеристик МТС г. Павлоград, был сделан вывод о реальности ее исследования на основании разработанной транспортной модели города.

Транспортная модель (ТМ) состоит, как правило, из модели спроса на транспорт и модели сети, создаваемой на основе VISUM, и различных моделей воздействия:

- *Модель спроса* на транспорт содержит данные о спросе на транспорт. Знание спроса на транспорт в той области, для которой осуществляется транспортное планирование, является незаменимой основой для оценки транспортных сетей. Определить матрицы корреспонденций на транспорте путем сбора данных можно лишь частично. Поэтому для отображения реального состояний спроса используются математические модели, которые рассчитывают транспортные потоки между районами области планирования на основе структурных данных и данных о том, как население пользуется транспортом.

- *Модель сети* содержит данные транспортного предложения. Она состоит из транспортных районов, узлов, остановок, отрезков автомобильных дорог УДС и маршрутов общественного транспорта с расписанием движения.

- Данные модели сети и модели спроса на транспорт представляют собой исходные данные для *модели воздействия*.

Структура транспортной модели в VISUM представлена на рисунке 2.

Модель сети города должна отображать пространственную структуру предложения транспортных услуг. Модель сети состоит из большого количества объектов, которые содержат все релевантные данные данной сети транспортных путей, маршрутов, расписаний, транспортных районов. Каждый из этих объектов сети описывается входными (выходными) атрибутами. Методика моделирования УДС базируется на постепенном нанесении на карту узлов и сообщения их отрезками. Таким образом, формируется транспортная сеть города. На следующем этапе моделируются элементы городской пассажирского транспорта общего пользования, который в транспортных моделях представляет собой единую систему, формально не разделяемую на транспортные средства и транспортную инфраструктуру [3].

В рамках разработки транспортной модели г. Павлоград была создана *модель транспортного предложения* (рисунок 3), которая состоит из 440 узлов; 1200 отрезков; 13 районов; 74 остановочных пунктов; 23 маршрутов общественного транспорта (для которых было введено расписание движения).

Для создания *модели транспортного спроса* была принята матрица причин перемещения, состоящая из 5-ти элементов (таблица 1): «Дом – Работа», «Дом – Прочее», «Работа – Дом» и т.д.

Таблица 1 – Принятая при создании модели МТС г. Павлоград матрица причин перемещения

из \ в	Дом	Работа	Прочее
Дом	-	ДР	ДП
Работа	РД	РР	РП
Прочее	ПД	ПР	ПП

На основании подготовленных статистических данных (численность населения, количество трудящихся, мест приложения труда и т.д.), был произведен расчет степеней создания и предложения

для каждого  $i$ -го слоя спроса (таблица 2). Как показали выполненные расчеты, наибольшее количество передвижений совершается по слою спроса «Дом-Работа» - 29801 пассажиров.

Для осуществления моделирования был создан следующий набор матриц корреспонденций:

- для модели «Распределение транспорта» – одна общая для каждого слоя спроса (8 матриц);
- для модели «Выбор режима» – для каждого слоя спроса по сегментам спроса (16 матриц);
- для модели «Перераспределение» – для каждого сегмента спроса (2 матрицы корреспонденций).

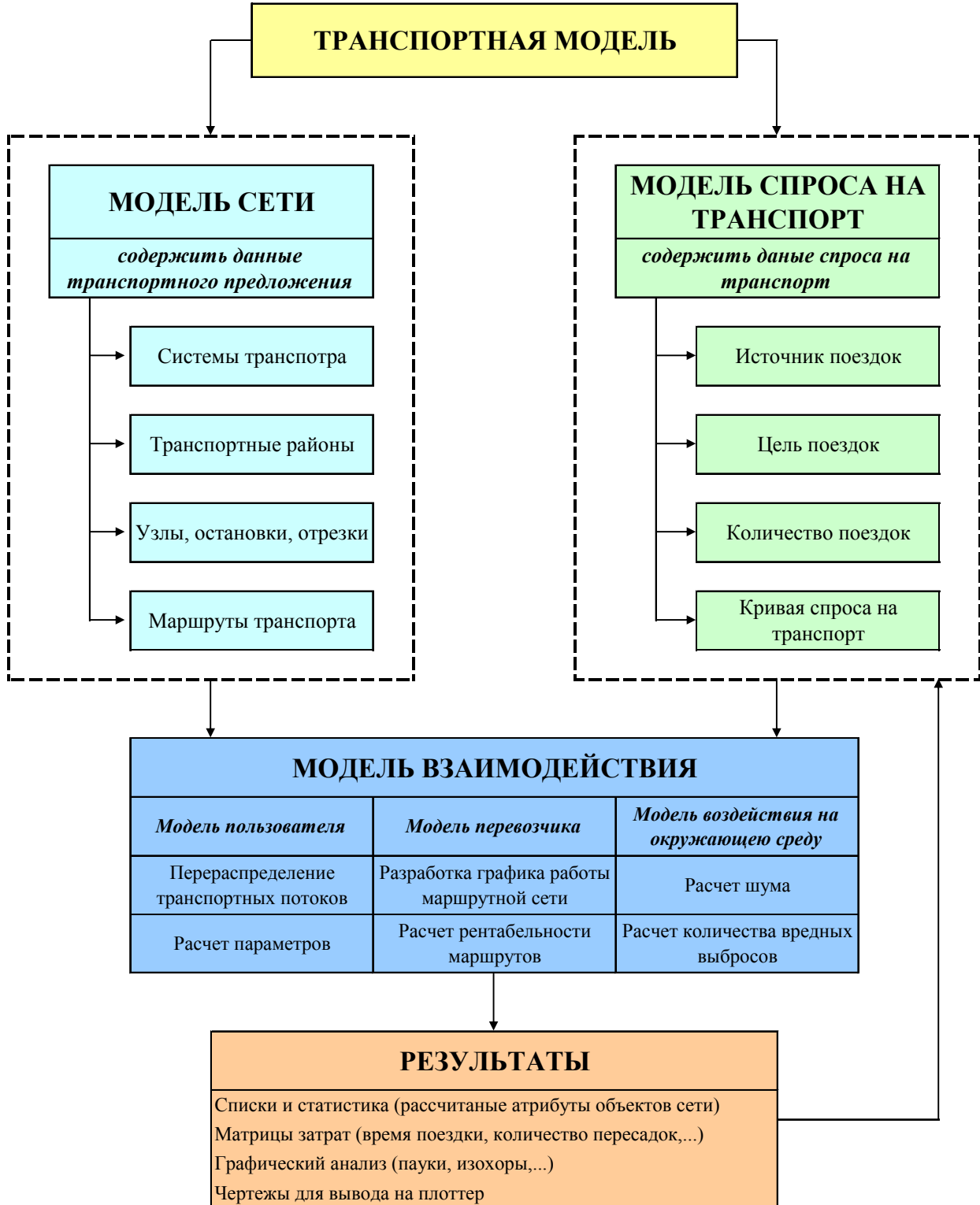


Рисунок 2 – Схема транспортной модели в среде VISUM

Таблица 2 — Результаты расчетов коэффициентов подвижности

№	Слои спроса	Деятельность		Количество перемещений	Референтное лицо		Степень создания	Степень притяжения
		Источник	Цель		Из источника	В цель		
1	ДР	Дом	Работа	29 801	Трудящиеся	Рабочие места	0,72	0,86
2	РД	Работа	Дом	23 325	Рабочие места	Трудящиеся	0,67	0,56
3	ДП	Дом	Прочее	18 601	Население	Рабочие места в сфере услуг	0,17	0,48
						+Население		0,09
4	ПД	Прочее	Дом	24 749	Рабочие места в сфере услуг	Население	0,37	0,23
					+Население		0,16	
5	РП	Работа	Прочее	3 481	Рабочие места	Рабочие места в сфере услуг	0,10	0,09
						+Население		0,02
6	ПР	Прочее	Работа	1 048	Рабочие места в сфере услуг	Рабочие места	0,02	0,03
					+Население		0,006	
7	РР	Работа	Работа	3 829	Рабочие места	Рабочие места	0,11	0,11
8	ПП	Прочее	Прочее	4 848	Рабочие места в сфере услуг	Рабочие места в сфере услуг	0,08	0,08
					+Население	+Население	0,03	0,03



Рисунок 3 – Модель транспортного предложения г. Павлоград

Для расчета основных параметров транспортной модели г. Павлоград было создано 14 вычислительных процедур. Проведено моделирование перевозочного процесса действующей модели МТС г. Павлоград и проанализированы ее основные показатели ее эффективности (рисунки 4-5).

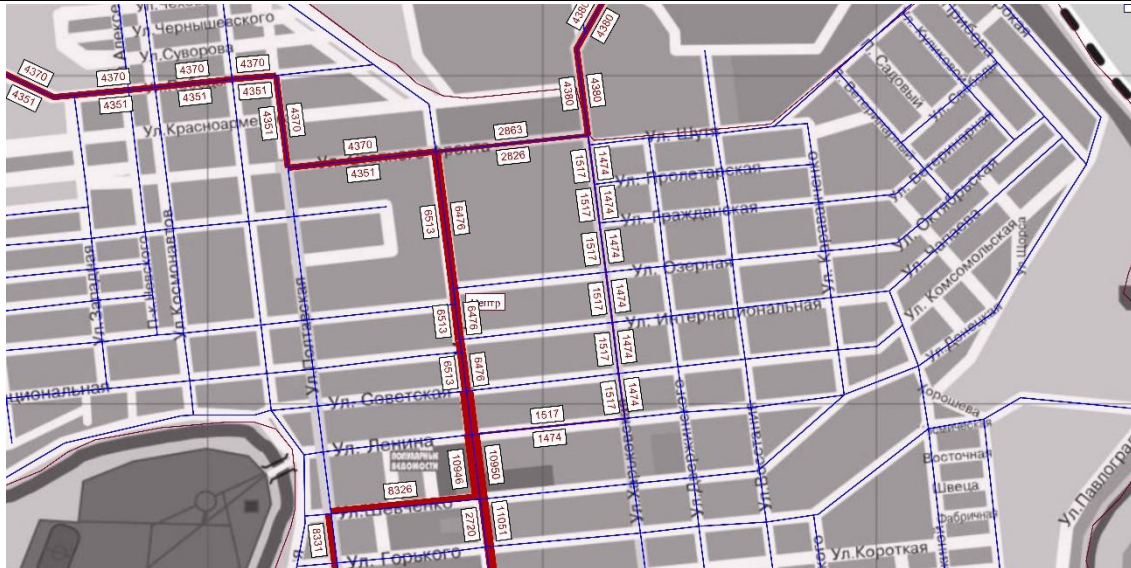


Рисунок 4 – Паук корреспонденций для фрагмента УДС транспортной модели г. Павлоград

PTV VISUM обладает широкими возможностями по систематизации и визуализации результатов моделирования [4]. Данные об основных элементах системы и показателях их работы представлены в матрицах затрат и вкладке «Списки» (рисунок 6). Интерес исследователя, занимающегося прогнозированием параметров функционирования транспортной системы крупного города, обычно вызывают следующие элементы системы и показатели их работы: *Отрезки*: нагрузка индивидуального транспорта, пассажиропоток на общественном транспорте, время движения в пустой и нагруженной сети, коэффициент загрузки; *Маршруты ОТ*: пассажиропоток, время движения между остановками; *Остановки*: количество пассажиров – входящих, выходящих, транзитных.

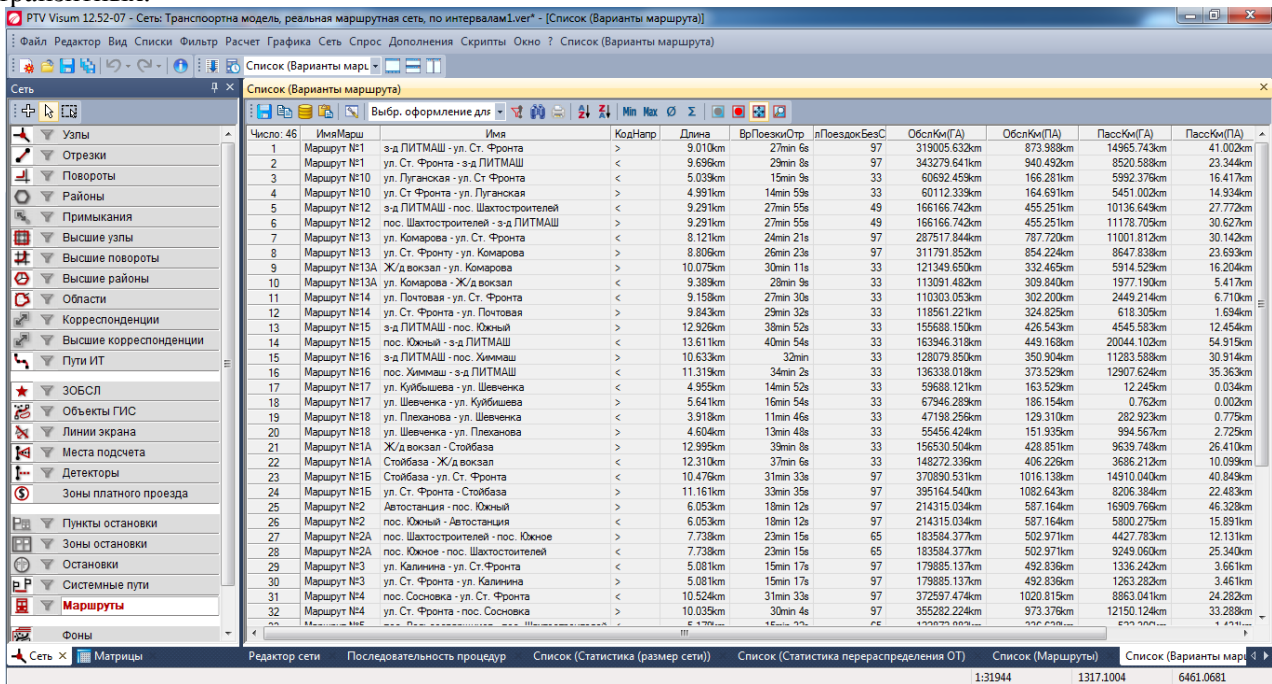


Рисунок 5 – Статистика перераспределения общественного транспорта г. Павлоград



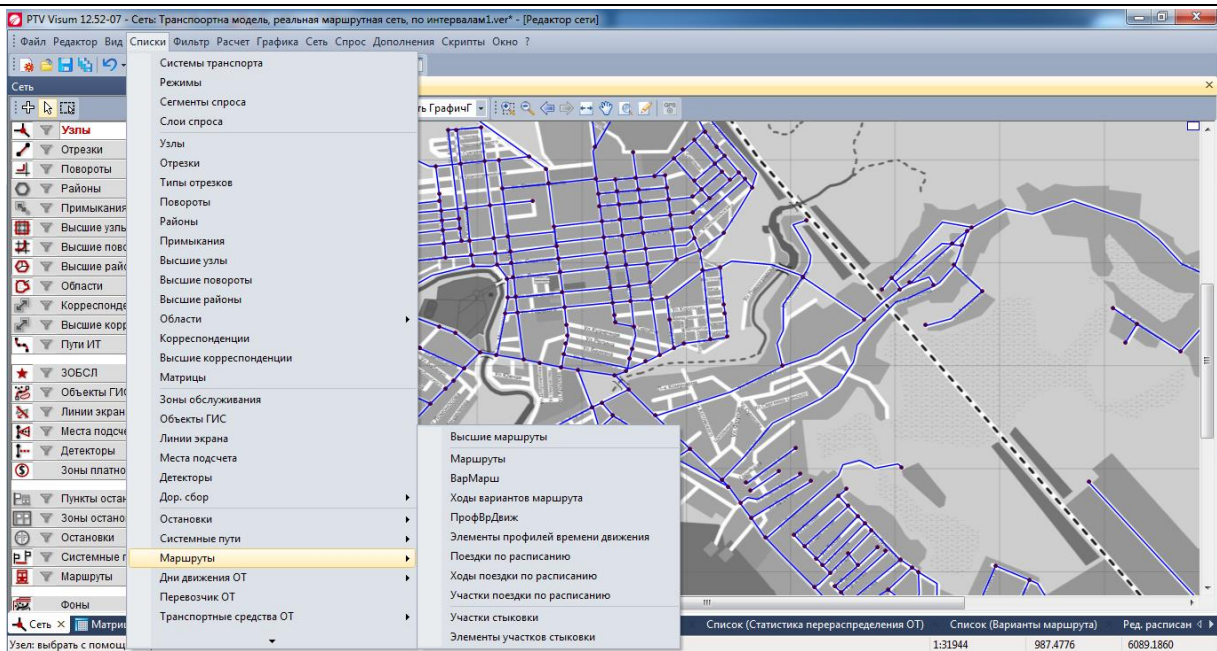


Рисунок 6 – Вкладка основного меню «Списки» в PTV VISUM

**Выводы.** В работе доказано, что создание транспортных моделей позволяет качественно и количественно оценить последствия реализации тех или иных сценариев развития транспортных систем городов и регионов. Моделирование позволяет учесть различные гипотезы развития транспортных систем и является довольно гибким инструментом при решении задач транспортного планирования и организации дорожного движения.

Программный комплекс PTV VISION VISUM представляет собой обширную, гибкую программу для моделирования транспортных потоков, расчета спроса на транспорт, анализа транспортной сети, расчета себестоимости общественного транспорта и прогноза запланированных мероприятий и их последствий. Следует также отметить, что данный продукт обладает широкими возможностями по визуализации полученных результатов, что в значительной степени упрощает восприятие информации при проведении калибровки модели или демонстрации результатов широкой общественности.

Описан алгоритм и основные этапы создания транспортной модели г. Павлоград PTV VISION VISUM. Представлены результаты моделирования МТС города, которые позволяют сформулировать и обосновать управленческие решения по повышению эффективности работы ГПТ г. Павлоград.

1. Математические методы в управлении городскими транспортными системами. – Ленинград.: Наука, 1979. – 151 с.
2. Беспалов Д.А. PTV VISION: планирование транспортных систем городов. [Электронный ресурс]. URL: <https://bepalov.me>.
3. VISUM 11.5 – Основы. Русскоязычное руководство пользователя.
4. Транспортное планирование: практические рекомендации по созданию транспортных моделей городов в программном комплексе PTV Vision® VISUM: монография / М.Р. Якимов, Ю.А. Попов. – М.: Логос, 2014. – 200 с.

## REFERENCES

1. (1979). Mathematical methods in the management of urban transport systems [Matematicheskie metody v upravlenii gorodskimi transportnyimi sistemami]. Leningrad, Science Publ. 151 p.
2. Bepalov DA PTV VISION: planning urban transport systems [Bepalov D.A. PTV VISION: planirovanie transportnyih sistem gorodov (Elektron. resurs) / Sposob dostupa: URL: <http://bepalov.me>].
3. VISUM 11.5 – Fundamentals. Russian User manual [VISUM 11.5 – Osnovyi. Russkoyazyichnoe rukovodstvo polzovately].
4. Yakimov M, Popov U. (2014). Transport planning: practical recommendations for the creation of transport models of cities in the software package PTV Vision® VISUM [Transportnoe planirovanie: prakticheskie rekomendatsii po sozdaniyu transportnyih modeley gorodov v programmnom komplekse PTV Vision® VISUM]. Moscow, Logos Publ. 200 p



**Таран І.О., Литвин В.В. Створення транспортної моделі м. Павлоград з використанням програмного комплексу PTV VISION VISUM.**

У роботі доведено, що транспортне моделювання є потужним інструментом при вирішенні задач транспортного планування та організації дорожнього руху і дозволяє якісно і кількісно оцінити наслідки реалізації тих чи інших сценаріїв розвитку транспортних систем міст і регіонів. Описано алгоритм і основні етапи створення транспортної моделі м. Павлоград в програмному комплексі PTV VISION VISUM. Представлені результати моделювання МТС міста, які дозволять сформулювати і обґрунтувати управлінські рішення щодо підвищення ефективності роботи міського пасажирського транспорту м Павлоград.

**Ключові слова:** транспортна модель міста, матриця пасажирських кореспонденцій, імітаційне моделювання, автобусний маршрут, програмний комплекс PTV VISION VISUM.

**I. Taran, V. Litvin. Creating transport model Pavlograd by program complex PTV VISION VISUM.**

It is proved that the transport modeling is a powerful tool in solving problems of transport planning and traffic management, and allows you to qualitatively and quantitatively assess the impact of the implementation of various development scenarios of the transport systems of cities and regions. The algorithm and the basic steps of creating a transport model Pavlograd in the software package PTV VISION VISUM. The results of the simulation MTS city that will formulate and justify management decisions to improve the efficiency of the urban passenger transport Pavlograd.

**Keywords:** transport model of the city, passenger correspondence matrix, simulation, bus service, software system PTV VISION VISUM.

**АВТОРИ:**

*ТАРАН Ігор Олександрович*, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Управління на транспорті», Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», e-mail: taran\_70@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;

*Vadim LITVIN*, senior lecturer of Transport Management Department, National Mining University, e-mail: pilgrimm\_2007@mail.ru.

Стаття надійшла в редакцію 12.10.2016 р

М.С.Шведик<sup>1</sup>, Ю.Л.Гулько<sup>1</sup>, В.В.Теслюк<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Луцький національний технічний університет,

<sup>2</sup>Національний університет біоресурсів і природокористування України

## ОБГРУНТУВАННЯ ДИФЕРЕНЦІЙОВАНОЇ СИСТЕМИ ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ В АСПЕКТІ ЕФЕКТИВНОГО ЗАСТОСУВАННЯ БІОПРЕПАРАТІВ ДЛЯ ЗАХИСТУ РОСЛИН

У статті наведено результати аналізу причин, що стримують дружнє проростання насіння зернових колосових культур та наступний їх ріст і розвиток, а також визначено несприятливі умови для проростання насіння бур'янів. Обґрунтовано диференційовану систему обробітку ґрунту з одночасним висівом насіння зернових колосових культур у свіжозораний ґрунт з розпушеним міжряддям і ущільненням його по вертикалі в рядку та поверхневого шару з наступним прорізанням щілини по центру кожного рядка. Це стабілізує водно-повітряний режим в кореновому шарі і створює найбільш оптимальні умови для проростання насіння зернових колосових культур та несприятливі умови для насіння бур'янів. Встановлено, що такий агроприєм підвищує ефективність застосування біопрепаратів виготовлених на основі гриба трутовика справжнього для знищення бур'янів та захисту культурних рослин.

**Ключові слова:** ґрунт, рядки, міжряддя, розпушений стан, ущільнення, насіння, поверхневий шар, кірка, щілина, секція, агрегат, біопрепарати, культурні рослини

**Постановка та актуальність проблеми.** Основними чинниками, які впливають на утворення і формування родючості ґрунту є вода, повітря і мікрофлора [1,2,3,4]. Тому для стабільності землеробства необхідно ці чинники забезпечити в ґрунті на оптимальному рівні. Однак баланс між ними постійно порушується.

Особливо гостро рослини реагують на нестачу води. Через її нестачу в період сівби під час засухи і суховіїв [2,3,5,6] верхній шар ґрунту пересихає на глибину загортання насіння, в наслідок чого воно не набирає достатньої кількості вологи необхідної для дружнього проростання. Навіть та частина насіння, що все таки набубнявіла і дала проростки, часто гине ще в ґрунті від перегрівання так і не з'явившись на денній поверхні.

Проте навіть в умовах самих сучасних підходів до підготовки ґрунту і сівби, сільськогосподарські рослини в період свого росту постійно знаходяться в умовах екологічного стресу, викликаного як об'єктивними факторами, так і суб'єктивними причинами. Вони піддаються негативному впливу шкідливих патогенів, шкідників, безконтрольному використанню пестицидів і добрив, а також інших несприятливих факторів [7]. Для оптимізації фітосанітарного стану посівів важливі строки сівби. Оптимальні строки забезпечують швидкий ріст рослин і дають їм можливість в короткий час пройти критичний період, у який відбувається заселення їх шкідниками і ураження хворобами. Вважається, що завдяки встановленню строків сівби, які найбільше відповідають біології сортів, можна істотно зменшити негативну дію шкідливих факторів на ріст і розвиток рослин, забезпечивши при цьому оптимум дії складових технологій вирощування.

Сучасні технології у землеробстві обов'язково повинні включати такі елементи, як науково обґрунтована біологізована сівозміна з обов'язковим включенням бобових трав і сидератів; обмеження застосування мінеральних добрив, насамперед азотних, і з переходом на локальний спосіб внесення туків, що дає змогу зменшити їх дози на 30...50% порівняно з рекомендованими для інтенсивних технологій; підвищення доз гною, що забезпечує бездефіцитний баланс гумусу; диференційована система основного обробітку ґрунту в сівозміні, спрямована на поліпшення фітосанітарного стану агроценозів; застосування меліорантів, мікробіологічних препаратів; використання високопродуктивних сортів і гібридів культур [4,7,8]. Правильна система підготовки ґрунту під культури сприяє кращому росту та розвитку рослин і підвищує стійкість до несприятливих умов вирощування, ураження хворобами, пошкодження шкідниками та зменшує забур'яненість. Через те, що життя багатьох шкідливих організмів тісно пов'язане з ґрунтом, будь-який обробіток негативно впливає на їх розмноження, розвиток і зменшує пошкодження рослин.

З точки зору забезпечення ефективного захисту рослин і зокрема зернових колосових культур від негативних впливів шляхом застосування біопрепаратів виготовлених на основі гриба трутовика справжнього, необхідно насамперед створити найсприятливіші умови для проростання насіння культурних рослин та наступного їх росту і розвитку, і несприятливі умови для росту бур'янів. Такі

умови можна створити під час висіву насіння у свіжозораний ґрунт на основі диференційованого основного обробітку ґрунту.

Однак в світовій практиці насіння зернових колосових культур в свіжозораний ґрунт не висівають, оскільки внаслідок руйнування капілярної системи припиняється підйом вологи з нижніх шарів до насіння, що негативно позначається на його проростанні. Окрім цього, внаслідок само осідання ґрунту, у зернових культур відбувається обрив коренів після проростання насіння та випирання (оголення) їх вузла кушніня, що призводить не тільки до зниження їх життєдіяльності, а й до загибелі.

Тому виникає необхідність в розробці диференційованої системи обробітку ґрунту з одночасним висівом насіння у свіжозораний ґрунт, яка при цьому забезпечить постійний підйом води по капілярах з нижніх шарів і її подачу в поверхневий шар до зони насінневого ложа та з мінімальним її випаровуванням через поверхню міжрядь, що сприятиме інтенсивному розвитку зернових колосових культур.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Аналіз літературних джерел з питань основного і передпосівного обробітку ґрунту, динаміки ґрунтових вод та вологості ґрунтів, висіву насіння і туків показує, що вони є достатньо вивчені. На основі результатів досліджень авторами [2,3,5,6,8,9,10,11] розроблені і запропоновані сільськогосподарському виробництву відповідні рекомендації. Але ці рекомендації стосуються насамперед питань з втілення організаційних і технічних заходів, зокрема таких як вибору оптимального значення глибини, термінів і способів обробітку ґрунту та сівби, застосування відповідного набору одно операційних ґрунтообробних машин для їх реалізації, і лише частково таких технологій сівби, що ґрунтуються на нульовому або мінімальному обробітку ґрунту, або застосуванні прямого посіву. Також в них не вказано ефективних шляхів, що забезпечують постійну подачу води піднятої по капілярах в поверхневий шар до зони насінневого ложа з мінімальним її випаровуванням через поверхню міжрядь. В той же час агротехнічні заходи можуть бути більш ефективними, і не стільки в питаннях скорочення кількості технологічних операцій, скільки в питаннях регулювання водно-повітряного режиму ґрунтів, раціонального використання вологи в період проростання насіння зернових колосових культур та подальшого їх росту і розвитку, і зокрема щодо висіву насіння в свіжозораний ґрунт.

**Метою дослідження** є аналіз причин, що стримують висів насіння зернових колосових культур у свіжозораний ґрунт та розробка системи заходів зі створення агротехнічних передумов до стабілізації водно-повітряного режиму в кореневому шарі в період від фази проростання насіння до фази кушніня.

**Результати досліджень.** Аналіз сучасних систем передпосівного обробітку ґрунту для зернових колосових культур показує, що вони передбачають вирішення трьох основних задач [3,9,10]:

- приведення ґрунту до осілого стану придатного для вкладання на ньому насіння;
- створення умов для проникнення крізь верхній шар ґрунту, як атмосферного повітря до насіння, що проростає, так і самого проростка на денну поверхню;
- очищення розпушеного верхнього шару ґрунту від насіння бур'янів і його органів здатних до проростання.

Реалізація цих задач забезпечується за умови виконання комплексу агротехнічних заходів з використанням одно операційних ґрунтообробних машин в такій послідовності: оранка – осідання ґрунту – перший передпосівний обробіток ґрунту – другий передпосівний обробіток ґрунту – сівба. Цілком очевидно, що перша задача реалізується природнім шляхом – само осіданням ґрунту після оранки на протязі 3...5 тижнів, а друга і третя – вирішуються з певним інтервалом у часі шляхом проведення дворазової культивуації, внаслідок чого ґрунт добре розпушується і стає легко проникним як для атмосферного повітря, так і для проникнення крізь нього паростка на денну поверхню. При цьому глибина обробітку ґрунту не повинна перевищувати глибину заробляння насіння, інакше насіння вкладатиметься не на тверде ложе, а в розпушений ґрунт, що негативно позначатиметься на його проростанні. Під час культивуації ґрунту сходи бур'янів підрізуються стрілчастими лапами і гинуть. Повторна культивуація проводиться через 5...7 днів після першої і забезпечує зниження основної маси пророслого насіння бур'янів. Після цього відразу ж проводиться висів насіння зернових колосових культур.

Однак така технологія сівби потребує трикратного проходу агрегату по одному й тому ж полю. В той же час аналіз процесів, що відбуваються в ґрунті після основного його обробітку – оранки, показує, що період для природного осідання ґрунту триває від 3 до 5 тижнів і здебільшого співпадає з оптимальним строками сівби зернових колосових культур. Разом з тим він є

найсприятливішим періодом для того, щоб насіння бур'янів добре прогрілось, набрякло, проросло, і дало сходи. Таким чином, тут чітко простежується агрономічне протиріччя, яке виникає між двома вимогами, які необхідно фактично реалізувати одночасно: 1) дотриматись вищезначеного періоду для повного самоосідання ґрунту до початку сівби, що запобігає обриву коренів після проростання насіння зернових колосових культур та випирання (оголенню) їх вузла куштиння; 2) провести висів насіння в ґрунт, з якого ще не встигла випаруватись волога, і не проросли бур'яни. А це є основною причиною, що веде не тільки до напружень у виконанні осінньо-польових робіт і затягуванні строків сівби, а й до зайвих трудових і фінансових затрат.

Єдиним компромісним рішенням цього протиріччя на даний час є проведення дворазової передпосівної культивування спрямованої як на знищення бур'янів, так і на розпушення осілого ґрунту.

Отже, на основі викладеного можна зробити висновок, що період з 3...5 тижнів необхідний для природного само осідання ґрунту є не виправдано доволі тривалим, оскільки його можна за рахунок штучного ущільнення ґрунту спеціальними робочими органами скоротити до 1...2 днів і відразу ж провести сівбу.

На нашу думку [12] найбільш ефективним шляхом розв'язання цієї проблеми є застосування диференційованої системи обробітку ґрунту, суть якої полягає в тому, що насіння і туки висівають у свіжозораний ґрунт в двох ярусах. При цьому ґрунт ущільнюють тільки в рядках, а в міжряддях залишають в розпушеному стані, внаслідок чого в рядках відновлюється капілярна система, в той час як в міжряддях вона відсутня. Схема диференційованого обробітку свіжозораного ґрунту наведена на рис.1.

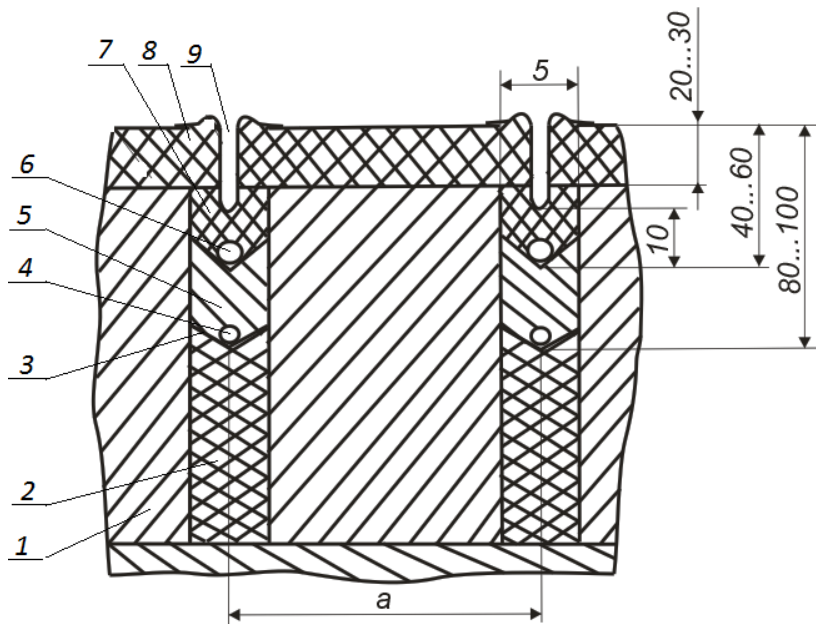


Рисунок 1. – Схема диференційованого обробітку свіжозораного ґрунту з одночасним висівом насіння і туків:

1 – міжряддя; 2 – щілина; 3 – ложе; 4 – туки; 5,7 – ґрунтовий прошарок; 6 – насінина; 8 – кірка; 9 - щілина

Технологічний процес диференційованого обробітку свіжозораного ґрунту з одночасним висівом насіння і туків здійснюється наступним чином. Під час переміщення посівного агрегату по поверхні свіжозораного поля його робочі органи ущільнюють ґрунт окремими рядками шляхом вдавлювання до утворення щілин 2 в яких спочатку на сформоване ложе 3 висівають туки 4, а потім на ущільнений ґрунтовий прошарок 5 висівають насіння 6, яке внаслідок само осипання закривається ґрунтом 7. При цьому ґрунт в міжряддях 1 не обробляють, а залишають в розпушеному стані. Оскільки в рядках ґрунт ущільнений, то тут відновлюється капілярна система і по ній волога швидко піднімається до насіння зернових культур, яке швидко бубнявіє і проростає. Так як в міжряддях ґрунт розпушений, то тут капілярна система зруйнована і волога до насіння бур'янів не поступає і воно проростає значно пізніше.

Запропонований спосіб сівби найбільш виразно відрізняється від відомих тим, що поверхневий шар ґрунту ущільнюють окремими смугами шириною кратною, наприклад, 3...5 рядкам на глибину 2...3 см, а по центру кожного рядка 2 прорізають щілину 9 глибиною меншою, наприклад, на 10 мм від глибини загортання насіння і шириною не більше 5мм. Таким чином над



міжряддями утворюється поверхнева щільна кірка 8, яка перешкоджає інтенсивному випаровуванню води з поверхні поля і відповідно створює більш сприятливі умови для зволоження тільки тої частини об'єму ґрунту, в якому з насіння зернових культур проростають паростки, розвивається їх коренева система до моменту виходу на денну поверхню та мінімального притоку вологи до міжрядь, в яких знаходиться насіння бур'янів. При цьому завдяки прорізаній в поверхневій кірці по центру кожного рядка щілині забезпечується постійний підйом-опускання повітря, внаслідок чого відбувається аерація (насичення повітрям) ґрунту, що знаходиться у рядках, та виведення з нього вуглекислого газу в період від фази проростання насіння до фази куціння. Процес подачі і насичення повітрям ґрунту в рядках 2 відбувається наступним чином. Вдень, при нагріванні поверхні поля, тепло поступово передається до нижніх шарів ґрунту, внаслідок чого ґрунт, а з ним і повітря, що знаходиться в порах, нагрівається і розширюється. Відповідно тиск зростає і під його дією між агрегатні зв'язки руйнуються і в новоутворені тріщини проникає повітря.

Таким чином на підставі отриманих результатів досліджень можна стверджувати, що висів насіння в ущільнених рядках у свіжозораному ґрунті та з ущільненим його поверхневим шаром і прорізними щілинами над кожним рядком, забезпечує стабілізацію водно-повітряного режиму в кореновому шарі, що створює сприятливі умови для проростання насіння зернових колосових культур.

Очевидно, що такий агротехнічний прийом можна реалізувати за допомогою ґрунтообробно-посівної секції, фрагмент якої наведено на рис.2. Основним робочим органом такої секції є кільчатий коток зі шприхами. Кожна секція складаються з трьох котків встановлених на одній траверсі.

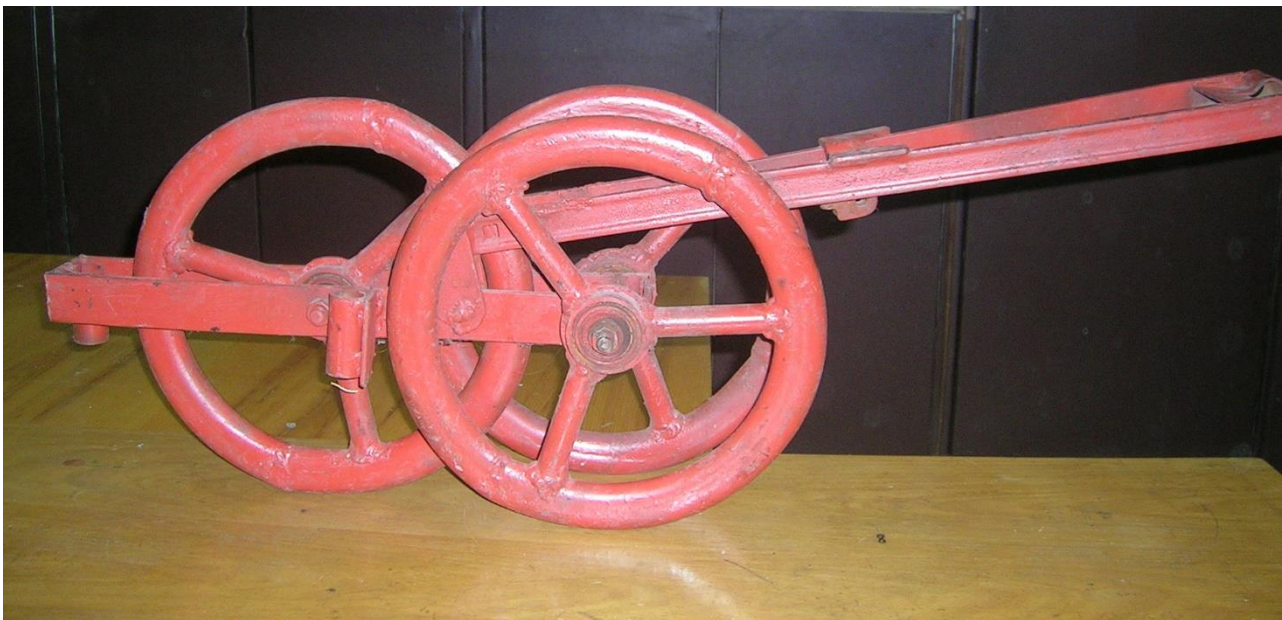


Рисунок 2. – Фрагмент ґрунтообробно-посівної секції для висіву насіння у свіжозораному ґрунті з стабілізацією в ньому водно-повітряного режиму

Технологічний процес висіву насіння у свіжозораному ґрунті з стабілізацією в ньому водно-повітряного режиму здійснюється наступним чином. Під час переміщення ґрунтообробно-посівної секції по поверхні поля кільчаті котки наносять інтенсивні удари по великих і малих грудках, внаслідок чого вони подрібнюються. При цьому відбувається вирівнювання поверхні поля та ущільнення ґрунту під ободом котків на всю глибину орного шару, а радіально-балансирна підвіска секції дає можливість коткам добре копіювати мікрорельєф поля. Виконання котків у вигляді кілець з шприхами та їх взаємне розміщення з входженням частини обода середнього котка в робочий простір між двома крайніми котками забезпечує ефективне подрібнення і перемішування ґрунту, яке відбувається внаслідок його взаємодії з зовнішньою і внутрішньою поверхнею обода. При цьому зустрічний рух переднього і двох задніх ободів сприяє процесу інтенсифікації подрібнення ґрунту, знищенню бур'янів та забезпечує самоочищення котків і підвищує їх прохідність на перезволожених ґрунтах. Після проходу ущільнювача-бороздкоутворювача в ґрунті залишається борозенка з заданою глибиною (8...10 см) на дно якої спочатку висіваються туки, а при подальшому переміщенні агрегату вона разом з туками, внаслідок самоосипання ґрунту, закривається.



Відповідно до прийнятого технологічного процесу сошник для загортання насіння повинен проходити по сліду ущільнювача-бороздкоутворювача, тобто по сформованій котком щілині і мати з ним однакову товщину, а тому він в порівнянні з аналогами буде працювати в значно легших умовах. У зв'язку з цим його функціональне призначення можна звести до виконання двох операцій – формування твердого насінневого ложа на строго заданій глибині та вкладання насіння. Ущільнення ґрунту і формування твердого насінневого ложа здійснюється під дією пружних сил, що виникають внаслідок прогину повідка під час примусового опускання кіля в борозенку на задану глибину загортання насіння. Застосування пружного повідка для установки кіля забезпечує стабільність його ходу у вертикальній площині з незначними коливаннями, що не перевищують допустимі значення межі відхилення від заданої глибини загортання насіння.

Для загортання насіння ґрунтом і його ущільнення агрегат комплектується конічними котками, які встановлюються за кілевидними сошниками. Фрагмент розміщення робочих органів на експериментальному агрегаті для висіву насіння у свіжозораному ґрунті з стабілізацією в ньому водно-повітряного режиму наведено на рис.3.



Рисунок 3. – Фрагмент розміщення робочих органів на експериментальному агрегаті для висіву насіння у свіжозораному ґрунті з стабілізацією в ньому водно-повітряного режиму

Загортання насіння ґрунтом і ущільнення його поверхневого шару відбувається наступним чином. При подальшому переміщенні посівного агрегату відбувається переміщення конічним котком ґрунту від меншої основи в сторону більшої, внаслідок чого борозенки засипаються, а під дією маси котка ґрунт під ним ущільнюється на глибину до 0,04 м і таким чином штучно створюється вологозахисна кірка. Для прорізання в поверхневій кірці аераційної щілини шириною до 5 мм і глибиною меншою на 10 мм від глибини загортання насіння ззаду конічного котка по центру кожного рядка встановлено пружинний зуб.

Використання запропонованої нової технології сівби дозволяє за рахунок рівномірного розподілу насіння по поверхні поля та висіву насіння у свіжозораний ґрунт з стабілізацією в ньому водно-повітряного режиму створити найбільш сприятливі умови для росту і розвитку рослин і за рахунок цього підвищити врожайність зернових колосових культур на 8...13 ц/га. В порівнянні з відомими технологіями всі операції запропонованої ресурсощадної технології виконуються за один

прохід агрегату, що знімає напруження при виконанні осінньо-польових робіт, при цьому число технологічних операцій скорочується з п'яти до двох, завдяки чому витрати пального зменшуються в три рази.

Таким чином, на основі аналізу результатів досліджень можна зробити наступні **висновки**:

1. Диференційований обробіток ґрунту з одночасним висівом насіння зернових колосових культур у свіжозораний ґрунт з розпушенням міжряддям і ущільненням його по вертикалі в рядку та поверхневого шару з наступним прорізанням щілини по центру кожного рядка, є цілком реальним і ефективним агротехнічним прийомом, який стабілізує водно-повітряний режим в кореновому шарі, створює найбільш оптимальні умови для проростання насіння зернових колосових культур до настання фази куціння і несприятливі умови для проростання насіння бур'янів, що підвищує ефективність застосування біопрепаратів виготовлених на основі гриба трутовика справжнього для їх знищення та захисту культурних рослин.

2. Розроблена ґрунтообробно-посівна секція забезпечує висів насіння у свіжозораний ґрунт і дає можливість всі операції технологічного процесу ресурсоощадної технології сівби зернових колосових культур провести за один прохід агрегату івилучити при цьому з технологічного процесу дві культувації та період часу з 3...5 тижнів необхідний для самоосідання ґрунту, що знімає напруження при виконанні осінньо-польових робіт і зменшує витрати пального в три рази.

1. Національна доповідь «Про стан родючості ґрунтів України» / [редкол. Балюк С.А., Медведєв В.В., Тараріко О.Г., Греков В.О., Балаєв А.Д.] – К.: «Урожай», 2010. – 111 с.

2. Ворона Л.И. Запасы продуктивной влаги в дерново-подзолистой супесчаной почве при различных приемах обработки.- Агрохимия і ґрунтознавство, 1978, № 35, с.74-75.

3. Клименко Н.А. Эволюция плодородия гидроморфных почв Полесья УССР под влиянием комплексных мелиораций. Диссерт... докт.с.-х. наук. Ровно,- 1989.- 481с.

4. Формування біоенергетичних агроєкосистем в зоні Полісся України. Науково-технологічне забезпечення аграрного виробництва Лівобережного Полісся (рекомендації) / [за ред. Ю.О. Тараріко, О.М. Берднікова]. – К.: ДІА, 2012. – 248 с.

5. Рамазанов Р.Я. Изменение водно-физических свойств карбонатных черноземов в зависимости от обработки почвы. – Почвоведение, 1977, № 5, с.73-83.

6. Роде А.А. Основы учения о почвенной влаге. т.1. Водные свойства почв и передвижение почвенной влаги. Гидрометеорологическое изд. Ленинград, 1965.-664с.

7. Патент 29953 Україна, МПК А01N 63/00, А01N 65/00, А01P 1/00, А01P 3/00. Спосіб підвищення стійкості рослин до хвороб / Горовой Л.Ф., Кошевський І.І., Редько В.В., Теслюк В.В. Заявник і власник Горовой Л.Ф., Кошевський І.І., Редько В.В., Теслюк В.В.; заявлено 27.02.2007; опубліковано 11.02.2008.

8. Мусиенко Н.Н., Тернавский А.И. Корневое питание растений: Учеб. пособие – К.: Выща шк. Головное изд-во, 1989. – 203с.

9. Гудзь В.П. Шляхи підвищення продуктивності інтенсивних сортів озимої пшениці. - К.: Урожай, 1989. – 136с.

10. Гречкосій В.Д. Комплексна механізація виробництва зерна /В.Д.Гречкосій, Д.М.Алімов, В.І.Кифоренко, П.М.Чайка; За ред. В.Д.Гречкосія. – К.: Урожай, 1991. – 216с.

11. Синягин И.И. Площади питания растений. Россельхозиздат. – 1975. – 833с.

12. Шведик М.С. Спосіб сівби зі стабілізацією водно-повітряного режиму в кореновому шарі. Патент на корисну модель № 72236 А01С 7/00. Заявл. 10.08.2012; опубл. 10.08.2012. Бюл. № 15.

## REFERENCES

1. Nacinalna dopovid «Pro stan rodjuthosti gruntiv Ukrain» / [redkol. Baljyk S.A, Medvedev V.V.,Tarariko O.G., Grekov V.O., Balaev A.D.] – K.: «Urodzaj», 2010. – 111s.

2. Vorona L.I. Zapasy produktivnoy vlagi v dernovo-podzolistoy supesthanoy pothve pri razlithnix prijomax obrabotki.- Agrohimiij gruntoznavstvo, 1978, № 35, s.74-75.

3. Klimenko N.A. Evoljicij plodorodij gidromorfniyh pothv Polessij USSR pod vlijniem kompleksnih melioracij. Disert...dokt.s.-h. nauk. Rovno, - 199. – 481 s.

4. Formuvannij bionergithnih agroekosistem v zone Polessij Ukrainu. Naukovo-tehnologithne zabezspethennij agrarnogo virobnitcva Livobereznogo Polessij (rekomentacij) / [za red. J.O. Tarariko, O.M. Berdnikova]. – K.: DIA, 2012. – 248s.

5. Romazanov R.J. Izmenenij vodno-fizitheskikh svojystv karbonatnih thernozemov v zavisimosti ot obrabotki pothvi. – Pothvovedenie, 1977, № 5, s.73-83.

6. Rode A.A. Osnovi uthenij o pothvennoy vlage. t.1. Vodnie svojystva pothv i peredvizdgenie pothvennoy vlagi. Gidrometeorologitheskoe izd. Leningrad, 1965. 664 s.

7. Patent 29953 Ukrain, MPK A01N 63/00, A01N 65/00, A01P 1/00, A01P 3/00. Sposib pidvithennij stiykosti roslin do hvorob / Gorovojoj L.F., Kohevskijij I.I., Pediko V.V., Tesljk V.V. Zajjvnik i vlasnik Gorovojoj L.F., Kohevskijij I.I., Pediko V.V., Tesljk V.V.; zajjvleno 27.02.2007; opublikovano 11.02.2008.

8. Musienko N.N., Ternavskiy A.I. Kornevoe pitanie rasteniy: Utheb. posobie - K.: Vitha sh. Golovnoe izd-vo, 1989. – 203 s.

9. Gudz V.P. Shljhi pidvithennji produktivniji intensivnih sortov ozimoy pshenici. - K.: Urodgaj, 1989. – 136 s.
10. Grechkosiy V.D., Alimov D.M. 1991. Kompleksna mehanizacziji virobniactva zerna / V.D.Grechkosiy. D.M.Alimov, V.I.Kiforenko, P.M.Chayika; Za ped. V.D.Grechkosiy. – K.: Vrozhaj. - 216.
11. Sinijgin I.I. 1975. Ploschadi pitaniy rasteniy. Rosselhozizdat. – 333s.
12. Shvedyk N.S. 2012. Sposob sevbi zi stabilizacieju vodno-povitrjnogo rezimu v korenevomu shari. Patent na korisnu model № 72236 A01C 7/00. Zajjvl. 10.08.2012; opubl. 10.08.2012. Vjl. № 15.

***Н.С.Шведик, Ю.Л.Гулько, В.В.Теслюк. Обоснование дифференцированной системы обработки почвы в аспекте эффективного применения биопрепаратов для защиты растений***

В статье приведены результаты анализа причин, что сдерживают дружнее произрастание семян зерновых колосовых культур и последующий их рост и развитие, а также определено не благоприятные условия для произрастания семян сорняков. Обоснованно дифференцированную систему обработки почвы с одновременным высевом семян зерновых колосовых культур в свежо вспаханную почву со вспушенными междурядьями и уплотнением их по вертикали в ряду и поверхностного слоя с последующим прорезом щели в центре каждого ряда. Это стабилизирует водно-воздушный режим в корневом слое и создает наиболее оптимальные условия для произрастания семян зерновых колосовых культур и неблагоприятные условия для семян сорняков. Установлено, что такой агроприём повышает эффективность применения биопрепаратов изготовленных на основании гриба трутовика настоящего для уничтожения семян и защиты культурных растений.

**Ключевые слова:** почва, ряды, междурядья, вспушенное состояние, уплотнение, семена, поверхностный слой, корка, щель, секция, агрегат, биопрепараты, культурные растения

***M. Shvedyk, Y. Gunko, B. Teslyuk. Ground of differentiated of system treatments soils in aspect of effective of application of biologics for defense of plants***

To the article the results of analysis of reasons that restrain the friendly germination of seed of ear grain-crops and their next height and development are driven, and also not favorable terms are certain for the germination of seed of weeds. Reasonably differentiated system of till of soil with the simultaneous sowing of seed of ear grain-crops in свежевспаханную soil with loosening space between rows and compression of him on a vertical line in a line and superficial layer with the next running-through of crack on the center of every line. It stabilizes the water-air mode in a root layer and creates the most optimal terms for the germination of seed of ear grain-crops and unfavorable terms for the seed of weeds. It is set that such agroreception promotes efficiency of application of biologics made on the basis of mushroom of tinder of present for elimination of weeds and defense of cultural plants.

**Keywords:** soil, lines, spaces between rows, loosening state, compressions, seed, superficial layer, crust, cract, section, aggregate, biologics made, cultural plants

АВТОРИ:

*ШВЕДИК Микола Степанович*, кандидат технічних наук, доцент, Луцький НТУ; e-mail: [Shvedyk.ms@gmail.com](mailto:Shvedyk.ms@gmail.com)

*ГУНЬКО Юрій Леонтійович*, кандидат технічних наук, доцент, Луцький НТУ; e-mail: [gunko.@gmail.com](mailto:gunko.@gmail.com)

*ТЕСЛЮК Віктор Васильович*, доктор технічних наук, професор, Національний університет біоресурсів і природокористування України, м.Київ, [vtesluk@i.ua](mailto:vtesluk@i.ua)

АВТОРЫ:

*ШВЕДИК Николай Степанович*, кандидат технических наук, доцент, Луцкий НТУ; e-mail: [shvedyk.ms@gmail.com](mailto:shvedyk.ms@gmail.com)

*ГУНЬКО Юрий Леонтьевич*, кандидат технических наук, доцент, Луцкий НТУ; e-mail: [gunko.@gmail.com](mailto:gunko.@gmail.com)

*ТЕСЛЮК Виктор Васильевич*, доктор технических наук, профессор, Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины, г.Киев, [vtesluk@i.ua](mailto:vtesluk@i.ua)

AUTHORS:

*Mykola SHVEDYK*, Ph.D.Eng., Lutsk National Technical University.

*Yrij GUNKO*, Ph.D.Eng., Lutsk National Technical University.

*Viktor TESLYUK*, Ph.D.Eng., National University of Live and Environmental Sciences to Ukraine, s.Kiev.



Шимчук Ю.П., Селезньов Е.Л., Клименко О.Д., Муравинець Ю.В.  
*Луцький національний технічний університет*

## АНАЛІЗ УМОВ РОБОТИ ТА ДЕФЕКТІВ ВНУТРІШНІХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПОВЕРХОНЬ

Встановлено, що найбільш відповідальним механізмом сучасних автомобілів та сільськогосподарських машин є двигун.

Визначено, що основним дефектом гільз циліндрів, які відпрацювали міжремонтний ресурс, є зношування внутрішньої поверхні, який є наслідком комплексного впливу на стінки гільзи численних фізичних та хімічних швидкоплинних процесів.

**Ключові слова:** дефект, тиск, мастило, тертя, гільза циліндра, поршневе кільце, покриття, зношування.

**Постановка проблеми.** Актуальним завданням сучасного машино- та автомобілебудування є забезпечення довговічності та надійності машин і механізмів. В умовах експлуатації переважна більшість виходу з ладу усіх рухомих деталей та механізмів спричиняються внаслідок процесу руйнування поверхонь тертя.

Вивченням даного питання займаються вчені багатьох країн, оскільки затрати на відновлення машин є досить великі і з кожним роком усе збільшуються.

Сучасне машинобудування висуває нові завдання для забезпечення працездатності приладів механізмів і машин, які працюють в широкому інтервалі температур, навантажень, швидкостей, в різних газових, рідких, агресивних середовищах і т.п. Їх вирішення найчастіше пов'язані з удосконаленням технологічних методів і засобів фінішної обробки деталей, тобто з технологічним забезпеченням високої точності їх геометричної форми, шорсткості поверхні і кращого фізичного стану поверхневих шарів.

Це відноситься, зокрема, до численних деталей, які працюють в сполученні «циліндр-поршень».

Найбільш відповідальним механізмом сучасних автомобілів та сільськогосподарських машин є двигун, на який припадає 36-52% від загальної кількості відмов. Ресурс роботи двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) в більшій мірі залежить від зношування деталей циліндро – поршневої групи (ЦПГ), і в першу чергу це стосується гільз циліндрів. Недостатня надійність та довговічність деталей ЦПГ, а також недостатній міжремонтний ресурс потребують досить частої заміни в процесі експлуатації.

**Формулювання цілей статті.** Метою даної роботи є встановлення дефектів внутрішніх циліндричних поверхонь (гільз циліндрів ДВЗ) та видів зношування в залежності від умов їх роботи.

### **Виклад основного матеріалу статті.**

Виходячи з функціонального призначення, гільзи циліндрів є найбільш відповідальною деталлю циліндропоршневої групи. Сполучення "гільза - поршневе кільце" працює у важких умовах. Максимальний питомий тиск верхнього компресійного кільця на поверхню гільзи може досягати 8-9 МПа [1], максимальна температура цього сполучення - 230 ... 240 °С, а середня швидкість поршня, наприклад для двигунів сімейства 14СМД, дорівнює 7 ... 8 м / с, на частку сполучення припадає 45% втрат двигуна на тертя [2].

Встановлено, що основним дефектом гільз циліндрів, які відпрацювали міжремонтний ресурс, є зношування внутрішньої поверхні, яке є наслідком комплексного впливу на стінки гільзи численних фізичних та хімічних швидкоплинних процесів. За характером прояву розрізняють: ерозійне, корозійне та абразивне зношування. Корозійне зношування пов'язане з руйнуванням поверхневого шару металу, що викликається хімічними і електрохімічними процесами. Хімічна корозія є наслідком впливу на стінку гільзи сухих газів (сірчистого, кисню і його з'єднань). Електрохімічна корозія пов'язана з впливом на стінку гільзи електролітів сірчаної, вугільної та інших кислот, які утворюються при зниженому тепловому стані двигуна в результаті послідовного контактування з конденсатом води і киснем сірчистого ангідриду і вуглекислого газу, що є складовою частиною продуктів згоряння палива [3]. Корозійне зношування інтенсифікується при появі на деталі ЦПГ конденсату водяної пари, подальшим попаданням води в картер і розрідженням масла, яке спостерігається при холодному запуску двигуна і триває до нормалізації робочого процесу і прогрівання двигуна, попаданням солей, що призводять до інтенсифікації зношування на 15...25%. При великих перервах в роботі двигуна також спостерігається пряме ржавіння деталей ЦПГ. За

результатами досліджень, наявність 2-3% води в маслі збільшує зношування гільз і кілець у декілька разів [3,4].

Абразивне зношування пов'язане із попаданням повітря разом з пилом через масляний фільтр і становить 35 ... 78% від загального зносу в залежності від погодних умов, району експлуатації, стану доріг і виду ґрунту, складу палива і мастильних матеріалів, що викликає утворення нагару, наявністю в маслі продуктів зношування як наслідок ерозії і корозії стінок гільзи [3,4].

Ерозійне зношування спостерігається при безпосередньому контакті кілець зі стінкою гільзи і проявляється в утворенні металевих зв'язків між ними. Тут важливим фактором є тиск верхнього компресійного кільця, яке сприймає основне навантаження від потоку гарячих газів, притискуючи його до стінки гільзи. Цей вид зношування пов'язаний з відсутністю мастила між поверхнями, що труться, особливо у ВМТ, внаслідок видавлювання її кільцями. У зоні дії потоку стінки промиваються рідкофазним бензином, обезжирюються, внаслідок чого утворення вогнищ схоплювання полегшується [3, 5]. При швидкостях близьких до нуля спостерігаються місцеві миттєві розриви масляного шару і напівсухе тертя [2].

Також слід зазначити взаємний вплив видів зношування один на одного [3]. Встановити який з видів зношування є основним неможливо, оскільки вони протікають одночасно, а не окремо, і отримують більший або менший розвиток в залежності від умов експлуатації двигуна.

Всі перераховані вище явища викликають появу рисок на поверхні гільз. Глибина окремих рисок може досягати 0,8 ... 1,3 мм, що згодом викликає задир поршневих кілець і поршнів. Також, слід зазначити зворотне - поява тріщин і відколів хрому на поршневих кільцях викликає згодом задири на поверхні гільз [6]. З практики відомо, що нанесення пористого хромового покриття на верхнє компресійне кільце товщиною до 200 мкм в 1,5 рази збільшує зносостійкість гільзи і в 2...3 рази кільця. З вищезазначеного випливає, що для підвищення ресурсу ЦПГ слід розглядати пару тертя «гільза - поршневе кільце» в цілому, а не її елементи окремо.

Дослідження показали, що у гільзах в процесі експлуатації спостерігається підвищення мікротвердості робочої поверхні на 10...15% у порівнянні з початковою, і подальше її зменшення, яке на думку автора [7], відбувається внаслідок виникнення знакозмінних навантажень при русі поршневих кілець. Це відбувається в період приробки, а також за наявності розтягуючих залишкових напружень, що змінюють свій знак на стискання до кінця періоду приробки, викликане накопиченням пластичних деформацій в поверхневому шарі.

Підвищене зношування деталей спостерігається під час пуску і прогріву двигуна на холостому ході. Воно становить 26...30% влітку і 45...65% взимку. При цьому, 80% зношування доводиться на період з початку пуску до встановлення частоти обертання колінчастого вала, що відповідає холостому ходу. Наприклад, сто холодних запусків двигуна Д-54А з подальшим прогріванням за зношуванням відповідають 800...1000 годинам звичайної його роботи. При настанні граничних зношень деталей ЦПГ спостерігається збільшення прориву газів в картер, підвищена витрата масла на чад, зростання токсичності відпрацьованих газів, зниження потужності двигуна на 5%, збільшення на 4...5% питомої витрати палива [4].

Зношування пари тертя «гільза - поршневе кільце» проявляється в складному різноманітті форм і залежить від великої кількості одночасно діючих факторів. Тому, гільзи циліндрів повинні володіти великою механічною міцністю, підвищеною жорсткістю, а їх контактна поверхня добре протистояти різним видам зношування.

Найбільше зношування спостерігається на відстані 22...25 мм від верхньої кромки в зоні зупинки кільця у верхній мертвій точці і коливається в широких межах від 0,005 мм до 0,5 мм. Гільзи циліндрів двигуна СМД-14, Д-50, КамАЗ-740, СМД-60, які відпрацювали міжремонтний ресурс, мають середнє зношування внутрішньої поверхні 0,14...0,22 мм, максимальний знос не перевищує 0,33...0,51 мм. При цьому, 4...7% гільз підлягають вибракуванню через тріщини та відколи; 83...86% гільз вимагають відновлення до номінального або ремонтного розміру. Вибракуванню підлягають гільзи із зношенням внутрішньої робочої поверхні більше 0,4 мм (для двигунів типу ЯМЗ-0,35 мм). Овальність і конусність внутрішньої поверхні не повинні перевищувати 0,02 мм, шорсткість повинна бути не більше  $Ra = 0,32...0,16$  мкм [8].

**Висновки.** Таким чином, встановлено що найбільш відповідальним механізмом сучасних автомобілів та сільськогосподарських машин є двигун.

Визначено, що основним дефектом гільз циліндрів, які відпрацювали міжремонтний ресурс, є зношування внутрішньої поверхні, який є наслідком комплексного впливу на стінки гільзи численних фізичних та хімічних швидкоплинних процесів.

Тому, виходячи з вищесказаного, для кращого протистояння контактної поверхні різним видам зношування необхідно розробляти нові методи обробки внутрішніх циліндричних поверхонь.



1. Аждер В. В. Исследование работоспособности железных покрытий применительно к восстановлению гильз цилиндров автотракторных двигателей: [Текст] дис. канд. техн. наук: 05.20.03 / Аждер Владимир Владимирович, Кишинев, 1979. - 132с.
2. Бурштейн Л.М. Трение и смазывание пары «поршневое кольцо-цилиндр» ДВС [Текст]/ Л.М. Бурштейн // Проблемы и перспективы. Автомобильная промышленность.-1987.-№4.- С. 6-8.
3. Райков И.Я. К обсуждению проблемы износа цилиндров автомобильных двигателей [Текст]/ И.Я. Райков // Автомобильная промышленность.-1967.-№7. - С.7-10.
4. Работа дизелей в условиях эксплуатации [Текст]: Справочник / А.К. Костин, Б.П. Пугачев, Ю.Ю. Кочинев; Под общ. ред. А.К. Костина. - Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1989. - 284 с.: ил.
5. ДСТУ 2823-94 Зносостійкість виробів. Тертя. зношування та мащення.Терміни та визначення. Київ: Держстандарт.-33
6. Марченко Е.А. О природе разрушения поверхности металлов при трении – М., «Наука», 1979. – 120с.
7. Исаев А.В. Пути повышения долговечности цилиндров двигателей [Текст]/ А.В.Исаев // Автомобильный транспорт. - 1985.-№6.- С.46-48.
8. Черноиванов В.И. Восстановление деталей сельскохозяйственных машин [Текст] / В.И. Черноиванов, В.П. Андреев. - М.: Колос, 1983. – 238 с.

## REFERENCES

1. Azhder, V. (1979) Iron coatings health study with regard to the recovery of automotive engine cylinder liners: [Text] dis. kand. tekhn. nauk: 05.20.03. Kishinev. - 132s.
2. Burstein, L. (1987)Friction and lubrication pair "piston ring-cylinder" ICE [Text]. Problemy i perspektivy. Avtomobil'naya promyshlennost'.-№4.- S. 6-8.
3. Raykov, I. (1967) To discuss the automobile engine cylinder wear problems [Text]. Avtomobil'naya promyshlennost'.-№7. - S.7-10.
4. Kostin, A. Pugachev, B. Cochin; Y. (1989) Work diesel engines under operating conditions. L.: Mashinostroyeniye. Leningr. Otdeleniye. - 284 s.: il.
5. GOST 2823-94 Durability of products. Friction. wear and maschennya.Terminy and determination. Kuiv: Derzhstandart.-33
6. Marchenko, E. (1979) On the nature of the destruction of the surface of metals by friction. М., «Наука». 120s.
7. Isaev, A. Ways to improve the durability of engine cylinders [Text]. Avtomobil'nyy transport. №6.- S.46-48.
8. Chernoiivanov, V., Andreev, V. (1983) Restoration of parts of agricultural machines [Text]. М.: Kolos. – 238 s.

**Шимчук Ю.П., Селезнев Е.Л., Клименко А.Д., Муравинець Ю.В. Анализ условий работы и дефектов внутренних цилиндрических поверхностей.**

Установлено, что наиболее ответственным механизмом современных автомобилей и сельскохозяйственных машин является двигатель.

Определено, что основным дефектом гильз цилиндров, которые отработали межремонтный ресурс, является износ внутренней поверхности, который является следствием комплексного воздействия на стенки гильзы многочисленных физических и химических быстропротекающих процессов.

**Ключевые слова:** дефект, давление, масло, трение, гильза цилиндра, поршневое кольцо, покрытия, износ.

**Shumchuk Y. P., Seleznev E. L., Klumenko A.D., Muravinets Y. V. Analysis of operating conditions and defects of the internal cylindrical surfaces.**

It was found that the most responsible mechanism of modern cars and agricultural vehicles is the engine.

It is determined that the basic defect in the cylinder liners that are worked TBO is wear of the inner surface, which is the result of complex impact on the liner wall of numerous physical and chemical processes fast.

**Keywords:** the defect, the pressure oil, friction, cylinder liner, piston ring, coating wear.

## АВТОРИ:

**ШИМЧУК Юрій Петрович**, аспірант кафедри «Машини легкої промисловості», Луцький НТУ e-mail: yuriy.shumchuk@lntu.edu.ua

**СЕЛЕЗНЬОВ Едуард Леонідович**, кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри «Машини легкої промисловості», Луцький НТУ, e-mail: kafedra\_MLP@i.ua

**КЛИМЕНКО Олександр Дмитрович**, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Машини легкої промисловості», Луцький НТУ, e-mail: kafedra\_MLP@i.ua

**МУРАВИНЕЦЬ Юлія Вікторівна**, кандидат технічних наук, старший викладач кафедри «Машини легкої промисловості», Луцький НТУ, e-mail: kafedra\_MLP@i.ua

**АВТОРЫ:**

*ШИМЧУК Юрий Петрович*, аспирант кафедры «Машины легкой промышленности», Луцкий НТУ e-mail:

*СЕЛЕЗНЕВ Эдуард Леонидович*, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Машины легкой промышленности», Луцкий НТУ,

*КЛИМЕНКО Александр Дмитриевич*, кандидат технических наук, доцент кафедры «Машины легкой промышленности», Луцкий НТУ

*МУРАВИНЕЦЬ Юлия Викторовна*, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Машины легкой промышленности», Луцкий НТУ

**AUTHORS:**

*Yuriy SHYMCHUK* aspyrant the department "mild Mashiny industry," Luck NTU e-mail:

*Edward Seleznev*, Ph.D., associate professor, zaveduyuschy kafedroy "mild Mashiny industry," Luck NTU,

*Alexander KLIMENKO*, Ph.D., associate professor of the department "mild Mashiny industry," NTU Luck

*Yulia MURAVYNETS*, Ph.D., Senior Lecturer of the department "mild Mashiny industry," NTU Luck

Стаття надійшла в редакцію 15.10.2016 р.

## РЕГУЛЯРНИЙ РУХ ГРОМАДСЬКОГО ТРАНСПОРТУ РІЗНИХ МАРШРУТІВ НА ЇХ СПІЛЬНІЙ ДІЛЯНЦІ В РАЙОНАХ ВИСОТНОЇ ЗАБУДОВИ

Досліджується проблема підвищення якості транспортного обслуговування населення шляхом організації регулярного руху громадського транспорту в районах висотної забудови. Розглянуто особливості використання громадського транспорту, який здійснює перевезення на кількох маршрутах, що мають спільну ділянку поблизу району з висотною забудовою. Дано аналіз факторам, які впливають на порушення регулярності його руху для випадку трьох маршрутів, що мають спільну ділянку і здійснюють перевезення громадян в одному напрямку. Обґрунтовано розгляд висотної будівлі (комплексу висотних будівель), прилеглої території, автостоянок та автомобільних шляхів як єдиної системи, яка характеризується як сталими, так і змінними параметрами. Викладено шляхи реалізації системи автоматизованого регулювання рухом транспортних засобів різних маршрутів зі спільною ділянкою та дано обґрунтування вхідних та вихідних параметрів, які повинні використовуватись. Запропоновано основні складові такої системи та їх взаємодія. Розглянуто умови, за яких автоматизована система управління рухом громадського транспорту переходить в режим ручного керування. Отримані результати дозволяють побудувати алгоритм функціонування системи управління зі зворотнім зв'язком.

**Ключові слова:** висотна споруда, громадський транспорт, маршрут, система управління, інтелектуальна транспортна система.

**Постановка проблеми.** Зведення висотних споруд передбачає значні зміни прилеглих територій. Це стосується, як і зовнішнього вигляду, так і їх функціонального призначення. Особливо ці зміни є помітними при зведенні комплексу, який складається з кількох висотних будівель. Основними перевагами висотних споруд є можливість зосередити на порівняно невеликій площі забудови велику кількість офісів компаній, виставкових залів, кінотеатрів, торгівельних центрів тощо. Тобто, передбачається, що в приміщеннях висотної споруди одночасно може знаходитись велика кількість людей (до кількох тисяч). Звідси постає задача регулярного і швидкого підвезення (відвезення) людей до висотної споруди. Оскільки можливості для організації великих автостоянок для приватного автотранспорту поблизу висотної споруди практично відсутні, а кількість місць в підземних гаражах висотної споруди обмежена, основне навантаження по підвезенню (відвезенню) пасажирів до висотних споруд лягає на громадський транспорт.

Для забезпечення своєчасної і зручної доставки громадян використовують, як правило, різні маршрути, які дають можливість здійснювати доставку пасажирів з різних районів міста. Основними проблемами при здійсненні міських автомобільних перевезень, як правило, є [1]: недостатня кількість та великий інтервал руху у віддалених від центра районах і, навпаки, перенасиченість маршрутними транспортними засобами центральних вулиць; нераціональне співвідношення між різними видами та типами рухомого складу маршрутної мережі міських перевезень; недостатній розвиток транспортної інфраструктури міста (освітлення, автоматичних систем управління дорожнього руху, автоматизованих систем диспетчерського контролю та управління, диспетчерських пунктів, площадок для розвороту, багаторівневих розв'язок, зупиночних комплексів, розширення проїзної частини вулиць, формування пішохідних зон, упорядкування паркувань і стоянок та ін.). Очевидно, що поблизу висотної споруди ці маршрути будуть мати спільну дорожню ділянку. Проблема полягає в забезпеченні рівномірного руху громадського транспорту різних маршрутів по спільній дорожній ділянці. В разі відсутності такої регулярності буде спостерігатись перезавантажений (при великих перервах у русі) та майже порожній (при невинувато малих перервах у русі) міський транспорт, скупчення та занадто довге очікування пасажирів на стоянках тощо. Складність забезпечення такої регулярності полягає у, як правило, некратності ділянок різних маршрутів. Також необхідно враховувати інтервали руху, швидкості та кількість одиниць громадського автотранспорту на різних маршрутах, зміну інтенсивності та напрямків пасажиропотоків на маршрутах в залежності від часу доби. Таким чином, маємо багатофакторну задачу, яка полягає в забезпеченні рівномірного руху громадського транспорту різних маршрутів поблизу висотної споруди при збереженні необхідного режиму його руху на інших ділянках цих маршрутів.

Такі задачі вирішуються створенням достатньо складних алгоритмів та відповідних програм, які мають багато вхідних даних. Ці дані можуть змінюватися з часом та мати різний рівень значущості [2].

Для оцінки якості міських пасажирських перевезень важливим є критерії їх ефективності. До них відносять [3-5]: сумарні витрати часу на пересування, регулярність руху рухомого складу, кількість пересадок, комфортність, безпека транспортного засобу на зупинках, інформаційне забезпечення транспортної послуги, етика взаємин покупця та постачальника транспортних послуг, своєчасність надання послуг та інші. А.В. Шабанов [6] пропонує визначати оптимальний рівень транспортного пасажирського сервісу визначати через співвідношення витрат, пов'язаних з організацією сервісу пасажирських послуг і витрат, пов'язаних з невиконанням вимог сервісу.

Але ці критерії не відображають вимог пасажирів до якості виконання перевезень. Оскільки, з погляду пасажирів, важливим показником міських транспортних перевезень є також скорочення сумарного часу на те, щоб дістатися до місця призначення. Але для цього необхідно володіти інформацією про час знаходження в транспортному засобі, очікування поїздки, час на пересадку тощо.

Для цього, наприклад, пропонується створити диспетчерську службу для збору та обробки інформації з транспортних засобів, що дозволить давати оцінку повноти і своєчасності обслуговування населення перевезеннями, виявляти причини невиконання планів перевезень, визначати ефективність використання рухомого складу і давати оцінку, надавати пасажирам актуальну інформацію про розклад руху [7]. Використання такої служби передбачає систематичне обстеження пасажиропотоків

В роботі [8] розглянуто рух транспортних засобів на магістралях, прилеглих до висотної споруди. Дано класифікацію автотранспортних засобів, які знаходяться поблизу висотної споруди, та запропоновано вираз для пропускної здатності автомобільної дороги поблизу висотної будівлі, наведено один з варіантів організації дорожнього руху поблизу висотної споруди. В той же час на сьогоднішній день недостатньо робіт, які присвячені аналізу руху транспортних засобів, і громадського транспорту, зокрема, поблизу висотних споруд.

Одним із способів своєчасного підвезення пасажирів до висотної будівлі та їх відвезення може бути організація швидкісних автобусних перевезень [9]. Швидкісні автобусні перевезення (ШАП) – це високоякісна транспортна система, яка задовольняє потреби швидкої, зручної та рентабельної міської мобільності шляхом створення інфраструктури виділених смуг, обох течій, швидких і частих рейсів, а також використання відмінних якостей в маркетингу та обслуговуванні клієнтів. Головні складові елементи концепції ШАП – це високоякісна інфраструктура, висока працездатність, ефективні і прозорі бізнес- та інституційні структури, сучасні технології, перевага в маркетингу і послугах для пасажирів. Доцільним впровадження ШАП може бути саме у великих містах, де пасажирські потоки знаходяться поблизу районів з висотною забудовою.

Надзвичайно важливим інструментом при управлінні транспортними потоками є їх моделювання в реальному часі. Це можна здійснити, розробивши геоінформаційну систему автобусних маршрутів, яка дозволить наочно відобразити стан пасажирообігу як в цілому, так і на окремих перегонах та зупинках з можливістю подальшою її оптимізації [10]. Перевагою такої системи є візуалізація даних по перегонах та по зупинках, а також можливість пошуку об'єктів на електронній карті.

Серед методів прогнозування інтенсивності руху розрізняють такі, що базуються на використанні даних про інтенсивність руху в минулі періоди, такі, що базуються на аналізі транспортних зв'язків, які мають місце в даному регіоні, методи, основою яких є багатофакторний аналіз господарської діяльності, а також метод експертних оцінок [11, 12]. Дані методи є придатними для довгострокового прогнозування інтенсивності руху, але не є придатними для використання в системах керування дорожнім рухом, які здійснюють прогнозування інтенсивності на незначний період часу. В роботі [13] для короткострокового прогнозування пропонується використовувати апарат аналізу часових рядів, який дає можливість створити модель зміни інтенсивності руху в часі з подальшою можливістю прогнозування. Різниця між прогнозованими та дійсними значеннями становить 5%, що підтверджує адекватність даного підходу.

Як видно з наведеного вище, на сьогодні існує досить багато підходів до оцінки стану транспортних потоків та їх моделювання. Але недостатньо уваги приділяється такому питанню, як моделювання кількох потоків громадського транспорту, які мають спільну ділянку, причому рух транспорту на спільній ділянці є визначальним.

**Результати досліджень.** Розглянемо рух міського громадського транспорту різних маршрутів на їх спільній ділянці (рис. 1). По маршрутах А і В рух здійснюється в обох напрямках, а по маршруту С – тільки в одному, за годинниковою стрілкою. Рух транспортних засобів на маршрутах А, В та С здійснюється – однаковою швидкістю. При цьому обмежимося переміщенням пасажирів тільки в одному напрямку, наприклад, за годинниковою стрілкою, так як показано на рис.1. Для того, щоб рух транспортних засобів на ділянці 12 був рівномірним, необхідно, щоб в точку 1 транспортні засоби потрапляли через однакові проміжки часу. Тоді для будь-якого часу транспортні засоби, які знаходяться на ділянці 12, будуть знаходитись на одній відстані один від одного. Розглянемо механізм забезпечення рівномірності руху на спільній ділянці 12. Позначимо автотransпортні засоби, які рухаються по маршруту А через  $a_i$ . Тоді можна підібрати такий режим їхнього руху, щоб два транспортні засоби  $a_1$  та  $a_2$  знаходились в точках 1 та 2 спільної ділянки (рис. 2,а). Далі, знаючи необхідний інтервал руху по ділянці 12, необхідно підібрати такий режим руху транспортних засобів маршрутів В і С, щоб були виконані дві наступні вимоги:

1 – руху транспортних засобів по ділянці 1-2 був рівномірний;

2 – інтервал між транспортним засобом і наступним не перевищував деякої наперед заданої величини.

Перша вимога задовольняється достатньо просто. Якщо регулярність руху транспортних засобів маршрутів В і С однакова, то їх режим руху транспортних засобів підбирається таким чином, щоб розділити час руху від точки 1 до точки 2 на 3 частини (рис.2,б). Якщо регулярність руху по маршрутам В і С не однаковою, але є кратною (наприклад, співвідношення 1:2), то на середині ділянки 12 повинен знаходитись транспортний засіб маршруту В. а справа та зліва – транспортні засоби маршруту С, так як це показано на рис. 2, в.

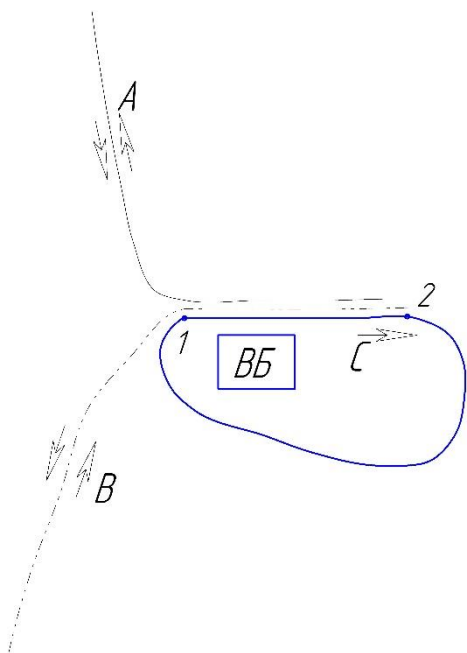


Рисунок 1. Схема руху транспортних засобів різних маршрутів, що мають спільну ділянку руху поблизу висотної будівлі (А, В, С – маршрути громадського транспорту, 1-2 – спільна ділянка маршрутів, ВВ – висотна споруда)

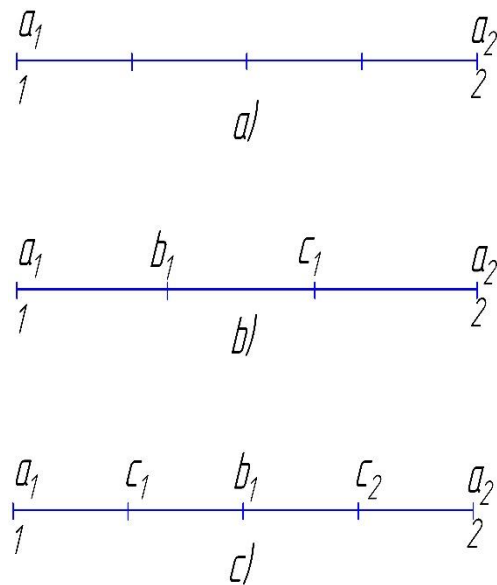


Рисунок 2. Розташування транспортних засобів різних маршрутів в деякий момент часу для маршрутів А (а), А та В (b), А, В, та С (с)

Якщо час прибуття наступного транспортного засобу перевищує максимально допустимий, необхідно збільшувати кількість транспортних засобів на одному або кількох маршрутах.

Розглянемо алгоритм розв'язання задачі забезпечення регулярності руху автотransпортних засобів різних маршрутів на їх спільній ділянці в загальному вигляді (рис. 3).

Вхідними даними тут є: довжина спільної ділянки  $L$ , необхідний період часу між прибуттям двох послідовних транспортних засобів  $t_{min}$ , середня швидкість руху транспортних засобів по маршрутам, довжини маршрутів. Вихідні дані: кількість транспортних засобів на кожному маршруті, час початку руху кожного транспортного засобу по маршруту. Оскільки, як правило, мають місце порушення регулярності руху громадського транспорту внаслідок, непередбаченого виходу з ладу



самих транспортних засобів, аварій на автомобільних шляхах, перебоїв в постачанні електроенергії для електротранспорту тощо, необхідно забезпечити наявність зворотного зв'язку для можливості оперативного управління інтенсивністю потоків громадського транспорту.

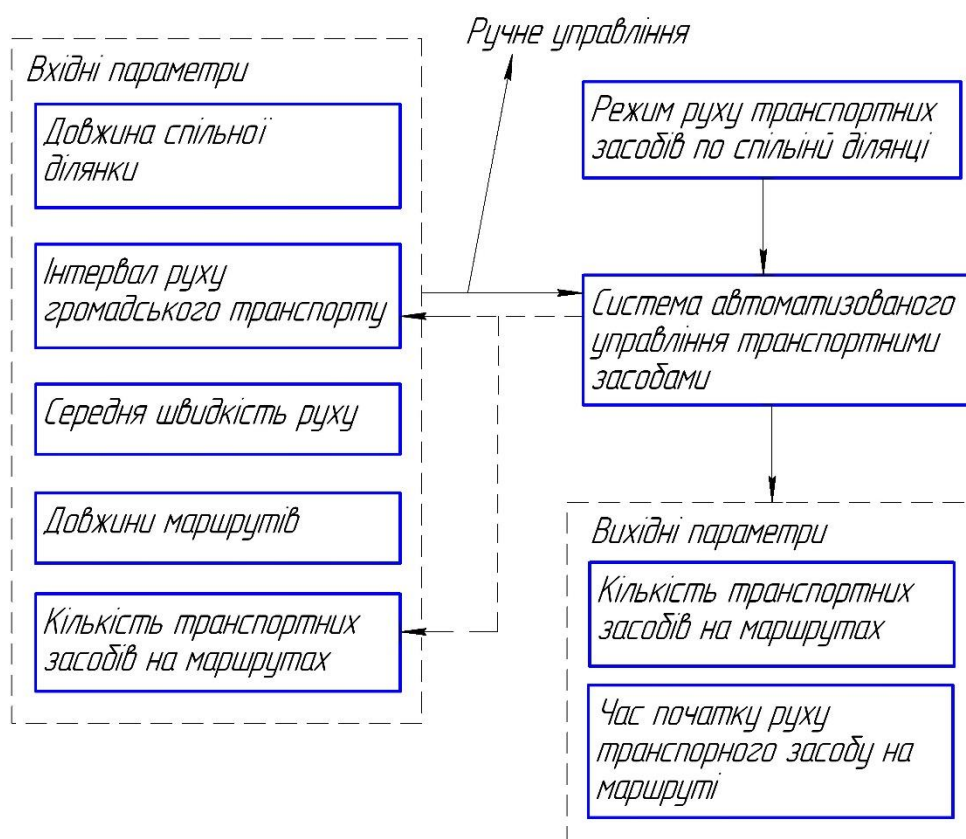


Рисунок 3. До механізму забезпечення регулярного руху громадського транспорту різних маршрутів на спільній ділянці

Зрозуміло, що при порушенні нормального руху транспортних засобів різко зменшується потік автотранспорту, створюються корки тощо. В цьому випадку повинні працювати інші алгоритми руху транспорту, а до тимчасово заблокованих ділянок викликаються відповідні служби.

Розглянемо систему автоматизованого управління транспортними засобами поблизу висотної будівлі (рис. 4). Вона містить систему контролю руху, яка здійснює контроль швидкості руху та регулює виникнення корок поблизу висотної будівлі. При виникненні позаштатних ситуацій повинна спрацьовувати "Система оповіщення про порушення графіку руху" та функціонувати "Розробка нових тимчасових маршрутів". Окрім того, система повинна здійснювати контроль та передачу даних про скоєння ДТП. Таким чином, система повинна приймати рішення в реальному масштабі часу. Якщо автоматизована система вийшла з ладу, вона переходить в ручний "покроковий" режим.

При визначенні математичної моделі руху необхідно визначити вагові коефіцієнти параметрів, які впливають на процес руху транспорту:

- 1) відносна змінна часу перевезення (весь проміжок, поділений на кількість транспортних засобів на лінії)  $k_r$ ;
- 2) періодичність руху транспорту (мінімальний час між прибуттям транспортних засобів)  $t_{min}$ .
- 3) швидкість руху транспортних засобів  $V$ ;
- 4) кількість маршрутів, які мають спільну ділянку поблизу висотної споруди  $N$ .

Таким чином, загальний вигляд залежності

$$R_{tr} = f(k_r, t_{min}, \delta, L, N, V)$$

описує стан руху на певній ділянці дороги в залежності від певних параметрів.

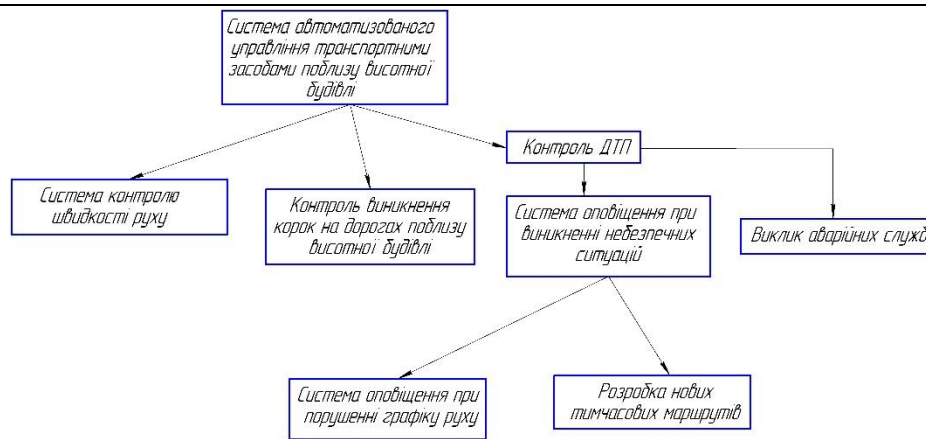


Рис. 4. Система автоматизованого управління транспортними засобами

### Висновки:

1. Висотну будівлю та прилеглу територію з автостоянками та автомобільними шляхами необхідно розглядати як єдиний комплекс з кількома вхідними та вихідними параметрами.
2. Для уникнення скупчень людей поблизу висотних споруд необхідно забезпечити регулярний рух громадського автотранспорту різних маршрутів на їхній спільній ділянці.
3. Автоматизація управління рухом автотранспорту повинна забезпечувати зручність, безпеку, мінімальні втрати часу пасажирями та можливість тимчасово змінювати маршрути транспортних засобів з одночасним оповіщенням пасажирів.
4. Автоматизовану систему управління рухом громадського транспорту слід розглядати як визначальну складову інтелектуальної транспортної системи сучасного міста.

1. Буренніков Ю.А., Біліченко В.В., Буренніков Ю.Ю., Цимбал С.В. Стан та перспективи розвитку маршрутної мережі пасажирських перевезень (на прикладі м. Вінниці). IV міжнародна науково-практична конференція «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 24-26 жовтня, 2011. Збірник тез доповідей. – Вінниця: ВНТУ, 2011. – С. 20.
2. Біліченко В. В., Цимбал С. В., Романюк С. О. Управління розвитком виробничої системи міських автомобільних перевезень. – Вісник ЖДТУ, № II (53) / Технічні науки. – 2010. – Т. II. – С. 11-19.
3. Кузькін О.Ф., Мовчан А.Е. Аналіз комплексних мереж маршрутного транспорту загального користування великих міст України. IV міжнародна науково-практична конференція «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 24-26 жовтня, 2011. Збірник тез доповідей. – Вінниця: ВНТУ, 2011. – С. 41.
4. Логистика: общественный пассажирский транспорт / Л.Б. Миротин, Ы.Э. Ташбаев, В.Д. Герами, В.В. Зырянов и др.; под ред. Л.Б. Миротина. – М.: Экзамен, 2003. – 224 с.
5. Бурлакова Г.Ю., Пірч І.І., Аналіз показників рівня оцінювання якості пасажирських автоперевезень. Матеріали VI міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 21-23 жовтня 2013 року: Збірник наукових праць. – Вінниця: ВНТУ, 2013. – С. 22-23.
6. Шабанов А.В. Методологические основы и модели формирования управления региональных логистических систем общественного транспорта: дис... док. эконом. наук / А.В. Шабанов. – М., 2002. – 338 с.
7. Кравченко О.П. Пуха В.В., Пінер В.Е. Підвищення ефективності роботи пасажирського транспорту в сучасних умовах. Матеріали VI міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 21-23 жовтня 2013 року: Збірник наукових праць. – Вінниця: ВНТУ, 2013. – С. 17-18.
8. Шостачук А.М., Шостачук Д.М. Рух автомобільного транспорту на прилеглих до висотної будівлі автомагістралях. – Вісник ЖДТУ, № 3 (62) / Технічні науки. – 2012. – Т. II. – С. 210-215.
9. В.В. Карачун, В.П. Шумляківський, А.М. Шостачук. Деякі аспекти впровадження швидкісних автобусних перевезень в містах з щільною висотною забудовою. Матеріали VIII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 19 - 21 жовтня 2015 року – Вінниця: ВНТУ, С. 96-98.
10. Біліченко В. В., Цимбал С. В., Романюк С. О. Геоінформаційна система автобусних маршрутів міста Вінниця. – Вісник ЖДТУ, № 3 (62) / Технічні науки. – 2012. – Т. II. – С. 12-19.
11. Сильянов В.В. Теория транспортных потоков в проектировании дорог и организации дорожного движения / В.В. Сильянов. – М.: Транспорт, 1977. – 303 с.
12. Григоров М.А. Аналіз методів прогнозування інтенсивностей дорожнього руху / М.А. Григоров // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту. – 2007. – №2(5). – С. 73-76.
13. Могила І.А. Використання часових рядів для короткострокового прогнозування інтенсивності руху. IV міжнародна науково-практична конференція «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 24-26 жовтня, 2011. Збірник тез доповідей. – Вінниця: ВНТУ, 2011. – С. 54-55.

## REFERENCES

1. Burjennikov Ju.A., Bilichenko V.V., Burjennikov Ju.Ju., Cymbal S.V. Stan ta perspektyvy rozvytku marshrutnoi' merezhi pasazhyr'skyh perevezhen' (na prykladi m. Vynnyci). IV mizhnarodna naukovo-praktychna konferencija «Suchasni tehnologii' ta perspektyvy rozvytku avtomobil'nogo transportu», 24-26 zhovtnja, 2011. Zbirnyk tez dopovidej. – Vynnyca: VNTU, 2011. – S. 20.
2. Bilichenko V. V., Cymbal S. V., Romanjuk S. O. Upravlinnja rozvytkom vyrobnychoi' systemy mis'kyh avtomobil'nyh perevezhen'. – Visnyk ZhDTU, № II (53) / Tehnichni nauky. – 2010. – T.II. – C. 11-19.
3. Kuz'kin O.F., Movchan A.E. Analiz kompleksnyh merezh marshrutnogo transportu zagal'nogo korystuvannja velykyh mist Ukrainy. IV mizhnarodna naukovo-praktychna konferencija «Suchasni tehnologii' ta perspektyvy rozvytku avtomobil'nogo transportu», 24-26 zhovtnja, 2011. Zbirnyk tez dopovidej. – Vynnyca: VNTU, 2011. – S. 41.
4. Logystyka: obshhestvennij passazhyr'skyj transport / L.B. Myrotyn, Ё.Э. Tashbaev, V.D. Geramy, V.V. Zыrjanov y dr.; pod red. L.B. Myrotyna. – M.: Экzamen, 2003. – 224 s.
5. Burlakova G.Ju., Pirch I.I., Analiz pokaznykiv rivnja ocinjuvannja jakosti pasazhyr'skyh avtoperevezhen'. Materialy VI mizhnarodnoi' naukovo-praktychnoi' konferencii «Suchasni tehnologii' ta perspektyvy rozvytku avtomobil'nogo transportu», 21-23 zhovtnja 2013 roku: Zbirnyk naukovykh prac'. – Vynnyca: VNTU, 2013. – S. 22-23.
6. Shabanov A.V. Metodologicheskye osnovy y modely formirovannja upravlenija regyonal'nykh logystycheskyh system obshhestvennogo transporta: dys... dok. ekonom. nauk / A.V. Shabanov. – M., 2002. – 338 s.
7. Kravchenko O.P. Puha V.V., Piner V.E. Pidvyshhennja efektyvnosti roboty pasazhyr'skogo transportu v suchasnykh umovah. Materialy VI mizhnarodnoi' naukovo-praktychnoi' konferencii «Suchasni tehnologii' ta perspektyvy rozvytku avtomobil'nogo transportu», 21-23 zhovtnja 2013 roku: Zbirnyk naukovykh prac'. – Vynnyca: VNTU, 2013. – S. 17-18.
8. Shostachuk A.M., Shostachuk D.M. Ruh avtomobil'nogo transportu na pryleglyh do vysotnoi' budivly avtomagistraljah. – Visnyk ZhDTU, № 3 (62) / Tehnichni nauky. – 2012. – T.II. – C. 210-215.
9. V.V. Karachun, V.P. Shumlyakiv'skyj, A.M. Shostachuk. Dejaki aspekty vprovadzhennja shvydkisnyh avtobusnyh perevezhen' v mistah z shhil'noju vysotnoju zabudovoju. Materialy VIII mizhnarodnoi' naukovo-praktychnoi' konferencii «Suchasni tehnologii' ta perspektyvy rozvytku avtomobil'nogo transportu», 19 - 21 zhovtnja 2015 roku – Vynnyca: VNTU, S. 96-98.
10. Bilichenko V. V., Cymbal S. V., Romanjuk S. O. Geoinformacijna systema avtobusnyh marshrutiv mista Vynnyca. – Visnyk ZhDTU, № 3 (62) / Tehnichni nauky. – 2012. – T.II. – C. 12-19.
11. Syl'janov V.V. Teoryja transportnykh potokov v proektyrovanyh dorog y organizacyy dorozhnogo dvyzhenija / V.V. Syl'janov. – M.: Transport, 1977. – 303 s.
12. Grygorov M.A. Analiz metodiv prognozuvannja intensyvnoستي dorozhn'ogo ruhu / M.A. Grygorov // Visti Avtomobil'no-dorozhn'ogo instytutu. – 2007. – №2(5). – S. 73-76.
13. Mogyla I.A. Vykorystannja chasovyh rjadiv dlja korotkostrokovogo prognozuvannja intensyvnoستي ruhu. IV mizhnarodna naukovo-praktychna konferencija «Suchasni tehnologii' ta perspektyvy rozvytku avtomobil'nogo transportu», 24-26 zhovtnja, 2011. Zbirnyk tez dopovidej. – Vynnyca: VNTU, 2011. – S. 54-55.

***Шостачук А.Н., Шостачук Д.Н. Шумляковский В.П. Регулярное движение общественного транспорта различных маршрутов на их общем участке в районах высотной застройки.***

Исследуется проблема повышения качества транспортного обслуживания населения путем организации регулярного движения общественного транспорта в районах высотной застройки. Рассмотрены особенности использования общественного транспорта, осуществляющего перевозки на нескольких маршрутах, которые имеют общий участок вблизи района с высотной застройкой. Дан анализ факторам, которые влияют на нарушение регулярности его движения для случая трех маршрутов, имеющих общий участок и осуществляющих перевозки граждан в одном направлении. Обосновано рассмотрение высотного здания (комплекса высотных зданий), прилегающей территории, автостоянок и автомобильных дорог как единой системы, которая характеризуется как постоянными, так и переменными параметрами. Изложены пути реализации системы автоматизированного регулирования движения транспортных средств различных маршрутов с общим участком и дано обоснование входных и выходных параметров, которые должны использоваться. Предложены основные составляющие такой системы и их взаимодействие. Рассмотрены условия, при которых автоматизированная система управления движением общественного транспорта переходит в режим ручного управления. Полученные результаты позволяют построить алгоритм функционирования системы управления с обратной связью.

**Ключевые слова:** высотное сооружение, общественный транспорт, маршрут, система управления, интеллектуальная транспортная система.

***A. Shostachuk, D. Shostachuk, V. Shumliakivskiy Regular traffic of public transport which operates on different routes on their common part of the route near high rise buildings.***

The problem of transport services quality improvement is being solved by organization of regular public transportation in area of high rise buildings. The key features of public transport which operates on different routes on their common part of the route near high rise buildings were determined. The factors that affect the violation of the public transport movement regularity in the case of the three routes with common part of the route and which carry out the transportation of citizens in one direction were analyzed. The representation of high-rise buildings (complex of high-rise buildings), the nearby territory, parking lots and highways as a system, which is characterized with both constant and variable parameters, was confirmed. The ways of realization of automatic traffic control system regarding public transport which operate on different routes with common part of their route were suggested and the substantiation of input and output parameters used was demonstrated. The basic components of this system and their interactions were proposed. The conditions, under which public transport automatic control system switches

to manual mode, were analyzed. The results given allow to construct an algorithm of control system operation with feedback loop.

**Keywords:** high-rise buildings, public transport, route management system, intelligent transport system.

**АВТОРИ:**

*ШОСТАЧУК Андрій Миколайович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри загальноінженерних дисциплін, Житомирський державний технологічний університет, e-mail: [vbnauka@i.ua](mailto:vbnauka@i.ua)

*ШОСТАЧУК Дмитро Миколайович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри Автоматизації і комп'ютеризованих технологій, Житомирський державний технологічний університет, e-mail: [d.shostachuk@gmail.com](mailto:d.shostachuk@gmail.com)

*ШУМЛЯКІВСЬКИЙ Володимир Петрович*, старший викладач кафедри автомобілів та автомобільного господарства, Житомирський державний технологічний університет, e-mail: [shumliakivskyiv@gmail.com](mailto:shumliakivskyiv@gmail.com)

**АВТОРЫ:**

*ШОСТАЧУК Андрей Николаевич*, кандидат технических наук, доцент кафедры общеинженерных дисциплин, Житомирский государственный технологический университет, e-mail: [vbnauka@i.ua](mailto:vbnauka@i.ua)

*ШОСТАЧУК Дмитро Миколайович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри Автоматизації і комп'ютеризованих технологій, Житомирський державний технологічний університет, e-mail: [d.shostachuk@gmail.com](mailto:d.shostachuk@gmail.com)

*ШУМЛЯКІВСЬКИЙ Володимир Петрович*, старший преподаватель кафедры автомобилей и автомобильного хозяйства, Житомирский государственный технологический университет, e-mail: [shumliakivskyiv@gmail.com](mailto:shumliakivskyiv@gmail.com)

**AUTHORS:**

*SHOSTACHUK Andrij*, Ph.D. in Engineering, Assoc. Professor of the Department of general engineering subjects at Zhytomyr State Technological University, e-mail: [vbnauka@i.ua](mailto:vbnauka@i.ua)

*SHOSTACHUK Dmytro*, Ph.D. in Engineering, Assoc. Professor of the Department of automation and computer technology at Zhytomyr State Technological University, e-mail: [d.shostachuk@gmail.com](mailto:d.shostachuk@gmail.com)

*SHUMLIKIVSKYI Volodymyr*, a senior lecturer of the Department of automobiles and automobile economy at Zhytomyr State Technological University, e-mail: [shumliakivskyiv@gmail.com](mailto:shumliakivskyiv@gmail.com)

Стаття надійшла в редакцію 14.10.2016 р.



**ПЕРЕЛІК ЗОВНІШНІХ РЕЦЕНЗЕТІВ**

**LIST OF INVITED REVIEWERS**

**Дзюра В.О.**, кандидат технічних наук, доцент кафедри транспортні технології, Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль Україна.

**Здоренко В.Г.**, доктор технічних наук, професор, Київський національний університет технологій та дизайну, завідувач кафедри комп'ютерно-інтегрованих технологій та вимірювальної техніки, Київ, Україна.

**Кравченко О.П.**, доктор технічних наук, професор, Житомирський державний технологічний університет, професор кафедри «Автомобілі та автомобільне господарство», Житомир, Україна.

**Крайник Л.В.**, д.т.н., професор, голова правління ВАТ «Укравтобуспром» Львів, Україна

**Назарець В.С.**, кандидат технічних наук, професор, Національна металургійна академія України, завідувач кафедри «Колісних та гусеничних транспортних засобів», Дніпро, Україна.

**Налобіна О.О.**, доктор технічних наук, професор, Національний університет водного господарства та природокористування, професор кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських машин та обладнання, Рівне, Україна.

**Мурованій І.С.**, кандидат технічних наук, доцент, Луцький національний технічний університет, завідувач кафедри автомобілі і транспортні технології, Луцьк, Україна.

**Плюський В. О.**, доктор технічних наук, професор, проректор із наукової роботи, Київський національний університет будівництва та архітектури, Київ, Україна.

**Пуць В.С.**, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Машин легкої промисловості» Луцького НТУ, Луцьк, Україна.

**Ремарчук М.П.**, доктор технічних наук, професор кафедри будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин Української державної Академії залізничного транспорту, Харків, Україна.

**Сахно В.П.**, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Автомобілі», Національний транспортний університет, Київ, Україна

**V. Dzura, Ph.D.**, assistant professor of transport technologies, Ternopil National Technical University Ivan Pul'uj, Ternopil Ukraine.

**Valery Zdorenko**, Doctor of Science in Engineering, Professor, Kiev National University of Technology and Design, Head of the department of computer-integrated technologies and measuring techniques, Kiev, Ukraine.

**Alexander Kravchenko**, Doctor of Science in Engineering, Professor, Zhitomir state technological university, a professor of department is «Cars and motor-car economy», Zhitomir, Ukraine.

**Liubomyr Krainyk**, D.Sc. Eng., Professor, Chairman of the Board of JSC «Ukratobusprom», Lviv, Ukraine

**Viktor Nazarets**, PhD. in Engineering, Professor of «Wheeled and Tracked Transport Means» Department, Department manager, National metallurgical academy of Ukraine, Dnipro, Ukraine.

**Olena Nalobina**, Doctor of Science in Engineering, Professor, National University of Water and Environmental Engineering, Professor of Building, Road, Reclamation, Agricultural Machinery and Equipment Department, Rivne, Ukraine.

**Ihor Murovaniy**, Candidate of Science in Engineering, Docent, Lutsk National Technical University, Head of cars and transport technologies, Lutsk, Ukraine.

**Vitalii Ploskyi**, Doctor of Technical Sciences,, professor, vice rector of Research, Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine.

**Vitalii Puts**, Ph.D., associate professor of the department "Machine Light Industry" Lutsk NTU, Lutsk, Ukraine

**Nicholas Remarchuk**, Doctor of Science in Engineering, Professor of the Department of construction, wheeled and handling machines Ukrainian State Academy of Railway Transport, Kharkov, Ukraine.

**Volodymyr Sakhno**, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of Automobiles Department, National Transport University, Kiev, Ukraine



**Таран І.О.**, доктор технічних наук, професор, ДВНЗ «Національний гірничий університет», завідувач кафедри Управління на транспорті, Дніпро, Україна.

**Шваб'юк В.І.**, доктор технічних наук, Луцький національний технічний університет, професор кафедри технічної механіки, Луцьк, Україна

**Igor Taran**, Doctor of Science in Engineering, Professor, State Higher Educational Institution «National Mining University», Head of The department of Transport Control, Dnipro, Ukraine.

**Vasyl Shvabyuk**, DSc.-Eng., Lutsk National Technical University, Professor of the Technical Mechanics Department, Lutsk, Ukraine.

Ціна договірна

Колектив авторів

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

*НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ*

*SCIENTIFIC JOURNAL*

ISSN 2313-5425

**Випуск 3 (7), 2016**

**Volume 3 (7), 2016**

Видається двічі на рік

Publication Frequency: 2 issues per year

Комп'ютерний набір та верстка: В. Онищук  
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](mailto:tehavtomash@gmail.com)  
<http://avtomash.lntu.edu.ua>

Підписано до друку 25.10.2016 р.  
Формат 60x84/8. Гарнітура Times. Папір офсетний.  
Ум. друк. арк. 10,68. Обл. вид. арк. 11,06. 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. № 413.  
(м. Луцьк, вул. Бойка, 1, тел. (0332)29-90-65).  
Свідоцтво Держ. комітету телебачення та радіомовлення України  
ДК № 4607 від 30.08.2013 р.