

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

MINISTRY OF EDUCATION
AND SCIENCE OF UKRAINE

LUTSK NATIONAL
TECHNICAL UNIVERSITY

**СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ
В МАШИНОБУДУВАННІ
ТА ТРАНСПОРТІ**

**ADVANCES
IN
MECHANICAL ENGINEERING
AND TRANSPORT**

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

SCIENTIFIC JOURNAL

ISSN 2313-5425

№1 (18)

2022

ЛУЦЬК LUTSK

Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал.
– Луцьк: ЛНТУ, 2022.– №1(18).– 193 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 № 409 від
17.03.2020 р.**

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

Головний редактор: **Пустюльга Сергій Іванович**, д.т.н., професор, Луцький національний технічний університет.

Заступник головного редактора: **Дударєв Ігор Миколайович**, д.т.н., професор, Луцький національний технічний університет;

Видавничий редактор: **Самостян Віктор Русланович**, к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет.

Відповідальний секретар: **Онищук Василь Петрович**, к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет.

Члени редколегії: **Бартломейчик Миколай**, доктор інженерії, Гданський технологічний університет (Республіка Польща); **Заболотний Олег Васильович**, к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет; **Захарчук Віктор Іванович**, д.т.н., професор, Луцький національний технічний університет; **Кравченко Олександр Петрович**, д.т.н., професор, Державний університет «Житомирська політехніка»; **Луїс Фролен Рібейро**, професор, Політехнічний Інститут Браганси (Португалія), **Мурований Ігор Сергійович**, к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет; **Налобіна Олена Олександрівна** д.т.н., професор, Національний університет водного господарства та природокористування, **Поляк Мілош**, PhD, професор, декан факультету управління транспортом та телекомунікацій Жилінського університету, (Словаччина), **Пуць Віталій Степанович**, к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет; **Сахно Володимир Прохорович**, д.т.н., професор, Національний транспортний університет; **Славінскас Стасіс**, д.т.н., професор, Університет Вітовта Магнуса (Каунас, Литва), **Таран Ігор Олександрович**, д.т.н., професор, Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», **Цизь Ігор Євгенович**, к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет; **Шимчук Сергій Петрович**, к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет.

Друкується за рішенням вченої ради
Луцького національного технічного університету
(Протокол №10 від 26.05.2022р.)

ЗМІСТ		CONTENT	
Чеберячко С.І., Чеберячко Ю.І., Дерюгін О.В., Третяк О.О., Бас І.К. Оцінка впливу психофізіологічного стану водія на безпеку пасажирських автомобільних перевезень.....	5	S. Cheberyachko, Yu. Cheberyachko, O. Deryugin, O. Tretyak, I. Bas Fuel consumption for the attachments of steam generator installations of technological transport.....	5
G. Labeckas, S. Slavinskas, T. Mickevičius Effect of the 2-ethylhexyl nitrate doped rapeseed oil and aviation jP-8 fuel on the combustion process and emissions of a diesel engine.....	15	G. Labeckas, S. Slavinskas, T. Mickevičius Effect of the 2-ethylhexyl nitrate doped rapeseed oil and aviation jP-8 fuel on the combustion process and emissions of a diesel engine.....	15
K. Ragulskis, A. Pauliukas, A. Bubulis, P. Paškevičius, R. Maskeliūnas, L. Ragulskis Investigation of dynamics of a system with two sided impacts.....	24	K. Ragulskis, A. Pauliukas, A. Bubulis, P. Paškevičius, R. Maskeliūnas, L. Ragulskis Investigation of dynamics of a system with two sided impacts.....	24
Волков В.П., Грицук І.В., Онищук В.П., Таран І.О., Волкова Т.В. Оцінка стабільності характеристик гальмового управління автомобілів.....	31	V. Volkov, I. Gritsuk, V. Onyshchuk, I. Taran, T. Volkova Evaluation of the Stability of the braking Control characteristics of vehicles.....	31
Гандзюк М.О., Бодак В.І. Моделювання динамічної взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда при гальмуванні.....	41	M. Handziuk, V. Bodak. Simulation of dynamic interaction of low-level train links under braking.....	41
Грицук І.В., Волков В.П., Маяк М.М., Український Є.О., Володарець М.В., Волкова Т.В., Рижова В.Ю. Формування методу забезпечення нормування показників і керування паливною економічністю транспортного засобу у змінних умовах експлуатації.....	56	Gritsuk I, Volkov V, Majak M., Ukrainnyi Ye., Volodarets M., Volkova T., Ryzhova V. Formation of the Method of ensuring the Rating of indicators and management of the Fuel economy of the Vehicle in variable operating conditions.....	56
Гудз Г. С., Глобчак М. В., Пельо Р. А., Пельо П. Р. Синтез частоти використання передач східчастої коробки перемикачів передач (КПП) у процесі відтворення типових циклів	66	G. Gudz, M. Hlobchak, R. Pelo, P. Pelo. Synthesis of frequent use of stepped transmissions in the process of reproducing typical cycles.....	66
Захарчук В.І., Агєєв М.С., Захарчук О.В., Скалига М.М., Верхломчук К.А. Вибір технології покращення екологічності автомобіля	74	V. Zakharchuk, O. Zakharchuk, M. Skaliga, M. Ageev, K. Verkhloshchuk The choice of technology of the improvement of car ecofriendliness.....	74
Захарчук О.П., Розум Р.І., Буряк М.В., Фалович Н.М. Обґрунтування доцільності удосконалення трансмісії пасажирських автобусів типу Van Hool Acron 915 та NEOPLAN n316/ 3 UL.....	81	O. Zakharchuk, R. Rozum, M. Buriak, N. Falovych. Feasibility of improving the transmission of passenger buses Van Hool Acron 915 and NEOPLAN N316/ 3 UL.....	81
Кашканов А. А., Пальчевський О. В. Проблеми функціонування транспортних систем великих міст України в сучасних умовах.....	87	A. Kashkanov, O. Palchevskiy. Problems of transport systems functioning of Ukraine large cities in modern conditions.....	87
Кишун В. А. Відновлення деталей клапана керування паливних форсунок BOSCH з п'єзоелектричним приводом.....	97	V. Kyshchun Restoration of control valve parts BOSCH fuel injector with piezoelectric actuator.....	97
Клименко І.Ю., Весела М.А., Мельнікова Ю.І. Підвищення ефективності функціонування пунктів пропуску через державний кордон з використанням теорії масового обслуговування	103	I.Yu. Klymenko, M.A. Vesela, Yu.I. Melnikova. Improving efficiency of border checkpoints while using a queuing theory.	103

Колесник В.О., Лисенко Б.Г., Нешта А.О., Забара М.О. Дослідження впливу режимів різання на шорсткість обробленої поверхні при свердлінні отворів у пакетах «вуглепластик/ титановий сплав».....	110	V. Kolesnyk, B. Lysenko, A. Neshta, M. Zabara. Investigation of cutting parameters influence the roughness when drilling CFRP/ Ti alloy stacks.....	110
Корпач А.О., Корпач О.А., Тімков О.М., Яценко Д.М., Босенко В.М. Вибір схеми причіпного автобусного поїзда за показниками тягово-швидкісних властивостей	123	A. Korpach, O. Korpach, O. Timkov, D. Yashchenko, V. Bosenko Selection of bus trailer train scheme according to traction-speed properties.....	123
Куць Н.Г. Сучасна енергетика на транспорті.....	133	N. Kuts. Modern energy in transport	133
Розум Р. І., Буряк М. В., Попович П. В., Прогній П. Б., Захарчук О. П. Методологія діагностування автомобільних дизельних двигунів	138	R.Rozum, M. Buriak, P. Popovich, P. Prohniy, O. Zakharchuk. Methodology of diagnosing automotive diesel engines.....	138
Сахно В.П., Поляков В.М., Стельмащук В.В., Попелиш Д.М. До визначення стійкості руху триланкового причіпного автопоїзда у гальмівному режимі.....	143	V. Sakhno, V. Polyakov, V. Stelmashchuk, D. Popelish. To determination of stability three-link road train in brake mode.....	143
Сахно В. П., Шарай С. М., Мурований І. С., Човча І. В. До визначення стійкості руху триланкових автопоїздів	155	V. Sakhno, S. Sharai, I. Murovaniy, I. Chovcha. To determination of stability movement three-link road trains	155
Сокіл Б.І., Сеник А.П., Сокіл М.Б., Андрухів А.І. Методика дослідження впливу коливань підресореної частини колісних транспортних засобів на стійкість руху	167	B. Sokil, A. Senyk, M. Sokil, A. Andrukhiv. Methodology of research of the influence of oscillations of the sprung part of wheeled vehicles on the stability of movement.....	167
Солтус А.П., Клімов Е.С., Тарандушка Л.А. Особливості кочення еластичного колеса з нахилом до дороги.....	177	A. Soltus, E. Klimov, L. Tarandushka Features of rolling of the elastic wheel with inclination to the road.....	177
Фалович Н.М., Шевчук О.С., Попович Д.П., Попович П.В., Буряк М.В., Розум Р.І., Чорна О.В. Експлуатаційна надійність видів громадського транспорту міста Тернополя.....	186	N. Falovych, O.Shevchuk, D.Popovych, P.Popovych, M. Buryak, R. Rozoom, O.Chorna. Operational reliability of types of public transport of the city of Ternopil.....	186
Перелік рецензетів	192	List reviewers	192

Cheberyachko S.I., Cheberyachko Yu.I., Deryugin O.V., Tretyak O.O., Bas I.K.
*Dnipro University of Technology,
19 Yavornytsky Ave., Dnipro, 49005, Ukraine*

ESTIMATION OF INFLUENCE OF PSYCHOPHYSIOLOGICAL CONDITION OF THE DRIVER ON SAFETY OF PASSENGER AUTOMOBILE TRANSPORTATIONS

The safety of road passenger transport depends on the main key elements that make up the system: driver-car-road-environment. Failure of any element of this system increases the probability of its exit from the normal-functional state, and most importantly, will increase the risk of an accident (hereinafter - road accident). Therefore, the search for ways to reduce the likelihood of accidents during passenger road transport based on the analysis of the consequences of changes in the psychophysiological states of the driver is an urgent task.

The purpose of the study is to develop recommendations for reducing the probability of accidents during passenger road transportation based on the analysis of the consequences of changes in the psychophysiological states of a driver. The study used the method of expert assessments and the method of "Failure Mode and Effects Analysis" (hereinafter the method "FMEA"), which includes organizational, logical and mathematical and statistical procedures aimed at obtaining from experts the assessment of hazards affecting the change the psychophysiological state of a driver while driving a passenger bus, their analysis and generalization of the results in order to prepare rational decisions.

It is determined that changes in the psychophysiological state of a driver lead to errors in driving a passenger bus and are the main catalyst, which together with various hazards when driving a vehicle and joint interaction of the subject with the object - leads to traffic violations and further - to road accidents.

It is shown that in case of elimination of one of the listed components, the road accident will not occur. It is established that the loss of concentration, changes in emotional state and intensity of the load are the main factors that affect the psychophysiological state of a passenger bus driver. The dependence of the accident on the presence of the catalyst, the hazard, and the interaction of the subject with it is determined. It is proposed to use the driver's reaction as a catalyst, which depends on the change of their psychophysiological state while driving a passenger bus.

Keywords: driver, psychophysiological condition, passenger bus, hazard, interaction, catalyst.

INTRODUCTION

Road transport is a basic component of the state economy and meets the needs of the population to move in space. Growing demand for road passenger transport contributes to economic stability, social development and improving the financial condition of the transport company (TC). The effectiveness of this process depends on:

- the level of road safety of automobile transportations;
- minimization of hazards and occupational risks (OR), which are associated with the human factor (physical and psychophysiological state of health of the driver);
- minimization of logistical losses that TC will receive as a result of violation of traffic regulations (TR) or the occurrence of road accidents (RA).

For example, TC's logistics losses are 9% of GDP for the United States; 11% of GDP for Japan; 12 % of GDP for France, Korea, Germany [1, 2]. This requires TC professionals to make effective management decisions that aim to increase the safety of the road passenger transport process and minimize the hazards and ORs of passenger bus (PB) drivers. Thus, there is a need to solve an urgent problem, i.e. the study of various hazards and assessment of OR, which occur during the performance of transport work by the driver and which affect the change of the psychophysiological state. It should be noted that there are quite a significant number of different incidents on the roads and RA that significantly increase both human losses and TC financial losses.

According to [3], about 1.3 million people die each year as a result of RA. The damage suffered by most countries as a result of RA reaches 3% of their gross domestic product. About 1.3 million people die each year as a result of RA. Another 20 to 50 million people suffer non-fatal injuries, which in many cases lead to disability. According to statistics [4] in the countries of the European Union in 2020, 18,800 people died in RA. Compared to 2019, there was an unprecedented drop of 17% in the number of RA. This means that in 2020, almost 4,000 fewer people died on EU roads compared to 2019. The decline in traffic as a result of the Covid-19 pandemic has had a clear, albeit incredible, impact on road deaths. Fig. 1 shows the data of deaths as a result of RA on the roads of EU countries per million inhabitants for the period 2019-2020 (preliminary data for 2020) [4].

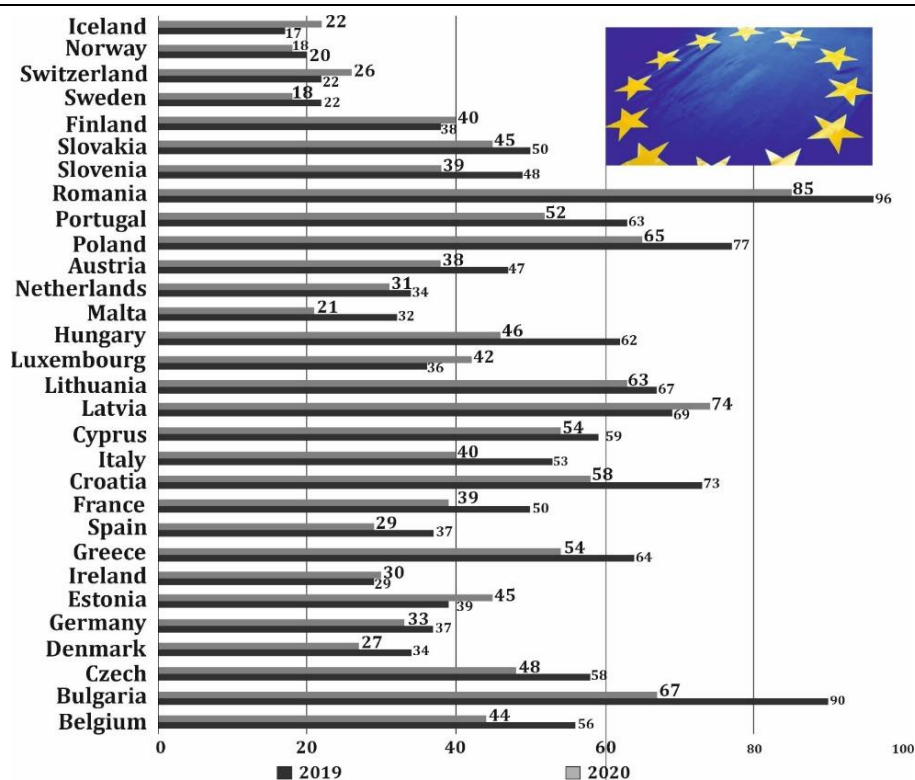


Figure 1 - Data on deaths as a result of RA on the roads of EU countries per million inhabitants for the period 2019-2020 (preliminary data for 2020) [4]

For the conditions of Ukraine according to [5] in 2020 the total number of RA was 168107, in which 3541 people died and 31974 people were injured. For the period from 01.01-31.08.2021, the sad statistics consist of the following data: the total number of RA was 15 613, in which 1914 people died and 19309 people were injured. At the same time, most studies [1, 6, 7] show that security problems are inherent around the world, which requires the construction of appropriate mathematical models that can predict developments, including to reduce or avoid unnecessary hazards and OR.

ANALYSIS OF LITERARY DATA AND PROBLEM STATEMENT

It is known that the safety of road passenger transport depends on the main key elements that make up the system: driver-car-road-environment (hereinafter - the "DARE" system). Failure of any element of the DARE system increases the probability of its exit from the normal-functional state, and most importantly, will increase the risk of RA.

Experts single out the driver as the most important element of the "DARE" system, who needs an appropriate level of control of the psychophysiological state during the performance of professional functions to reduce errors that occur when driving PB [6]. Thus, the study [7] indicates that failures in road transport systems are mostly related to the behavior of the driver while driving a vehicle (V). As the "DARE" system constantly exchanges information: from V technical condition and road conditions to the state of driver's health, who provides control commands and receives information about the results of their actions through feedback channels and, according to changes in the situation, performs corrective actions [8]. Hence, the reliability of the system depends on the ability to perceive and process information. The authors of the study [9] assume that the root cause of errors is related to changes in the psychophysiological state. Correction of this situation is seen in the strengthening of requirements for professional training of drivers [8]. Another study [9] found that most road accidents are caused by a lack of awareness of drivers about the hazards and their health consequences. The authors point out that the technical systems of the car do not often fail, and those minor cases, again, are mostly related to the human factor. Thus, difficult situations on the road in which the driver makes a mistake according to statistics occur once a month on average, which in the general sense leads to an accident once every five years [10, 11]. It is proposed to correct this situation with the help of driver behaviour planning theory, which is based on studies of traffic conditions, cultural habits, which allows finding appropriate methods to supplement and adjust the driver's reaction to difficult situations [12].

The authors of the paper [13] sought reasons for the errors using the method of "FMEA", which allowed them to assess the driver's performance using a comprehensive indicator "transport operator specifications". According to this indicator, you can determine the impact of all potential hazards during the transport process on the probability of error. It is also possible to rank hazardous factors during road transportation of goods, presented by the authors of the paper [14]. The authors based on a systematic approach to identifying the hazards that occur during the transport process established the criticality of the system; after crossing it the emergency occurs. On the other hand, an important component of the transportation process is to ensure the reliability of logistics in the supply chain. The authors of the paper [15] showed the relationship between the level of service and safety of the car based on the "FMEA" analysis method. This allowed the development of recommendations to improve the reliability of transportation by reducing the number of failures, which is calculated depending on the severity, occurrence and detection.

A radical solution to this problem of reducing the number of incidents in the "DARE" system is the production by the industry of fully autonomous cars on artificial intelligence, which make independent decisions based on the collection of the maximum amount of information about the environment. At the same time, in order to strengthen the safety of such transportation, it remains possible to control the movement of such V by transport operators [16].

From the analysis we can identify several main causes of RA, where the most significant share is the change in physical or psychophysiological state of the driver during driving V (Fig. 2), characterized by: fatigue from prolonged driving PB; deterioration of psychomotor reactions when driving PB from intense changes in traffic intensity, the manifestation of fatigue from monotonous movements and being in a monotonous working posture; change in emotional mood; loss of concentration; manifestation of aggression towards passengers or other road users; dissatisfaction with the conditions of comfort in the workplace, etc.

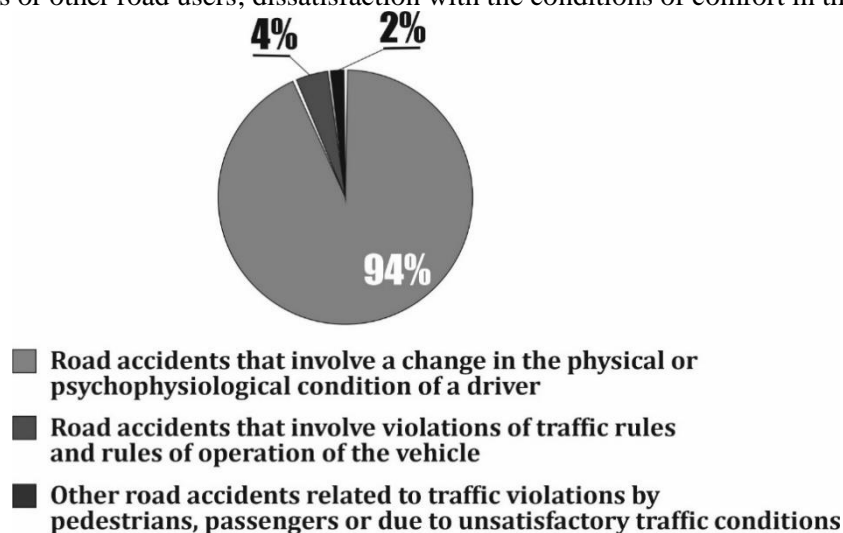


Figure 2 - The groups of main reasons for committing RA

In addition, the deterioration of the physical health of the driver while driving V may change on the basis of the symptoms of chronic disease, the sudden onset of a viral disease; residual signs of alcohol or drug intoxication, from prolonged driving of PB without rest; the influence of harmful production factors during PB driving: vibration, PB cab temperature, noise, dust, etc. [8-12].

AIM AND TASKS OF THE RESEARCH

The object of the research is the transport process of passenger road transportation.

The purpose of the research is to develop recommendations for reducing the probability of accidents during passenger road transportation based on the analysis of the consequences of changes in the psychophysiological states of the driver.

RESEARCH RESULTS

To assess the hazards, OR in the implementation of passenger road transport we will use the method of expert assessments and the "FMEA" method. The use of this method is often the most economical, and sometimes is the only possible way to assess the degree of OR for PB driver, in accordance with the requirements [17-20].

Expert evaluation was performed by ranking, pairwise comparisons, direct evaluation of the constituent factors of OR [17-20]. Ranking is the arrangement of objects (events, facts) in ascending or descending order of OR. In pairwise comparison, experts compare all objects in pairs, select the best for each pair, then form

new pairs and continue the comparison until one find the object with the best value. Pairwise comparison was used in the analysis of a large group of objects. The evaluation was conducted by five experts. Three of them are PB drivers with work experience 11, 17, 22 years respectively. And two other are scientists in the field of transport technologies, with scientific degrees and experience of scientific work 18 and 28 years respectively. After obtaining the results of expert evaluation of the factors that have the most significant impact on the probability of RA, the average weight of the relevant indicators was determined by the relevant evaluation criterion, the severity of the consequences of OR, by the formula [21]:

$$P_i = (Y_1 / 2 + Y_2 + Y_3 + \dots + Y_{n_i-1} + Y_{n_i} / 2) / (n_i - 1) \tag{1}$$

where P_i is the average weight of the relevant expert evaluations of the relevant evaluation criterion; n_i is the number of expert assessments of the i -th group; $Y_1, Y_2, \dots, Y_{n_i-1}, Y_{n_i}$ are assessments that are determined by experts in assessing the risk factors for RA.

The next step is to quantify the ORs that occur as a result of changes in the psychophysiological state of the driver, while driving PB by the algorithm of the "FMEA" method, to identify possible inconsistencies and causes of RA. The actions of experts according to the algorithm of the "FMEA" method (Fig. 3) are described in detail in the standard [22].

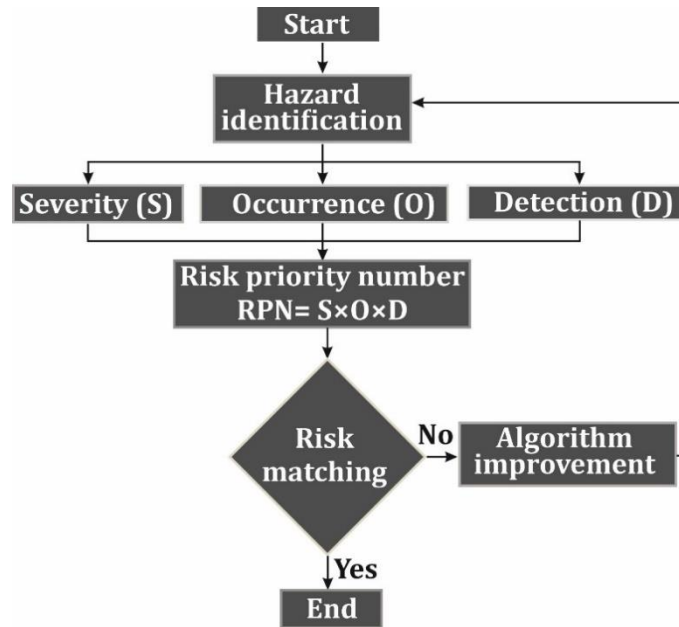


Figure 3 - Algorithm of experts' actions during OR evaluation [22]

The group of experts assesses three main risk factors for the regime of possible potential hazards: failure severity ("S"), occurrence ("O") and detection ("D"). The product of these components "S", "O" and "D" allows you to determine the value of the priority rank OR ("Risk priority number", hereinafter "RPN") by the formula [22]:

$$RPN = S \times O \times D, \tag{2}$$

The OR point obtained by the "FMEA" algorithm continues until the "RPN" priority rank value is fully identified, indicating the highest OR values. The most influential factors are those in which the value of "RPN" exceeds 150 points [22].

DISCUSSION OF THE RESEARCH RESULTS

The analysis of the causes of RA showed that the presence of hazard during movement V, which is due to both internal and external factors, in most cases is only one of the elements of influence that leads to a traffic accident. In most cases, RA occurs if the following condition is met:

$$"RA" = "Hazard" + "Interaction" + "Catalyst", \tag{3}$$

where "Hazard" is potentially dangerous phenomenon that may cause harm to humans (weather conditions, road conditions, PB breakdown); "Interaction" is compatible action of the subject with the object in which the result of the action of one of them can lead to a dangerous state; "Catalyst" is a certain phenomenon that sets the event in motion.

It is impossible to get into RA if all three of these elements do not exist. Of course, to protect the PB driver from an accident, it is usually easiest to eliminate the component "interaction", i.e. to refuse to perform transport work. It is more difficult to eliminate the "hazard" component, especially if it is related to external factors (weather conditions, other road users, road conditions, etc.). However, the most difficult to predict is the "catalyst" component as being related to the psychophysiological state of the driver, which may change due to different scenarios during the driving PB. For example, if you ask about the increase in the number of accidents during driving V in low visibility or difficult weather conditions, the answer requires additional information about the training, experience and psychophysiological condition of the driver to calculate the risk of RA.

Let's analyse different scenarios during the management of PB to determine the meaning of the term "catalyst".

Common situations that can lead to a PB collision include:

- bypassing an obstacle that is located on the roadway, which requires a quick response of the driver;
- loss of attention at a crossroads due to driver distractions while driving PB;
- PB overtaking manoeuvre to the oncoming lane, which requires driver's clear understanding of the technical capabilities of their and oncoming V, as well as the corresponding emotional state,
- failure of PB technical systems, which requires appropriate control over the emotional state of the driver and a clear algorithm to stop V.
- collision with a pedestrian due to lack of visibility or delay braking reactions to its appearance on the roadway.

Determination of the most influential psychophysiological state of the PB driver, which is most likely to lead to RA by the "FMEA" method and the method of expert assessments are given in tables 1. The mentioned determination of risk factors, which are given in tables 2 were carried out on the basis of the analysis [23-26]. From the analysis of the calculations it can be concluded that the highest level of OR, including the threat to health and life of the driver PB is:

- OR, which is associated with psychophysiological stress due to the fact that PB is V of increased risk, manifestation of fear, anxiety, doubt, insecurity,
- performing discrete work, which is associated with frequent changes in the beginning traffic and stops (congestion of a large number of cars, traffic light regulation, etc.);
- fatigue from prolonged PB driving without rest.

This allows the development of preventive measures that will increase the safety of passenger road transport. Figure 4 shows a diagram of the OR profile of a PB driver.

Table 1 Results of expert assessment of dangerous actions of PB driver

№ п/п	Risk factor for TR violation or RA	Expert evaluation criteria														
		Failure					Consequences					Severity				
		Expert 1	Expert 2	Expert 3	Expert 4	Expert 5	Expert 1	Expert 2	Expert 3	Expert 4	Expert 5	Expert 1	Expert 2	Expert 3	Expert 4	Expert 5
1.	Psychophysiological stress due to the fact that PB is V increased risk., manifestation of fear, anxiety, doubt, insecurity	6	7	7	7	7	8	9	9	8	9	8	8	7	8	8
2.	Performing discrete work, which is associated with frequent changes at start and stops (a large number of cars, traffic light regulation, etc.)	5	6	6	7	7	9	9	9	8	9	7	7	7	8	6
3.	Change of psychophysiological state as a result of PB driving in the conditions of the imposed rate and deficit of time (execution of the schedule of movement)	7	7	6	6	7	9	9	9	9	9	7	7	6	6	5
4.	Change in psychophysiological state as a result of the temperament of the character of the PB driver	6	5	6	7	7	8	8	9	8	9	8	6	7	8	8
5.	The results of the influence of harmful production factors during the PB driving on the psychophysiological state of the driver	2	4	5	3	3	8	8	8	8	8	7	6	6	7	6
6.	Changes in the psychophysiological state as a result of a sense of high responsibility for the lives of passengers	3	8	7	6	5	8	9	9	9	9	7	8	8	7	8
7.	Manifestations of fatigue from prolonged PB driving without rest	6	8	8	7	7	9	8	9	9	8	9	9	9	7	9
8.	Deterioration of psychomotor reactions to changes in traffic intensity	5	6	5	4	4	8	8	7	8	8	6	7	6	7	6
9.	Manifestation of fatigue from monotonous movements and staying in a monotonous working posture for a long time	3	3	3	3	3	7	7	9	7	9	3	4	3	2	5
10.	Change in emotional mood as a result of a constant and high degree of readiness for action in case of an unexpected change in the traffic situation	3	6	3	3	3	6	7	5	9	9	4	4	4	4	5
11.	Loss of concentration due to uneven flow of information	5	6	5	4	4	8	8	7	8	8	6	7	6	7	6
12.	Dissatisfaction with the conditions of comfort in the workplace	3	3	3	3	3	7	7	9	7	9	3	4	3	2	5
13.	Changes in psychophysiological state as a result of active search for missing information during PB driving in poor visibility (at night, in fog, rain, snow).	8	6	6	7	6	6	7	5	9	9	7	7	8	8	7
14.	A change in the psychophysiological state due to the lack of PB driver's confidence in that in the next moment there will be a pre-known element and there will be a pre-known traffic situation.	5	6	5	4	4	8	8	7	8	8	6	7	6	7	6

Table 2 The results of the evaluation of drivers' OR by the "FMEA" method

The item being evaluated	Function	Failure		Reason		Consequences		("RPN"="S"x"D"x"O"x"D")	
		Description of symptoms	"S"	Reason description	"O"	Description of consequences	"D"	"RPN"	Priority actions
The state of psychophysical health of the PB driver	PB driving when transporting passengers	Deterioration of psychophysiological condition (manifestations of fatigue) during the performance of production activities during the transportation of passengers	7	Psychophysiological stress due to the fact that PB is V increased risk., manifestation of fear, anxiety, doubt, insecurity	9	Very hazardous	8	450	A
			6	Performing discrete work, which is associated with frequent changes at start and stops (a large number of cars, traffic light regulation, etc.)	9	Very hazardous	8	409	A
			7	Change of psychophysiological state as a result of PB driving in the conditions of the imposed rate and deficit of time (execution of the schedule of movement)	9	Very hazardous	8	463	A
			6	Change in psychophysiological state as a result of the temperament of the character of the PB driver	8	Hazardous o	7	380	B
			3	The results of the influence of harmful production factors during the PB driving on the psychophysiological state of the driver	8	Moderate	6	155	D
			6	Changes in the psychophysiological state as a result of a sense of high responsibility for the lives of passengers	9	Hazardous	7	373	B
			7	Manifestations of fatigue from prolonged PB driving without rest	9	Very hazardous	8	489	A
			5	Deterioration of psychomotor reactions to changes in traffic intensity	8	Moderate	6	236	C
			3	Manifestation of fatigue from monotonous movements and staying in a monotonous working posture for a long time	8	Low	5	126	D
			4	Change in emotional mood as a result of a constant and high degree of readiness for action in case of an unexpected change in the traffic situation	7	Low	5	140	D
			5	Loss of concentration due to uneven flow of information	8	Moderate	6	236	C
			3	Dissatisfaction with the conditions of comfort in the workplace	8	Low	5	126	D
			7	Changes in psychophysiological state as a result of active search for missing information during PB driving in poor visibility (at night, in fog, rain, snow).	7	Hazardous	7	328	B
			5	A change in the psychophysiological state due to the lack of PB driver's confidence in that in the next moment there will be a pre-known element and there will be a pre-known traffic situation...	8	Moderate	6	236	C

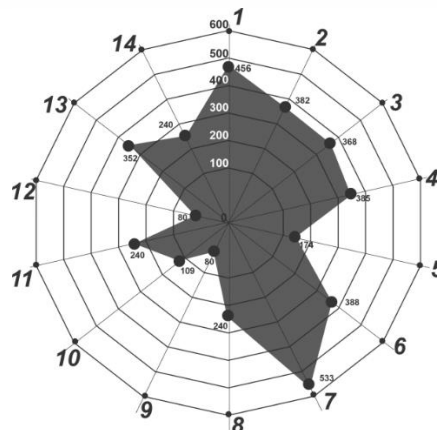


Figure 4 - The OR profile diagram of the driver PB figures from 1 to 14 correspond to the risk factors for occurrence / violation of RA shown in table 1, 2

Without road safety measures it is impossible to reduce injuries caused by RA. In general, RAs occur due to insufficient driver qualifications, carelessness, and inability to organize safe traffic due to the specifics of PB driving, which is a complex problem that can be reduced by raising the awareness of road users. Thus, most of the world's transport companies to address this issue implement various traffic safety management systems (programs), which are based on three steps: plan, act, check that meets the requirements of the standard [28].

Identifying the hazards associated with driving a car and assessing the associated ORs are key road safety planning measures. These steps allow you to set priorities to ensure appropriate security measures. This process should begin with the formation of the driver's understanding of the importance of anticipating certain developments of situation, followed by the choice of tools that will avoid accidents or at least reduce OR. This, in turn, will allow you to plan resources, actions, identify those responsible, control dates and track the implementation of tasks.

From the above analysis it can be concluded that obtaining a driver's license is not a sufficient condition for PB safe driving, it is necessary to check at least three other indicators: attitude, behaviour and understanding of the dangers the driver will face while driving PB and the ability to avoid them. To do this it is recommended to implement a program to monitor the effectiveness of solutions aimed at improving the safety and comfort of PB drivers for the timely implementation of corrective decisions based on the assessment of intensity and intensity of work.

Based on the analysis for determining the psychophysiological hazardous conditions of the PB driver, the authors developed a checklist (Fig. 5) to assess the accumulation of fatigue through the definition of an

integrated assessment of the severity of work. Improving working conditions slows down the development of fatigue of employees and improves their productivity.

Step 1 Hazard identification		Step 2 Determining the risk level					Step 3. Risk control	
Hazard factors		Risk level					Results	
		No Risk	Low	Medium	High	Critical	Actual value	Defined score
		1	2	3	4	5		
LOAD								
The magnitude of the force compared to the maximum value, %		1-20	21-40	41-60	61-80	> 80		
Perception of effort		Inconspicuous						
		Obviously						
		Significantly						
		Heavy						
		Very Heavy						
LOAD DURATION								
Duration of effort for one working shift, (hours / per shift)		1-20	21-40	41-60	61-80	> 80		
PACE OF WORK								
Effort frequency, (number of movements per hour)		< 10	10-15	16-29	30-59	> 60		
RATE OF WORK								
Speed of operations in comparison with the maximum value		< 50	50-60	60-70	70-90	> 90		
Perception		Inconspicuous rhythm						
		Slow rhythm						
		Normal rhythm						
		Intense rhythm						
		Unbearable rhythm						
WORK TIME								
Load duration, (hours per shift)		< 1	1-2	2-4	4-6	> 6		
TOTAL SCORE								
WORK INTENSITY INDEX								
The overall estimate of the intensity rate is determined by the formula. According to the integrated indicator we determine the category of intensity of work (IW) in compliance:								
$IW = L + LD + PW + R + WT,$								
where L is load; LD is load duration; PW is pace of work; R is rate; WT is work time.								
After calculating the JSI index, we obtain a general index of work intensity, the interpretation of which is carried out using the appropriate criteria:								
1. 18-27 - points: the production task is unlikely to lead to occupational diseases;								
2. 28-44 - points: the production task will contribute to the gradual development of occupational diseases;								
3. 45-54 - points: the production task will probably cause occupational diseases.								

STEP 1. HAZARD IDENTIFICATION	STEP 2. DETERMINING THE RISK LEVEL					STEP 3. RISK CONTROL		
HAZARD FACTORS	RISK LEVEL					RESULTS		
	No Risk	Low	Medium	High	Critical	Actual Value	Defined score	
	1	2	3	4	5			
1.1 Number of hours of driving per day, hours	< 4	4-6	6-7	7-9	> 9			
1.2 Number of hours of driving per week, hours	< 35	35-40	40-45	45-50	> 50			
1.3 The driver's job is subject to a clear and understandable work schedule	Fully							
	In most cases							
	Partially							
	There are certain sings							
	No schedule							
	Only in the daytime							
	In most cases							
	Only in the evening							
1.4 Work shifts occur (variability)	Only in the daytime and in the evening							
	Irregular work (evening shifts)							
	Unforeseen at any time							
1.5 Rest time between work shifts, day (hours)	2 days	1 day	14-15 hours	12-13 hours	< 12 hours			
1.6 The driver's job is subject to a clear and understandable work schedule	In summer, normal temperature							
	In summer, temperature > 28°C							
	In autumn, In spring							
	In winter, normal temperature							
	In winter, temperature > -30°C							
1.7 Task speed	Relaxed							
	Slowly							
	Normally							
	Quickened							
	With intensity							
1.8 Monotony of work: duration of repeated operations, s	> 100	31-100	20-30	10-20	5-10			
1.9 Number of movements per hour	< 250	250-500	500-700	700-1500	> 1500			
1.10 Work intensity. Unforeseen	Normal work							
	Completing of a simple (typical) task							
	Completing of difficult tasks							
	Completing of difficult tasks in conditions of time							
	Special responsibility (there is time shortage)							
1.11 Concentration, duration of concentration, %	< 50	25-50	50-75	75-80	> 85			
1.12 Exercise, kg*cm/min	< 100	115-220	225-335	325-435	> 435			
1.13 Vibration, MPC	< MPC	up to 1,07 MPC	up to 1,17 MPC	up to 1,23 MPC	up to 1,44 MPC			
1.14 Noise, dB	< 68	68-75	75-80	80-90	> 90			
1.15 Illumination, MPC	up to 1,5 < MPC	1-1,2 < MPC	1,5-2,0 < MPC	three times < MPC	five times < MPC			
1.16 Temperature of working environment, °C	20-22	21-22/ 17-19	23-28/ 16-15	29-32/ 13-14	33-35/ 8-12			
1.17 Concentration of toxic substances, MPC	< 0,8 MPC	0,8-1 MPC	1-2,5 MPC	2,5-6 MPC	> 6 MPC			
TOTAL SCORE								
PSYCHOPHYSIOLOGICAL LOAD								
Integral assessment of of psychophysiological load (PL), which involves determining the impact of various harmful factors on the loss of ability to work according to the following formula:								
$PL = 19,7x - 1,6x^2,$								
where x is the average score of all significant harmful factors in the workplace, which can be ranked based on the table. According to the integrated indicator, we determine the category of psychophysiological load in accordance with:								
1. < 18 points; 2. 19-33 points; 3. 35-45 points;								
4. 46-54 points; 5. 55-59 points; 6. > 59 points.								

a)

б)

Figure 5 - Checklists to determine the psychophysiological state of a PB driver from the intensity and intensity of work of drivers:

a) checklist to determine the intensity of work;

b) checklist to determine the psychophysiological load (developed by the authors)

CONCLUSIONS

1. It has been determined that the psychophysiological states of the PB driver in most cases lead to errors and are the main catalyst, which together with the influence of hazard during the PB driving and the joint action of the subject with the object to the incident. It is shown that in case of elimination of one of the given components RA will not occur. Analysis of the causes of RA showed that the most likely catalyst for their occurrence is the overestimation of their capabilities by the PB driver.

2. It is established that the psychophysiological stress, which is due to the fact that PB is the V of increased risk, manifestation of fear, anxiety, doubt, insecurity; performing discrete work, which is associated with frequent changes in the start of motion and stops (accumulation of a large number of cars, traffic light regulation, etc.); change in the psychophysiological state as a result of PB driving in the conditions of the imposed pace and lack of time (execution of the movement schedule) and manifestations of fatigue from prolonged PB driving without rest.

3. Checklists are offered to check the psychophysiological condition of the PB driver from the stress and intensity of drivers' work, which take into account the influence of dangerous physical and psychophysiological factors. They will provide for the provision and implementation of measures aimed at eliminating and reducing the psychophysiological load, the emergence of occupational risks of the driver in the performance of production activities.

REFERENCES

1. Deloitte. (2014). *Truck Market 2024 Sustainable Growth in Global Markets*. Available at: <https://www2.deloitte.com/content/dam/Deloitte/tr/Documents/process-and-operations/truck-studie-2014-s.pdf>.
2. Deloitte. (2016). *Global Truck Study 2016. The truck industry in transition*. Available at: <https://www2.deloitte.com/content/dam/Deloitte/us/Documents/manufacturing/us-manufacturing-global-truck-study-the-truck-industry-in-transition.pdf>.
3. World Health Organization. *Road traffic injuries 2021*. Available at: <https://www.who.int/news-room/fact-sheets/detail/road-traffic-injuries#>.
4. Official website of the European Union. *Road safety: 4 000 fewer people lost their lives on EU roads in 2020 as death rate falls to all time low*. Available at: https://ec.europa.eu/transport/modes/road/news/2021-04-20-road-safety_en.
5. Sayt patrol'noyi politsiyi Ukrayiny. Statystyka. Statystyka dorozhn'o-transportnykh pryhod za period 01.01.2020 po 31.12.2020 [Site of the patrol police of Ukraine. Statistics. Statistics of road accidents in Ukraine for the period from 01.01.2020 to 31.12.2020]. Available at: <http://patrol.police.gov.ua/statystyka/>. (In Ukrainian).
6. Javadieh, N., Abdekhodae, A., & Ektesabi M.M. (2014). Risk Analysis of Human Errors in Road Transport Using H-FMEA Technique. *Conference: Transport Research Arena (TRA) 5th Conference: Transport Solutions from Research to Deployment. Paris, France*. P. 14-17.4.2014. Available at: <https://trid.trb.org/view/1315694>.
7. Faturachman, D., Mustafa, S., Octaviany, F., & Novita T.D. Failure mode and effects analysis (FMEA) of diesel engine maritime transportation for ship navigation system improvement. *The International Conference on Business Innovation, Entrepreneurship and Engineering (ICOBIEE)*. Penang, Malaysia. 06-08.12.2013. Available at: https://www.researchgate.net/publication/265788231_FAILURE_MODE_AND_EFFECTS_ANALYSIS_FMEA_OF_DIESEL_ENGINE_MARITIME_TRANSPORTATION_FOR_SHIP_NAVIGATION_SYSTEM_IMPROVEMENT
8. Deryugin, O., & Cheberyachko, S. (2015). Obgruntuvannya vyboru vantazhnoho avtomobilya za kryteriyem minimizatsiyi psykhofiziolohichnoho navantazhennya na vodiya [Substantiation of truck selection in terms of minimizing psychophysiological stress on a driver]. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3(75), 15-22. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2015.42127>. (In Ukrainian).
9. Wipawee, S., Patraporn, S., & Leonard, J.A (2021). Clinical Evaluation of Scapular Dyskinesia Among Professional Bus Drivers With Unilateral Upper Quadrant Musculoskeletal Pain. *Workplace Health & Safety*, 69(10), 460-466. <https://doi.org/10.1177/21650799211003562>.
10. Bochkovskyi, A.P. (2020). Elaboration of occupational risks evaluation models considering the dynamics of impact of harmful factors. *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*, 2(102), 76-85. <https://doi.org/10.5604/01.3001.0014.6777>.
11. Golinko, V., Cheberyachko, S., Deryugin, O., Tretyak, O., & Dusmatova, O. (2020). Assessing risks of occupational diseases in passenger bus drivers. *Safety and Health at Work*, 11(4), 543-549. <https://doi.org/10.1016/j.shaw.2020.07.005>.
12. Borodina, N., Cheberyachko, S., Deryugin, O., Tretyak, O., & Bas, I. (2021). Occupational risk assessment of passenger bus drivers. *Journal of Scientific Papers «Social Development and Security»*, 11(2), 81-90. <https://doi.org/10.33445/sds.2021.11.2.8>.
13. Ghaleh, S., Omidvari, M., Nassiri, P., Momeni, M., Mohammadreza, S., & Lavasani, M. (2019). Pattern of safety risk assessment in road fleet transportation of hazardous materials (oil materials). *Safety Science*, 116, 1-12. <https://doi.org/10.1016/j.ssci.2019.02.039>.
14. Dadsena, K., Naikan, V.N.A., & Sarmah, S.P. (2016). Ranking of factors by using IT2 Fuzzy FMEA for a trucking industry. *Conference Annual meet Production and Operations Management (POMS)*. Orlando, USA. 05-09.5.2016. Режим доступу:

https://www.researchgate.net/publication/331153513_Ranking_of_factors_by_using_IT2_Fuzzy_FMEA_for_a_trucking_industry.

15. Sakno, O., Kolesnikova, T., & Ollo, V. (2020). Simulation of Vehicle Maintenance on the Basis of Functional Resonance Analysis Method using Function-Oriented Technology. *Acta Mechanica Slovaca*, 24(3), 10-19. <https://doi.org/10.21496/ams.2020.032>.

16. Shariff, A., Bonnefon, J.-F., & Rahwan, I. (2021). How safe is safe enough? Psychological mechanisms underlying extreme safety demands for self-driving cars. *Transportation Research Part C: Emerging Technologies*, 126, 103069. <https://doi.org/10.1016/j.trc.2021.103069>.

17. Council Directive 89/391/EEC of 12 June 1989 on the introduction of measures to encourage improvements in the safety and health of workers at work. Official Journal of the European Union L 183, 29/6/1989. P. 1-8. Available at: <https://osha.europa.eu/en/legislation/directives/2>.

18. Standard ISO 45000 Family occupational health and safety. 2018. Available at: <https://www.iso.org/iso-45001-occupational-health-and-safety.html>.

19. Standard ISO 39001:2012 Road traffic safety management systems. - Requirements with guidance for use. 2018. Available at: <https://www.iso.org/standard/44958.html>.

20. Standard IEC 31010: 2019 Risk management - Risk assessment techniques. 2019. 264 P. Available at: <https://www.iso.org/standard/72140.html>.

21. Fatkhutdinov, R.A. Konkurentosposobnost': ekonomika, strategiya, upravleniye [Competitiveness: economy, strategy, management]. Moscow: INFRA-M. 2000. 312 p. ISBN 5-16-000313-4. Available at: <https://search.rsl.ru/ru/record/01000684977>. (In Russian).

22. Standard IEC 60812:2018 Failure modes and effects analysis (FMEA and FMECA). 165 p. Available at: <https://webstore.iec.ch/publication/26359>.

23. Grigor'yeva, S.V. (2012). Otsenka riskov deyatelnosti avtotransportnogo predpriyatiya. Voprosy ekonomiki i prava [Assessment of the risks of a motor transport enterprise]. *Economics and Law Issues*, 7, 148-152. Available at: https://law-journal.ru/files/pdf/201207/201207_148.pdf. (In Russian).

24. Shabalina, O.A., Kudrin, R.A., Boluchevskaya, V.V., Sentyabr'yov, N.N., Komarov, YU.YA., & Dyatlov, M.N. (2019). Psikhologicheskiye kachestva uspeshnogo voditelya passazhirskogo avtotransporta i ikh ekspress-diyagnostika [Psychophysiological quality of successful driver of passenger motor transport and their express diagnostics]. *Journal of Volgograd State Medical University*, 3(71), 74-77. DOI 10.19163/1994-9480-2019-3(71)-74-77. (In Russian).

25. Dyatlov, M.N., Agazadyan, A.R., & Shabalina, O.A. (2016). Apparatno-programmnyy kompleks dlya testirovaniya professional'nykh kachestv voditeley passazhirskogo avtotransporta na etape professional'nogo otbora [Hardware and software system for testing the professional qualities of drivers of passenger vehicles at the stage of professional selection]. *Vestnik komp'iuternykh i informatsionnykh tekhnologii*, 12(150), 48-55. <https://doi.org/10.14489/vkit.2016.12.pp.048-055>. (In Russian).

26. Stowers, K., Oglesby, J., Sonesh, S., Leyva, K., Iwig, C., & Salas, E.A. (2017). Framework to guide the assessment of human-machine systems. *Human Factors*, 59(2), 172-188. <https://doi.org/10.1177/0018720817695077>.

27. Gulev, N.U. Osoblyvosti erhonomiky ta psikhofiziolohiyi v diyal'nosti vodiya [Peculiarities of ergonomics and psychophysiology in the driver's activity]. Kharkiv: KNAME, 2012. - 185 p. ISBN 978-966-695-273-1. Available at: <https://core.ac.uk/download/pdf/11332877.pdf>. (In Ukrainian).

28. DSTU ISO 39001:2015 Systema upravlinnya bezpekoyu dorozhn'oho rukhu. Vymohy ta nastanova shchodo zastosuvannya (ISO 39001:2012, IDT) [DSTU ISO 39001:2015 Road Safety Management System. Requirements and application guide (ISO 39001: 2012, IDT)]. Kiev: UkrNDNC. 2016. 36 p. Available at: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=64658. (In Ukrainian).

С.І. Чеберячко, Ю.І. Чеберячко, О.В. Дерюгін, О.О. Третяк, І.К. Бас *Оцінка впливу психофізіологічного стану водія на безпеку пасажирських автомобільних перевезень*

Безпека автомобільних пасажирських перевезень залежить від основних ключових елементів, які утворюють систему: водій-автомобіль-дорога-навколишнє середовище. Відмова будь-якого елементу цієї системи збільшує ймовірність виходу її з нормального-функціонального стану, а головне, спряє підвищенню ризику виникнення дорожньо-транспортної пригоди (далі – ДТП). Тому пошук шляхів, які спрямовані на зниження ймовірності виникнення аварійних ситуацій під час пасажирських автомобільних перевезень на основі аналізу наслідків зміни психофізіологічних станів водія є актуальним завданням.

Метою дослідження є розробка рекомендацій щодо зниження ймовірності виникнення аварійних ситуацій під час пасажирських автомобільних перевезень на основі аналізу наслідків зміни психофізіологічних станів водія. Для проведення дослідження використано метод експертних оцінок та метод "Failure Mode and Effects Analysis" (далі метод "ФМЕА"), який включає організаційні, логічні і математико-статистичні процедури, що спрямовані на отримання від фахівців-експертів оцінки про фактори небезпеки, які впливають на зміну психофізіологічного стану водія під час керування пасажирським автобусом, їх аналіз і узагальнення отриманих результатів з метою підготовки раціональних рішень.

Визначено, що зміни психофізіологічного стану водія призводять до здійснення помилок при керуванні пасажирським автобусом і являються основним каталізатором, який разом з різноманітними небезпеками під час управління транспортним засобом та сумісною взаємодією суб'єкта з об'єктом - призводить до порушення правил дорожнього руху і в подальшому - до ДТП. Показано, що у разі усунення однієї з наведених складових, ДТП не відбудеться.

Встановлено, що втрата концентрації уваги, зміна емоційного стану та інтенсивність навантаження є основними факторами, які впливають на психофізіологічний стан водія пасажирського автобусу. Визначено залежність виникнення ДТП від наявності каталізатора, небезпеки, та взаємодії з нею суб'єкта. Запропоновано, в якості каталізатора використовувати реакцію водія, що залежить від зміни його психофізіологічного стану під час керування пасажирським автобусом.

Ключові слова: водій, психофізіологічний стан, пасажирський автобус, небезпека, взаємодія, каталізатор

ЧЕБЕРЯЧКО Сергій Іванович, доктор технічних наук, професор, кафедра охорони праці та цивільної безпеки, Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Дніпро, Україна, e-mail: sicheb@ukr.net; <http://orcid.org/0000-0003-3281-7157>.

ЧЕБЕРЯЧКО Юрій Іванович, доктор технічних наук, професор, кафедра охорони праці та цивільної безпеки, Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Дніпро, Україна, e-mail: cheberiyachkoyi@ukr.net; <http://orcid.org/0000-0001-7307-1553>.

ДЕРЮГІН Олег Валентинович, кандидат технічних наук, доцент, кафедра управління на транспорті, Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Дніпро, Україна, e-mail: oleg.kot@meta.ua; <http://orcid.org/0000-0002-2456-7664>.

ТРЕТЯК Олена Олександрівна, кандидат технічних наук, доцент, кафедра управління на транспорті, Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Дніпро, Україна, e-mail: elena.novikova.ut@ukr.net; <http://orcid.org/0000-0002-7542-9392>.

БАС Іван Костянтинівич, аспірант, кафедра охорони праці та цивільної безпеки, Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Дніпро, Україна, e-mail: ivan.bass2015@gmail.com; <http://orcid.org/0000-0003-0496-4379>.

Serhii CHEBERIACHKO, Doctor of Technical Science, Professor, Department of Labour Protection and Civil Safety, Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine, e-mail: sicheb@ukr.net; <http://orcid.org/0000-0003-3281-7157>.

Yurii CHEBERIACHKO, Doctor of Technical Science, Professor, Department of Labour Protection and Civil Safety, Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine, e-mail: cheberiyachkoyi@ukr.net; <http://orcid.org/0000-0001-7307-1553>.

Oleg DERYUGIN, Candidate of Technical Sciences (Ph.D), associate professor, Department of Transportation Management, Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine, e-mail: oleg.kot@meta.ua; <http://orcid.org/0000-0002-2456-7664>.

Olena TRETYAK, Candidate of Technical Sciences (Ph.D), associate professor, Department of Transportation Management, Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine, e-mail: elena.novikova.ut@ukr.net; <http://orcid.org/0000-0002-7542-9392>.

Ivan BAS, Graduate Student, Department of Labour Protection and Civil Safety, Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine, e-mail: ivan.bass2015@gmail.com; <http://orcid.org/0000-0003-0496-4379>.

DOI 10.36910/automash.v1i18.755

Labeckas G., Slavinskas S., Mickevičius T.
Vytautas Magnus University, Kaunas-Academy, Lithuania

EFFECT OF THE 2-ETHYLHEXYL NITRATE DOPED RAPESEED OIL AND AVIATION JP-8 FUEL ON THE COMBUSTION PROCESS AND EMISSIONS OF A DIESEL ENGINE

The COP26 Clime Summit brought together Heads of state and ministers from over 200 countries to take urgent actions and protect the planet by limiting global warming to 1.5 degrees Celsius. Low-carbon rapeseed oil (RO) and JP-8 fuel (JF) could be used for diesel engine powering to reduce the climate change. However, at first, too low cetane number related drawbacks of these fuels should be removed to improve the ignition process and achieve efficient and clean combustion. The purpose of the research was to evaluate the cetane improve-made effects on the ignition delay, combustion parameters, thermal efficiency, smoke, and emissions. A naturally aspirated, DI diesel engine operated on the undoped RO and JF to identify the baseline parameters for full (100%) loads corresponding to Indicated Mean Effective Pressures (IMEP) of 0.844 and 0.738 MPa at the most usable speeds of 1400 and 2200 rpm. Then, the engine was fuelled with the cetane improver 2-EHN doped fuels 0.10 (RO-10), 0.30 (RO-30) and 10 (JF-10), 24 vol% (JF-24) to obtain new results important for evaluation of all the benefits and detriments that the use of alternative fuels suggest. It was found that the ignition delay is 10.3% and 44.6% shorter, the Indicated Thermal Efficiency (ITE) is 6.1% higher and 1.2% lower, the NO_x emissions are a little and 10.3% lower with the doped RO-30 and JF-24 fuels at rated speed of 2200 rpm. Also, the fuels RO-30, JF-24 produce smoke opacity and CO emissions 42.1%, 32.1% and 11.6%, 2.7% higher, THC emissions 1.9 times higher, and 28.6% lower for the respective speeds. The enhanced cetane number differently affects the ignition delay, combustion parameters and emissions because the differing fuel properties play a vital role in the injection, evaporation, and combustion processes. Analysis of the combustion attributes, heat release characteristics, ITE and the NO_x-smoke trade-off presents new knowledge that is one of the goals of the study.

Keywords: Diesel engine; Rapeseed oil; JP-8 fuel; Cetane improver; Combustion process; Cyclic variations

INTRODUCTION

Extensive usage of traditional fuels in power plants, industry, and the transport sectors reduces natural oil resources and increases the greenhouse effect and global warming leading to the climate change that can damage the nature. The simplest and the most cost-effective way for reducing human-made ecological footprints is a partial or full-scale substitution of fossil-origin fuels with low-carbon, renewable energy sources. The diesel engine tests conducted with vegetable oils, or biodiesel of various origins [1], fossil fuel, and various-vegetable oils, biodiesel, ethanol, n-butanol, and diethyl ether (DEE) blends under steady [2] and transient [3] conditions showed that using of revvable biofuels is feasible and more friendly to nature. However, the experiments also disclosed the existence of differentiation in the ignition delay, the combustion process, maximum heat release rate, thermal efficiency, cyclic irregularity, smoke, and emissions produced by the combustion of biofuel blends.

The Directive (EU) 2018/2001 of the European Parliament and of the Council includes the Union's binding target to cut emissions by at least 40% by 2030 and increase the use of energy derived from renewable sources [4]. That is a motivation why scientists around the world focused attention on cost-efficient, sustainable biofuels and low-carbon alternative fuels, which become a research topic dealing with the main items of sustainability: economic, environmental, and social welfare. Environmental life cycle assessment of RO produced in Latvia, located in the Zemgale region, revealed that total greenhouse gas (GHG) emissions from rapeseed cultivation to processing vary within the range of 203.7-354.7 kg CO₂ eq./t in Slovenia to 828.5-5904.2 kg CO₂ eq./t in Italy depending on the vegetable type, life cycle inventory methods (LCI) and various factors [5]. However, rapeseed possesses a high 37-50% oil content [6] and, therefore, its use in diesel engines is an economically feasible and environment-friendly contribution to the lower CO₂ emissions in a global cycle.

Le et al. [7] investigated the effects of a cetane improver 2-Ethylhexyl nitrate on the two-stage ignition delay (ID) in experimental studies within a rapid compression machine (RCM) assisted by kinetic modelling-works with a mixture of toluene and n-heptane at the doping levels of 0.1 and 1% on a molar basis. The researchers revealed that 2-EHN generates a promoting effect on the surrogate reactivity over the whole temperature range, and the impact is higher the higher are the doping levels of the fuels. This advantageous feature suggests the molecule of 2-EHN containing a weak N – O bond, which breaks rapidly into radicals releasing NO₂ that promotes reactivity of the fuel. Also, the researchers noted that the 1% doped-fuel ensures higher compression temperature, suppresses the negative temperature coefficient behaviour, and lowers both 1st - stage ID and the main ID of the surrogate fuel.

Erman et al. [8] investigated the influence of the ignition delay and fuel properties on the combustion process and emissions in a single-cylinder, naturally aspirated DI diesel engine. The fuel ignitibility was controlled in two different ways: naturally, using seven fuels possessing various cetane numbers and artificially, with an CN improver 2-EHN blended into a single base fuel. The researchers made an important conclusion that the change in a natural cetane number has a much wider influence on combustion attributes and exhaust emissions than additive-boosted cetane alone, even though the two types of fuel have the same value cetane number. The valuable findings revealing the ignition delay's behaviour, the in-cylinder pressure, combustion process, PM formation, smoke, NO_x, CO, and THC emissions are of importance when dealing with low-cetane fuels related issues.

The auto-ignition and clean combustion of rapeseed (canola) oil as potential diesel fuel extender related issues are not fully examined even though its production and the use are popular in Europe, North America, and Canada. The two factors determined the fuels taken for the experiments. At first, the CN ratings of both alternatives are slightly too low but of similar value that still can be accepted by a diesel engine. Secondly, analysis of the results obtained with fuels of different origins, nature and the widely differing chemical-physical properties allows to look deeper at the processes trying to extract information helpful for revealing the correlated relationships between the combustion parameters and the factors affecting them. The purpose of the research was to evaluate the cetane enhancer-made effects on the ignition delay, combustion attributes, the coefficients of cyclic variations (COVs) of the IMEP, the in-cylinder maximum pressure, its increment rate, the ITE, smoke, and exhaust emissions. Analysis of the results may provide a new knowledge and essential help in solving the problem how to reduce the existing drawbacks and increase the share of veg.-oils as a cheap, locally available, and safe to handle, green-energy source to accomplish "decarbonization" of the power sector.

ENGINE TEST FACILITIES, MEASURING APPARATUS AND METHODOLOGY OF THE RESEARCH

The research was carried out in the Engine testing laboratory, Department of Mechanical, Energy and Biotechnology Engineering at Faculty of Engineering of Vytautas Magnus University-Agricultural Academy. The tests were conducted on a fully instrumented, four-stroke, DI, naturally aspirated, 60 kW at 2200 rpm diesel engine D-243 with a bore 110 mm, piston stroke 125 mm, displacement 4.75 dm³, and compression ratio of 16.0:1. The in-line, injection pump type PP4M9P1g-4201 with plunger diameter x stroke of 9 x 8.5 mm supplied the fuel at the needle-valve lifting pressure of 19.0±0.5 MPa through a five-hole injector with the nozzle type DOP122S532-4164 MP 5 x 0.34 into the toroidal-shape combustion chamber in a piston head. The static fuel delivery advance angle was fixed at 25 crank angle degrees (CADs) before TDC and was kept the same for the various 2-EHN additions to the fuels tested at full (100%) engine loads and the two ranges of speed.

The experimental test setup consists of a diesel engine, an engine testbed, the air- and fuel mass measuring tools, a gas analyser, and a smoke meter for the exhaust. A high-speed indicating system, an angle encoder 365C with an accuracy of ± 0.1° CAD and pressure sensor GU24D with an accuracy of ± 0.1 bar coupled to an AVL indicating amplifier IndiModul 622 are used for the recording, acquisition, and processing of fast crank-angle and time-based gas pressure traces in the first cylinder. Start of injection (SOI) was defined using the injector nozzle-needle-valve lift history, which was recorded using the position sensor ASMB 470004-1 with an accuracy of ± 0.5% in the needle-valve lift range of 0–0.28 mm. The position sensor is connected to the Kistler charge amplifier-module 5247 mounted on the signals conditioning platform-compact 2854A. The needle-valve lift signals from Signal Conditioning Platform (SCP) proceed to the AVL IndiModul 622, a fast data acquisition and processing system, which is connected to a PC equipped with the AVL Indicom Mobile software. The data post-processing software AVL CONCERTO advanced edition 4.5 increased productivity and improved the accuracy of the results.

The engine torque was measured using a 110 kW AC stand dynamometer KS 562-4 with a definition rate of ± 1 Nm and speed with AVL crank angle encoder 365C installed at the crankshaft's front-end with an accuracy of ± 0.2% of the measured value. The air mass flow was measured with an AVL air mass meter installed downstream of the air filter in front of the air tank to reduce pressure pulsations. This method guarantees the stability of the airflow and accuracy of ± 1% of the measured value. The fuel mass-flow was measured by weighing 100 g on the AVL dynamic fuel balance 733S flex fuel with an accuracy of ± 0.10%. The engine power, ISFC and ITE values were identified with the respective ±1 (kW), ±0.1 (g/kWh) and ±1.5 (%) uncertainties.

The auto-ignition delay as a time interval between the SOI and the start of combustion (SOC) was determined with an accuracy of ± 0.1° CAD. Here the SOI represents the crank angle at which the injector-

needle-valve moves up about 5% of its total lift. Whereas the SOC represents the crank angle at which the heat release rate crosses the zero-line and changes from the negative to the positive value. The heat release rate was calculated using the in-cylinder pressure traces versus crank angle as the input data average during the 100 consecutive combustion cycles, the instantaneous cylinder volume, and their first-order derivatives along the crank angle for every load-speed setting point.

Emissions of nitric oxide NO (ppm), nitrogen dioxide NO₂ (ppm), carbon monoxide CO (ppm), dioxide CO₂ (vol%), and total unburned hydrocarbons THC (ppm) were measured using the electrochemical sensors installed into Testo 350 XL flue gas analyser. The total nitrogen oxide NO_x emissions were estimated as a sum of both NO and NO₂ components with an accuracy of ± 5 ppm. The exhaust smoke (%) was measured with a “Bosch” RTT 110 opacity-meter, the readings of which are provided as Hartridge units (% opacity) in a scale range of 0–100% with an accuracy of ± 0.1%. The temperature of the exhausts was measured with a K-type thermocouple and an indicator N20 that guaranteed the accuracy of ±0.2 °C within the temperature range of 0-650 °C.

The experimental tests started by registering load characteristics running an engine alternately on the undoped rapeseed oil (RO) and JP-8 fuel (JF) to identify the combustion characteristics, smoke and exhaust emissions at a maximum torque speed of 1400 rpm and rated speed of 2200 rpm. The engine operation-related data with the reference fuels were taken at first to identify the baseline parameters for full (100%) engine loads, IMEP = 0.844 and 0.738 MPa at these speeds. Then, the doped both rapeseed oil-sets RO-10, RO-30 and JF-10, JF-24 fuel-sets were prepared by adding 0.10, 0.30 and 0.10, 0.24 vol% of 2-EHN into fuel containers and the engine tests were repeated with all the doped fuel-sets under the same test conditions to accomplish the stated tasks. Mixing of RO with 2-EHN is vital to maintain the homogeneity of the doped fuel-sets because oil possess higher molecular weight, density, viscosity, and pour point that requires careful handling of the samples.

RESULTS AND DISCUSSION

Cold-pressed, decanted, and safely filtered RO was brought from the oil refinery Orlen Lietuva (Mažeikiai). Rapeseed oil is renewable, sustainable, economically feasible, environmentally friendly, low-sulphur, non-toxic, and safe for transportation. However, it possesses lower volatility and net heating value due to fuel-bond oxygen in the molecular compared to JP-8 fuel. Chemical-physical properties of the fuels of both origins were found at the oil refinery’s Quality Control Centre according to the ISO and ASTM test methods as listed in Table 1. It is evident, the density, viscosity, flash- and initial/final boiling points, the cetane number, iodine number, acid value, C/H atoms ratio, and other data are all the fuel-composition related properties.

The main drawbacks of RO are the high molecular weight, density, viscosity, initial/final boiling points that may clog the fuel filters, feeding lines and affect the injection quality leading to incomplete combustion at light loads and low speeds. Whereas the injectors coking and piston rings sticking may occur due to the higher density, viscosity, and lower volatility of RO even though the temperature in the cylinder is high enough at the high loads. Also, the air and still liquid oil-droplets mixing quality is vital for starting characteristics of an engine. Molecular formulas of RO and JP-8 fuel were used to calculate the fuel-oxygen mass content, C/H atoms ratio and stoichiometric air/fuel ratio.

Table 1. Basic properties of rapeseed oil and aviation turbine JP-8 fuel

Property parameters	Test methods of RO and JP-8	RO	JP-8 (JET A-1)
Chemical formula	-	C ₅₇ H ₁₀₅ O ₆	C _{10.17} H _{19.91}
Density at 15 °C, kg/m ³	EN ISO 12185:1999 / ASTM D 4052-09	0.916	797.2
Kinematic viscosity, mm ² /s	EN ISO 3104:2000 at 40 °C / ASTM D 445 at -20 °C	38.0	4.0
Flash point, open cup, °C	EN ISO 2719:2003 / ASTM D 56-05	220-280	40.0
Initial/final boiling points, °C	EN ISO 3405:2011 / -	340 / 375	145.4 / 258.7
Auto-ignition temperature, °C	-	320	238 [45]
Cold Filter Plugging Point, °C	EN ISO 116/AC:2002 / -	+15	-60.4
Cetane number	EN ISO 5165:1999	44-48	42.3
Iodine number, J ₂ /100 g	EN 14111:2003 / -	111	-
Acid value, mg KOH/g	EN ISO 14104:2003 / ASTM D 3242-11	2.0	0.001
Oxygen content, max%	-	10.8	-
Polycyclic aromatics, %	EN 12916 / ASTM D 1319-10	≥ 36vol%	17.5vol%

Sulphur content, mg/kg	EN ISO 20846:2004/ASTM D 5453-09	2	9.3
C/H atoms ratio	-	6.5	6.1
Net heating value, MJ/kg	EN ISO 8217:2007/ASTM D 4529-01	36.87	43.23
Stoichiometric air/fuel ratio	-	12.63	14.85
Latent heat of vaporisation (Enthalpy), kJ/kg	-	209 [9] at (T _{boil.})	343 [8] at 20 °C
Ash content, mass-%	-	0.01	0.007
Total contamination, mg/kg	EN ISO 12662:2014/-	25	0.2

Whereas JP-8 fuel, which satisfies the MILDTL-83133E specifications, is a kerosene-type, the civil fuel Jet A-1, which includes special additives: a static dissipater additive, corrosion inhibitor, lubricity improver, and fuel system icing suppressant. The aviation turbine JP-8T fuel is produced in a crude oil refining process and its price fuel is inherently lower than that of petroleum diesel because it does not require any enhancement of the cetane number. The boiling points of JP-8 fuel are between those of gasoline and diesel fuel. This fuel is lighter than diesel fuel and retains lower viscosity than RO that suggests real advantages in evaporation and the air-fuel mixing processes.

If the ignition conditions are improved, the rapid premixed combustion and the mixing-controlled diffusive-flame burning of the fuels will proceed smoother with a lower engine noise and less harmful pollutants. Thus, the ignition delay plays an essential role in a CI engine operation, depending on the in-cylinder temperature, fuel chemical-physical properties and engine load-speed conditions. The fuel CN value, iodine number, and latent heat of vaporization impact the ignition delay. It was noted that the 2-EHN doping level enhanced up to 0.12 vol% reduces the ignition delay, improves premixed combustion, engine efficiency, and the in-cylinder pressure, retains the CO production, but increases the level of NO_x-smoke trade-off and THC emissions [10]. Kumar et al. [11] used additives such as nitrates, peroxides nitrates, aldehydes, and tetra-azoles to enhance the cetane number of the fuel.

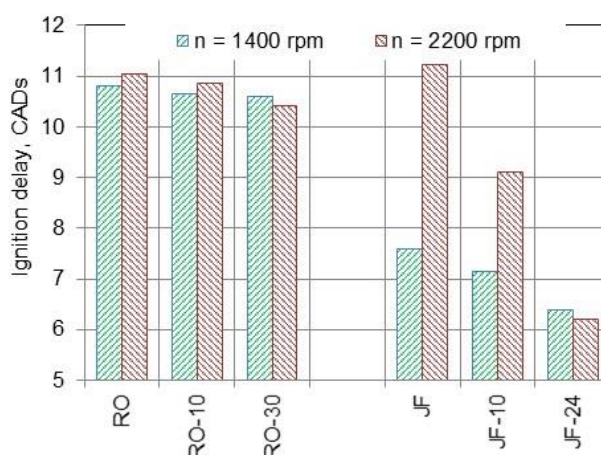


Fig. 1. Ignition delay (CADs) as a function of the doping level of rapeseed oil (RO) and JP-8 fuel (JF) for full engine loads, IMEP = 0.844 and 0.738 MPa, at speeds of 1400 and 2200 rpm

As can be seen in Fig.1, the ignition delay for the undoped RO and the doped oil-sets RO-10, RO-30 is 3.2° (42.1%) and 3.6° (50.7%), 4.2° (65.6%) longer than those values of 7.6° (JF) and 7.1° (JF-10), 6.4° (JF-24) CADs obtained with jet fuel sets at a speed of 1400 rpm. It was unpredicted and not completely understood why the ignition delay decreased by 1.9° only even though the highest doping level was applied in the fuel-set RO-30. Most likely that the reduction in the ignition delay is not as large as could be expected because of dissimilar chemical composition and the high-molecular-weight of RO, smaller spray cone angle, poor atomisation of oil droplets, and thus imperfect air-oil-vapours mixing quality. The high density, viscosity, and initial/final boiling points of RO minimised the expected effect of the 2-EHN on the ignition delay.

It was showed that the spray length of a JP-8 fuel is 16% shorter, but its cone angle is 15.9° wider than that of diesel fuel at the injection pressure of 30 MPa [12]. The wider spray cone angle contributes to a larger surface area of the fuel spray plume exposed to the hot-in-cylinder air charge. This promotes the evaporation process and improves the air-fuel-vapours mixing quality leading to a lower local equivalence ratio. This fact can be one of the reasons why the ignition delay of the undoped JF and the doped jet fuels is almost always

shorter than that of RO, and it diminishes rapidly with increasing doping level of the fuel. The ignition delay decreased with a different rate of intensity even though the doping level for both fuels was identical of 0.10 vol% and even higher in RO-30 case. The ignition delay was affected by the higher initial/final boiling points and lower heating value of rapeseed oil. Also, the high iodine value of RO indicates the high number of double bonds and thus unsaturation degree in oil components that does not contribute to a better quality of rapeseed oil.

The ignition delay of the doped fuels JF-10, JF-24 decreased by 6.6%, 15.8%, and 18.7%, 44.6% compared with 7.6 and 11.2 CADs needed for ignition of the undoped fuel JF at speeds of 1400 and 2200 rpm (Fig.1). Analysis of the results shows that the chosen doping level (0.24 vol%) of JF-24 fuel is even too high and the ignition delay time is already too short to prepare the air-fuel mixture of the highest quality during an extremely limited time left for evaporation and mixing, less than 0.0005 seconds at speed of 2200 rpm. On the contrary, the ignition delays of the doped RO-10 and RO-30 were only 0.7 (6.0%) and 1.2 (10.3%) shorter than that value of 11.6 CADs (about 0.0009 seconds) during which straight RO ignited at this speed. The estimated effect of the CN improver to RO was negligible therefore the ignition delay decreased by only 0.2 CADs (1.9%) even with the doped (0.30 vol%) RO-30 oil-set at a speed of 1400 rpm. Thus, if fuel properties are not truly ideal for a diesel engine, the cetane improver is no longer as active as can be expected and comes with only a little help in reducing the ignition delay even though the temperature inside the cylinder is very high under full-load conditions.

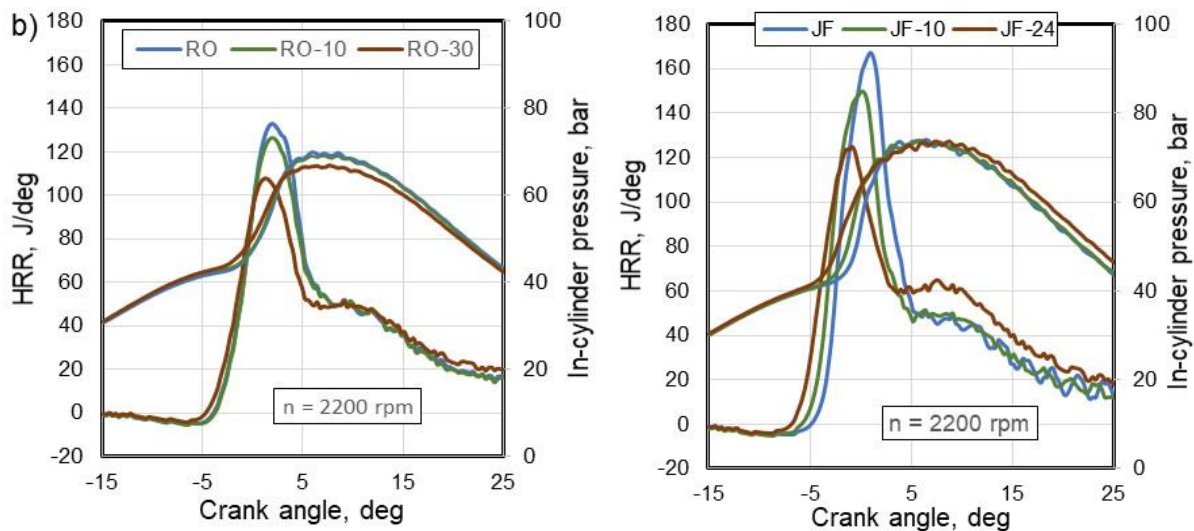


Fig.2. Changes of the in-cylinder pressure and heat release rate (HRR) versus crank angle from combustion of rapeseed oil (RO) and jet fuel (JF) as well as the doped oil-sets RO-10, RO-30, and jet fuel-sets JF-10, JF-24 recorded for a full (100%) load, IMEP = 0.738 MPa, at speed of 2200 rpm

Superimposed illustrations in Fig.2 present an average heat release rate (HRR) and the in-cylinder pressure traces during consecutive 100 engine cycles from combustion of the undoped and the doped rapeseed oil (RO) and jet fuel (JF) versus crank angle. Since the ignition delay converted to be shorter and the SOC took place earlier before TDC with increasing doping level of the fuels, the HRR_{max} in the premixed combustion phase decreased by 5.0% (RO-10), 19.0% (RO-30) and 10.8% (JF-10), 25.5% (JF-24) at a speed of 2200 rpm. Whereas the angle $AHRR_{max}$ shifted less (RO) or more (JF) towards constant-volume combustion (Fig.2). The decrease in HRR_{max} was reasonable but not proportional to the ignition delay's changing behaviour (Fig.1). Reduction in the HRR_{max} matches well with the differing chemical-physical properties of the fuels and the mass of the air-fuel mixture taking an active part in the rapid premixed combustion. The HRR_{max} and the resulting in-cylinder pressure depend on the fuel distribution in the combustion chamber volume and near the parietal zone (near-wall mixture formation process) on which the rapid premixed combustion relays, but not always on the duration of ignition delay and even on the fuel mass injected during mixing of the fuel and air prior to ignition process starts up [13].

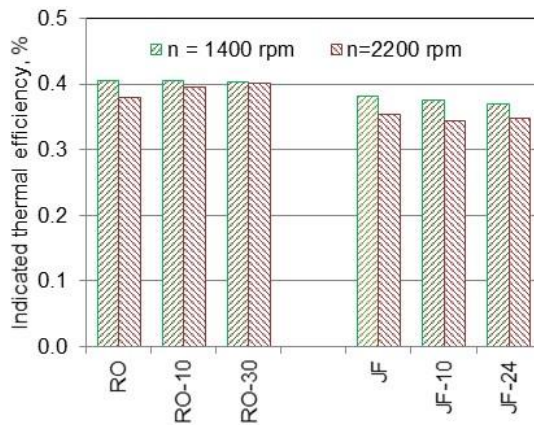


Fig. 3. Indicated Thermal Efficiency (ITE) as a function of the 2-EHN doping level of rapeseed oil (RO) and jet fuel (JF) for full (100%) engine loads, IMEP = 0.844 and 0.738 MPa, at speeds of 1400 and 2200 rpm

The combustion of the doped oil-sets RO-10 and RO-30 developed the ITE a bit 0.2% and 0.5% lower than that efficiency of 0.406 measured with the undoped RO at a speed of 1400 rpm. Though the engine thermal efficiency converted to be 4.2% and 6.1% higher with these oil-sets than that value of 0.379 the combustion of the undoped RO has produced at speed of 2200 rpm (Fig.3). The ITE of an engine increased with increasing doping level of a dense and viscous RO, most likely, due to the small (not too much) reduction of the ignition delay and, consequently, the SOC occurred a bit earlier at the end of the compression process (Fig.2). The earlier SOC suggest more time available to preheat, evaporate, and burn RO-30 completely during the limited combustion cycle. On the contrary, in the JF fuel case, even a lower doping level of 0.24 vol% was already too high and the SOC started too early before TDC with a resulting loss in engine power. That is the answer to the question of why the engine ITE decreased, and smoke opacity increased with the increment rate higher, the higher engine speed (Fig.4b). This occurred due to too short ignition delay time to premix and burn the fuel completely during a limited engine cycle. Because the doping level of the doped fuels JF-10 and JF-24 was slightly too high for given test conditions, the ITE was 1.8%, 3.4% and 2.5%, 1.1% lower than those values of 0.382 and 0.353 the combustion of the undoped jet fuel developed at speeds of 1400 and 2200 rpm. Unfavourable changes in the SOC advanced AHRR_{max} and reduced the HRR_{max} late in the compression stroke that, in turn, triggered too early growth of the in-cylinder pressure requiring more negative work to complete the cycle (Fig.2).

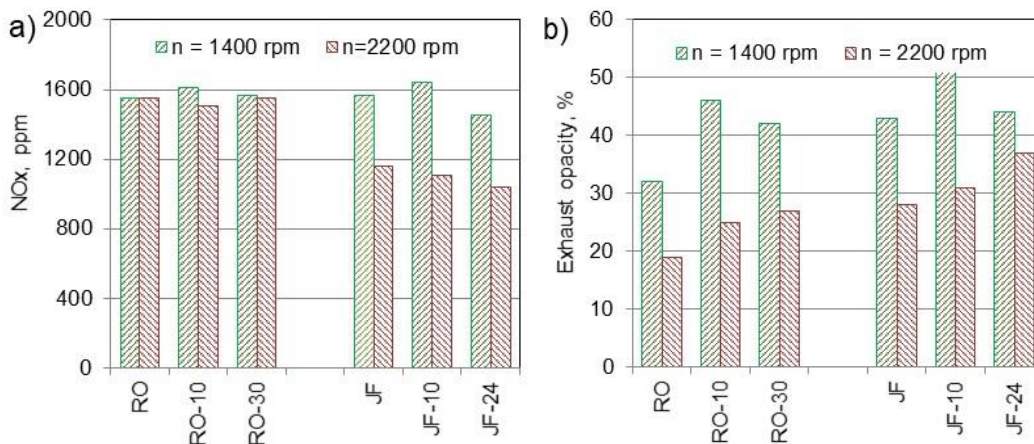


Fig. 4. The NO_x emissions (a) and smoke opacity (b) as a function of the 2-EHN doping level of rapeseed oil (RO) and jet fuel (JF) for full (100%) engine loads, IMEP = 0.844 and 0.738 MPa, at speeds of 1400 and 2200 rpm

The doped jet fuels suggested NO_x emissions like that RO-sets produced varying from 4.5% higher (JF-10) to 7.6% lower (JF-24) compared with 1570 ppm, which the combustion of the undoped JF fuel generates at a speed of 1400 rpm (Fig.4a). Overall leaner air-fuel mixtures of $\lambda = 1.26$ (RO) – 1.20 (JF) suggested emissions high enough for both fuels because peak NO_x occurs at slightly lean conditions, where the combustion temperature is high and there is an excess of oxygen to react with hydrogen [14]. NO_x emissions

from combustion of the doped, oxygen-free JF-24 fuel were lower and demonstrated the reduction tendencies, while these emissions almost did not change for most doped RO-30 at both engine speeds. The enhanced cetane number of jet fuel reduced the ignition delay and the air-fuel mass premixed for the combustion that suppressed the production of NO_x, especially at high speeds. The matter is that a little NO will form during the fuel-rich premixed burning phase; almost all the NO will form in the mixing-controlled diffusion-flame burning process [14]. Therefore, as the ignition delay decreases (Fig. 1), so do NO_x emissions due to the lower maximum pressure (temperature) inside the cylinder, on which the NO formation mainly depends.

The high doping levels of a denser and more viscous RO neither reduced the ignition delay nor effectively suppressed NO_x emissions at both engine speeds. Even though the maximum pressure and hence the in-cylinder temperature were somewhat higher at a speed of 2200 rpm (Fig. 2), the NO_x emissions did not increase due to the homogeneous air-jet-fuel mixture and the temperature evenly distributed in the cylinder. As shown in Fig.4a, the doped jet fuel sets are more effective in reducing NO_x emissions. The NO_x production decreased by 4.3 % (JF-10) and 10.3% (JF-24) compared with that value of 1160 ppm (JF) that produces less damage to nature. As the doping level of jet fuel increased to 0.24 vol%, much shorter ignition delay (Fig.1) and lower the in-cylinder pressure (Fig.2) contributed to the reduction of NO_x at both engine speeds. Therefore, the cetane enhancer 2-EHN is a more effective in reducing NO_x emissions from combustion of jet fuel rather than RO. However, the NO_x reduction does not occur for free, - an engine consumes more jet fuel in grams per unit of energy developed due to slightly lower ITE (Fig.3).

The combustion of oxygenated RO and all the doped RO-sets produced more transparent smoke-flow for full-load operation at both speeds (Fig.4b). This advantageous feature emerged even though the content of polycyclic aromatics and the ratio of the C/H atoms in oil composition are higher than in jet fuel-sets, The first reason is that the molecule of RO possesses fuel-bond oxygen, which is always on the spot ready to accelerate the oxidation reactions when availability of air-bone oxygen is limited in the mixing-controlled combustion phase. Also, the combustion of RO proceeded at a bit higher air-fuel ratio of $\lambda = 1.26$ than that of $\lambda = 1.20$, at which jet fuel burned at a speed of 1400 rpm. Finally, the combustion of jet fuel generated more soot (PM) due to more sulphur in JP-8 fuel composition (Table 1). As a result, the smoke increased by 43.8% (RO-10) and 20.9% (JF-10) reaching maximum values of 46% and 52% at a speed of 1400 rpm. The increment rate in smoke opacity decreased for both fuel types as the doping level increased to 0.30 (RO-30) and 0.24 vol% (JF-24) at this speed.

Though, this strategy did not work at a higher speed because even a bit shorter ignition delay (Fig.1) does not contribute to cleaner combustion during the short time available to complete each engine cycle [10]. The combustion of fuels RO-30 and JF-24 continued longer due to the poor air-fuel mixture quality. As a result of undermixing, the smoke increased by 42.1% and 32.1% against those values of 19% and 28%, which the burning of the undoped fuels suggested at a speed of 2200 rpm (Fig.4). The enhanced cetane rating shortened the ignition delay and reduced the heat release rate in the premixed combustion phase together with NO_x, but increased smoke, as an unavoidable penalty. Since the ignition delay was too short to improve the quality of air-fuel mixture, even the earlier SOC (Fig.2) does not manage to cope with a delicate task. Therefore, it is difficult to overcome the smoke-NO_x trade-off, which is the most useless and disappointing problem in diesel engines [2].

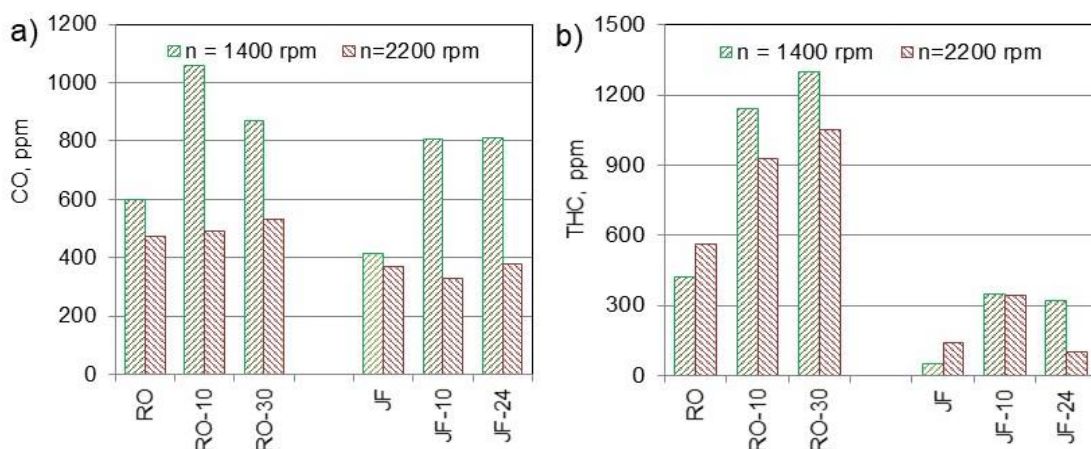


Fig. 5. The CO (a) and THC (b) emissions as a function of the 2-EHN doping level of rapeseed oil (RO) and jet fuel (JF) for full (100%) engine loads, IMEP = 0.844 and 0.738 MPa, at speeds of 1400 and 2200 rpm

Despite the combustion of oxygenated RO sets should demonstrate cleaner exhaust, but this did not occur. In general, CO and THC emission were always higher than the combustion of oxygen-free jet fuel sets produced for the same doping levels, loads, and speeds (Fig.5). This drawback can be caused by a deficiency or excess of the air-borne oxygen in some local combustion chamber zones and incomplete burning due to poor evaporation of oil droplets and undermixing or overmixing problems. Too much shortened ignition delay converted the combustion conditions to be even worse. Therefore, CO and THC emissions increased 1.8 (RO-10) and 3.1 times (RO-30) against 600 and 420 ppm, at which the combustion of straight RO ends up at a speed of 1400 rpm.

CO and THC emissions increased with increasing doping level to 0.30 vol% (RO-30) reaching the highest values of 530 ppm (11.6%) and 1050 ppm (1.9 times) compared with those emissions of 475 and 560 ppm emanating from combustion of the undoped RO at a speed of 2200 rpm. The higher emissions of unburned hydrocarbons can be a reason (among others) why even the high doping level did not improve energy conversion efficiency from combustion of the fuels (Fig.3). Interestingly, CO emissions from combustion of jet fuel were 10.8% lower, while THC emissions converted to be 2.4 times higher (JF-10) than those values of 370 and 140 ppm measured with the undoped JF fuel at a speed of 2200 rpm. Nevertheless, the combustion of a lighter jet fuel emitted comparably lower THC emission levels at both engine speeds.

CONCLUSIONS

1. The ignition delay almost did not change with the doped RO, neither at maximum torque speed of 1400 rpm nor at 2200 rpm, while it was 5.8% and even 44.6% shorter with the doped JF-24 fuel at these speeds. Since RO properties are not truly ideal for a diesel engine, the cetane enhancer is a little helpful in reducing the ignition delay even with the high doping level of 0.30 vol% applied.
2. The maximum heat release rate was 19.0% (RO-30), 25.5% (JF-24) relatively lower and the angle $AHRR_{max}$ took place closer to TDC due to the shorter ignition delay at a speed of 2200 rpm. However, when using fuel JF-24 the HRR_{max} was 15.9% higher than in RO-30 case showing its strong dependence on the fuel mass burned rapidly near TDC rather than on the ignition delay.
3. The ITE with the doped RO-30 was 0.5% lower than that of 0.406 (RO) at a speed of 1400 rpm but it converted to be 6.1% higher against that value of 0.379, which RO suggested at a speed of 2200 rpm. Whereas the ITE decreased by 3.4% and 1.1% with the doped (too much) JF-24 fuel against that efficiency of 0.382 and 0.353 achieved with the undoped JF fuel at both speeds.
4. Maximum NO_x and smoke were 3.9% and 43.8% (RO-10) or 4.5% and 20.9% (JF-10) higher than, 1555 ppm and 32% or 1570 ppm and 43%, the combustion of straight RO or JF fuel emits at 1400 rpm. NO_x emissions did not change, and smoke was 42.1% higher with RO-30, while NO_x converted to be 10.3% lower and smoke 32.1% higher with JF-24 fuel at a speed of 2200 rpm.
5. CO and THC emissions were 1.8 (RO-10) and 3.1 times (RO-30) or 2.0 (JF-24) and 7.0 times (JF-10) higher with the doped fuels than, 600 and 420 ppm or 415 and 50 ppm, the combustion of RO or JF fuel emitted at 1400 rpm. While both pollutants were 11.6% and 1.9 times higher (RO-30) or converted to be 10.8% lower and 2.4 times higher (JF-10) at a speed of 2200 rpm.

REFERENCES

1. Rakopoulos C.D., Antonopoulos K.A., Rakopoulos D.C., Hountalas D.T., Giakoumis E.G. Comparative performance and emissions study of a direct injection diesel engine using blends of diesel fuel with vegetable oils or bio-diesel of various origins. *Energy Conversion and Management*, 2006, Vol. 47, Issues 18-19, p. 3272-3287, doi: [10.1016/j.enconman.2006.01.006](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2006.01.006).
2. Rakopoulos D.C., Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G., Komninos N.P., Kosmadakis G.M., Papagiannakis R.G. Comparative evaluation of ethanol, n-butanol, and diethyl ether effects as biofuel supplements on combustion characteristics, cyclic variations, and emissions balance in light-duty diesel engine. *Journal of Energy Engineering*, 2017, Vol. 143, Issue 2, April 2017, p. 04016044-1-04016044-8.
3. Giakoumis E., Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Rakopoulos D.C. Exhaust emissions with ethanol or n-butanol diesel fuel blends during transient operation: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013, Vol. 17, Issue 1, January, p. 170-190, doi: [10.1016/j.rser.2012.09.017](https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.09.017).
4. European Parliament, Directive (EU) 2018/2001 of the European Parliament and of the Council of 11 December 2018 on the promotion of the use of energy from renewable sources, Off. J. Eur. Union (2018), <http://data.europa.eu/eli/dir/2018/2001/2018-12-21>.
5. Fridrihsone A., Romagnoli F., Cabulis U. Environmental life cycle assessment of rapeseed and rapeseed oil produced in Northern Europe: a Latvian case study. *Journal Sustainability (MDPI)*, 15 July 2020, Vol. 12, 5699, p. 1-21, doi: [10.3390/su12145699](https://doi.org/10.3390/su12145699).

6. Mizik T., Gyarmati G. Economic and sustainability of biodiesel production – a systematic literature review. *Journal Clean Technology (MDPI)*, 2021, Vol. 3, Issue 1, p. 19-36, doi: 10.3390/cleantechnol3010002.
7. Le M.D., Matrat M., Amara A. Ben, Foucher F., Moreau B., Yu Y., Glaude P.-A. Experimental and numerical investigation of the promoting effect of a cetane booster in a low-octane gasoline fuel in a rapid compression machine: A study of 2-ethylhexyl nitrate. *Combustion and Flame*, 2020, Vol. 222, p. 36-47, doi: 10.1016/j.combustflame.2020.08.024.
8. Campbell P.P., Grobman J.S., Holmes R.T., Lander Jr.H.R., Marsh A.R., Maggitti L., Mengenhauser J.V., Siddons J.K., Sutton W.A. *Aviation Fuel Properties (Handbook)*, 1988, Prepared by the Coordinating Research Council, Perimeter Centre Parkway, Atlanta, Georgia, 30346, CRC Report No. 530, p. 113+Appendix A.
9. Parrilla J., Cortés C. Modelling of droplet burning for rapeseed oil as a liquid fuel. Spain, the EU Association for the Development of Renewable Energies, Environment and Power Quality Journal, RE&PQJ, 2007, Vol. 1, No. 5, p. 79-86, doi: 10.24084/repqj05.221.
10. Labeckas G., Slavinskas S., Vilutiene V. Effect of the cetane number improving additive on combustion, performance, and emissions of a DI diesel engine operating on JP-8 fuel. *Journal of energy engineering (ASCE)*, USA, 2015, Vol. 141, Issue 2, p. 1-14, doi: [10.1061/\(ASCE\)EY.1943-7897.0000222](https://doi.org/10.1061/(ASCE)EY.1943-7897.0000222).
11. Kumar M.V., Babu A.V., Kumar P.R. The impacts on combustion, performance, and emissions of biodiesel by using additives in direct injection diesel engine. *Alexandria Engineering Journal*, Vol. 57, Issue 1, p. 509-516, doi: 10.1016/j.aej.2016.12.016.
12. Lee J., Bae C. Application of JP-8 in a heavy-duty diesel engine. *Fuel*, 2011, Vol. 90, Issue 5, p. 1762-1770, doi: [10.1016/j.fuel.2011.01.032](https://doi.org/10.1016/j.fuel.2011.01.032).
13. Labeckas G.S. The influence of the fuel injection characteristics on heat release and performance of a supercharged tractor-type diesel engine. Thesis for the degree of candidate of technical sciences: 05.04.02 - Heat engines, Moscow State University of Mechanical Engineering (ВЗПИИ), Moscow, Russia, 1984, 23 p (In Russian).
14. Heywood JB. *Internal combustion engine fundamentals*. Second Edition, Copyright © 2018, 1988 by McGraw-Hill Education (International edition), p. 1028.

Gvidonas LABECKAS, Doctor of Technical Sciences, Professor of Mechanical, Energy and Biotechnology Engineering department, Vytautas Magnus University, e-mail: gvidonas.labeckas@vdu.lt;

Stasys SLAVINSKAS, Doctor of Technical Sciences, Professor of Mechanical, Energy and Biotechnology Engineering department, Vytautas Magnus University, e-mail: stasys.slavinskas@vdu.lt;

Tomas MACKEVICIUS, Doctor of Technical Sciences, lecturer of Mechanical, Energy and Biotechnology Engineering department, Vytautas Magnus University, e-mail: tomas.mickevicius1@vdu.lt.

DOI 10.36910/automash.v1i18.756

УДК 621.317
UDC 621.317

K. Ragulskis¹, A. Pauliukas², A. Bubulis³, P. Paškevičius⁴, R. Maskeliūnas⁵, L. Ragulskis⁶

¹Kaunas University of Technology, K. Donelaičio Str. 73, LT-44249, Kaunas, Lithuania

²Vytautas Magnus University, Studentų Str. 11, LT-53361, Akademija, Kaunas District, Lithuania

³Kaunas University of Technology, Mechatronics Institute, Studentų Str. 56, LT-51424, Kaunas, Lithuania

⁴Company "Vaivora", Palemono Str. 2a, LT-52191, Kaunas, Lithuania

⁵Vilnius Gediminas Technical University, Saulėtekio Ave. 11, LT-10223, Vilnius, Lithuania

⁶Vytautas Magnus University, Vileikos Str. 8, LT-44404, Kaunas, Lithuania

INVESTIGATION OF DYNAMICS OF A SYSTEM WITH TWO SIDED IMPACTS

В елементах манипуляторів та роботів мають місце різні види ударних взаємодій. У тому числі часто спостерігаються двосторонні удари. Для їхнього дослідження пропонується спеціальна чисельна процедура. Подано чисельні результати для типових параметрів досліджуваної системи з одним ступенем свободи. Представлені та взаємно порівняні результати без застосування цієї процедури та з нею.

Були отримані результати різних значень коефіцієнта в'язкого демпфування і коефіцієнта відновлення. Вони представлені трьох типових наборів цих параметрів. Перший набір типових значень параметрів описує рух досліджуваної системи із двосторонніми ударами, що відповідають нагоді консервативних ударів. Другий набір типових значень параметрів описує рух досліджуваної системи з двосторонніми ударами, що відповідають випадку консервативних міжударних рухів. Третій набір типових значень параметрів описує рух досліджуваної системи з двосторонніми ударами, що відповідають випадку повністю дисипативної динаміки.

Подано тимчасову діаграму зсуву, тимчасову діаграму швидкості та динаміку системи при двосторонніх ударах у фазовій площині. Отримані графічні уявлення показують переваги вдосконаленого розрахунку ударних взаємодій.

Результати застосовуються при проектуванні елементів манипуляторів та роботів з двосторонніми ударами.

Ключові слова: нелінійність ударного типу, гармонічне порушення, двосторонні удари, нелінійні перехідні процеси, графічні зображення.

INTRODUCTION

In the elements of manipulators and robots, various types of impact interactions take place.

Among the most typical impact interactions two sided impacts are often observed. For their investigation a special numerical procedure is proposed.

Numerical results for typical parameters of the investigated system having one degree of freedom are presented. Results without application of this procedure and with it are presented and mutually compared.

Dynamics of essentially nonlinear system is investigated in [1]. Impact motions are analyzed in [2]. Theoretical basis of vibrating systems with impacts is described in [3]. Vibrations and impacts in transmissions are presented in [4]. Systems with impacts are investigated in [5]. Applications in the field of manipulators and robots are presented in [6]. Industrial robots are investigated in [7]. New types of mechanisms are presented in [8]. Essentially nonlinear problems of dynamics are analyzed in [9]. Robot with impact interactions is described in [10].

First the model of the system having one degree of freedom with two sided impacts is described. Then the procedure for calculation of impact interactions is presented. Graphical results for typical parameters of the system without application of this procedure and with application of it are compared.

MODEL OF THE SYSTEM WITH TWO SIDED IMPACTS

The investigated system having one degree of freedom with two sided impacts is described by the differential equation:

$$\ddot{x} + 2h\dot{x} + x = f \sin \omega t, \quad (1)$$

where x is the displacement of the system, h is the coefficient of viscous damping, f is the amplitude of harmonic excitation, ω is the frequency of harmonic excitation, t is the time, and the upper dot denotes differentiation with respect to it.

If the following conditions are satisfied:

$$x \leq a, \quad (2)$$

where a denotes the lower limiting value at which impacts take place, and

$$\dot{x} < 0, \quad (3)$$

then it is assumed that:

$$x = a \quad (4)$$

and

$$\dot{x}^+ = -R\dot{x}^-, \quad (5)$$

where R denotes the coefficient of restitution, the superscript minus denotes the value of velocity before the impact and the superscript plus denotes the value of velocity after the impact.

If the following conditions are satisfied:

$$x \geq b, \quad (6)$$

where b denotes the upper limiting value at which impacts take place, and

$$\dot{x} > 0, \quad (7)$$

then it is assumed that:

$$x = b \quad (8)$$

and

$$\dot{x}^+ = -R\dot{x}^-. \quad (9)$$

IMPROVED DETERMINATION OF IMPACT INTERACTIONS IN THE SYSTEM WITH TWO SIDED IMPACTS

The following notation is introduced: T is the time step, the subscript 0 denotes the value at the initial moment of a time step and the subscript T denotes the value at the final moment of a time step.

If the following condition is satisfied:

$$x_T < a, \quad (10)$$

then the reduced time step is calculated in the following way:

$$T_r = T \frac{a - x_0}{x_T - x_0}, \quad (11)$$

and it is assumed that:

$$x_{T_r} = a, \quad (12)$$

$$\dot{x}_{T_r} = \dot{x}_0 + (\dot{x}_T - \dot{x}_0) \frac{T_r}{T}, \quad (13)$$

$$\ddot{x}_{T_r} = \ddot{x}_0 + (\ddot{x}_T - \ddot{x}_0) \frac{T_r}{T}. \quad (14)$$

If the following condition is satisfied:

$$x_T > b, \quad (15)$$

then the reduced time step is calculated in the following way:

$$T_r = T \frac{b - x_0}{x_T - x_0}, \quad (16)$$

and it is assumed that:

$$x_{T_r} = b, \quad (17)$$

$$\dot{x}_{T_r} = \dot{x}_0 + (\dot{x}_T - \dot{x}_0) \frac{T_r}{T}, \quad (18)$$

$$\ddot{x}_T = \ddot{x}_0 + (\ddot{x}_T - \ddot{x}_0) \frac{T_r}{T}. \tag{19}$$

INVESTIGATION OF BEHAVIOUR OF THE SYSTEM WITH TWO SIDED IMPACTS

Typical parameters of the investigated system with two sided impacts were assumed:

$$\omega = 1, f = 1, a = -0.8, b = 0.8. \tag{20}$$

Calculations from zero initial conditions are performed:

$$x(0) = 0, \dot{x}(0) = 0. \tag{21}$$

Results for the following time step are presented:

$$T = \frac{\frac{2\pi}{\omega}}{100}. \tag{22}$$

Results for various values of coefficient of viscous damping and of coefficient of restitution were obtained. Further they are presented for three typical sets of those parameters.

INVESTIGATION OF THE SYSTEM WITH TWO SIDED IMPACTS FOR THE TYPICAL VALUES OF PARAMETERS $h = 0.5, R = 1$

Those typical values of parameters describe the motion of the investigated system with two sided impacts corresponding to the case of conservative impacts.

Results of graphical investigations of dynamics of the system with two sided impacts without improved calculation of impact interactions are shown in Fig. 1.

In Fig. 1, time history of displacement, time history of velocity and dynamics of the system with two sided impacts in the phase plane are shown.

Results of graphical investigations of dynamics of the system with two sided impacts with improved calculation of impact interactions are shown in Fig. 2.

In Fig. 2, time history of displacement, time history of velocity and dynamics of the system with two sided impacts in the phase plane are shown.

It can be observed that the improved calculation of impact interactions has advantages, which are clearly seen in the comparison of representations a) and c) from both previous figures.

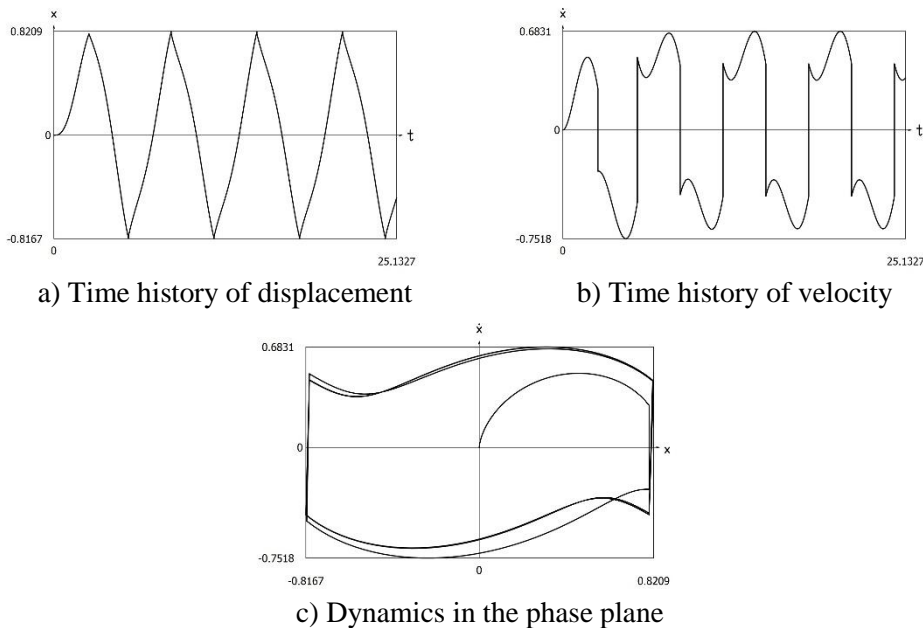


Figure 1. Dynamics of the system with two sided impacts without application of the improved calculation of impact interactions

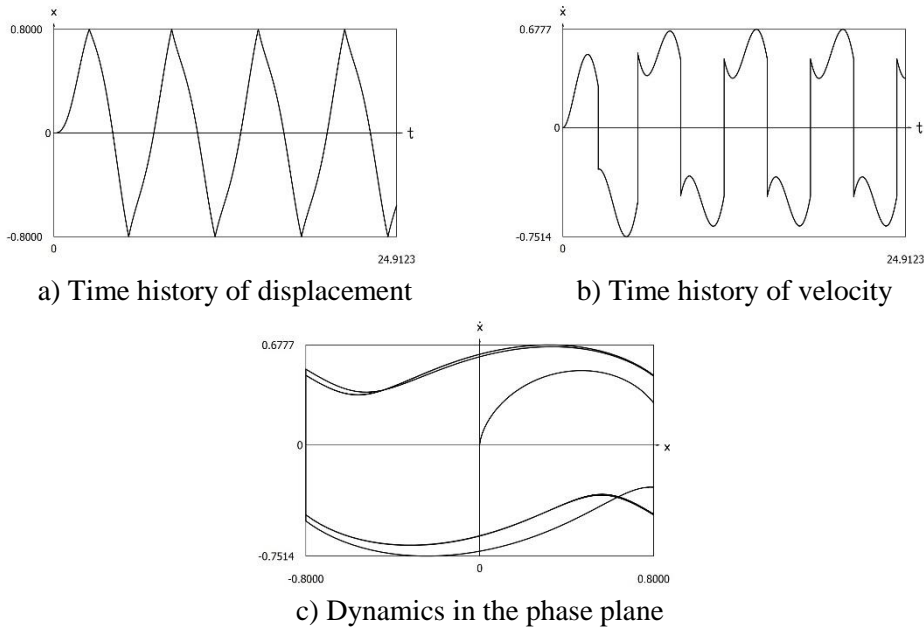


Figure 2. Dynamics of the system with two sided impacts with application of the improved calculation of impact interactions

INVESTIGATION OF THE SYSTEM WITH TWO SIDED IMPACTS FOR THE TYPICAL VALUES OF PARAMETERS $h=0, R=0.5$

Those typical values of parameters describe the motion of the investigated system with two sided impacts corresponding to the case of conservative inter impact motions.

Results of graphical investigations of dynamics of the system with two sided impacts without improved calculation of impact interactions are shown in Fig. 3.

In Fig. 3, time history of displacement, time history of velocity and dynamics of the system with two sided impacts in the phase plane are shown.

Results of graphical investigations of dynamics of the system with two sided impacts with improved calculation of impact interactions are shown in Fig. 4.

In Fig. 4, time history of displacement, time history of velocity and dynamics of the system with two sided impacts in the phase plane are shown.

It can be observed that the improved calculation of impact interactions has advantages, which are clearly seen in the comparison of representations a) and c) from both previous figures.

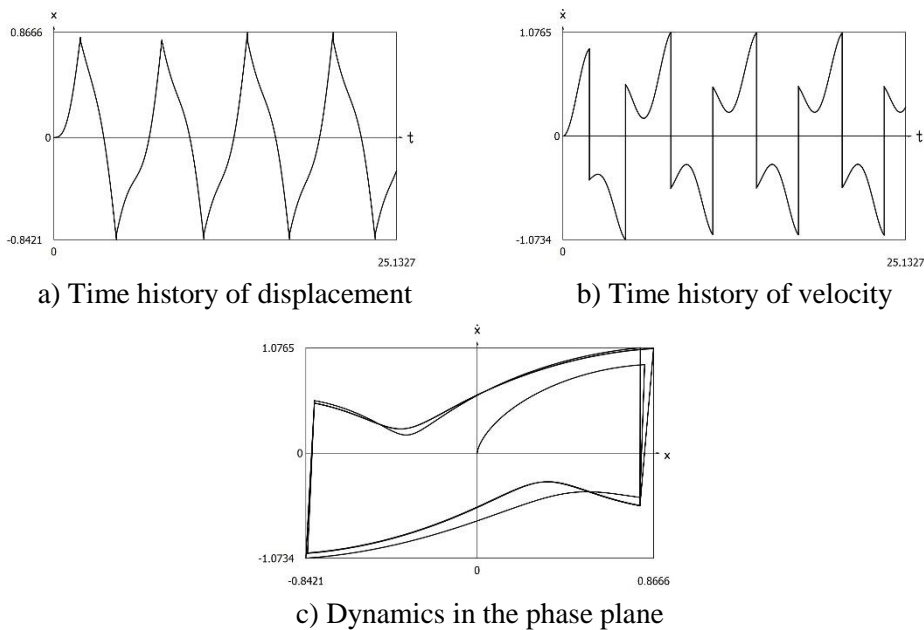


Figure 3. Dynamics of the system with two sided impacts without application of the improved calculation of impact interactions

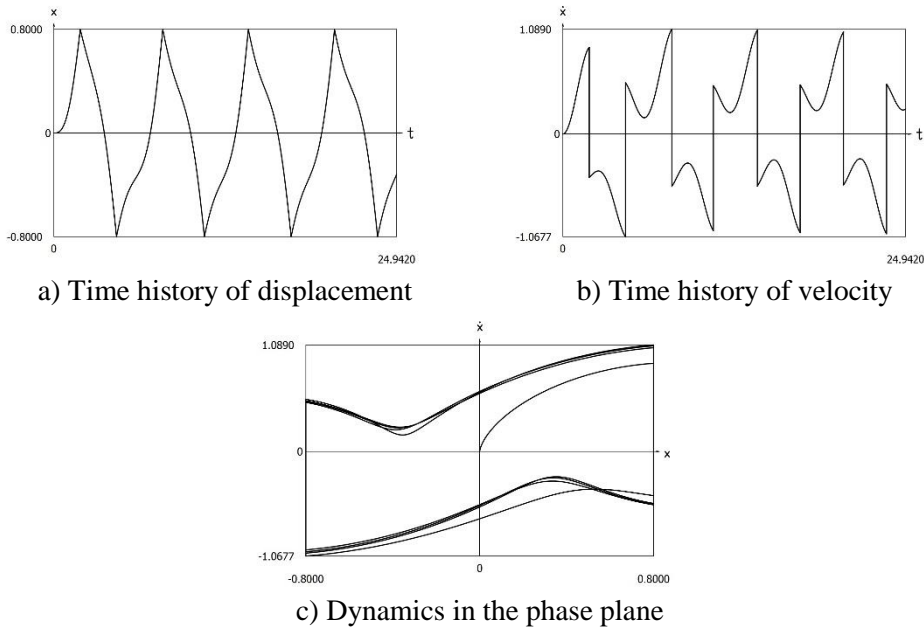


Figure 4. Dynamics of the system with two sided impacts with application of the improved calculation of impact interactions

INVESTIGATION OF THE SYSTEM WITH TWO SIDED IMPACTS FOR THE TYPICAL VALUES OF PARAMETERS $h = 0.5, R = 0.5$

Those typical values of parameters describe the motion of the investigated system with two sided impacts corresponding to the case of fully dissipative dynamics.

Results of graphical investigations of dynamics of the system with two sided impacts without improved calculation of impact interactions are shown in Fig. 5.

In Fig. 5, time history of displacement, time history of velocity and dynamics of the system with two sided impacts in the phase plane are shown.

Results of graphical investigations of dynamics of the system with two sided impacts with improved calculation of impact interactions are shown in Fig. 6.

In Fig. 6, time history of displacement, time history of velocity and dynamics of the system with two sided impacts in the phase plane are shown.

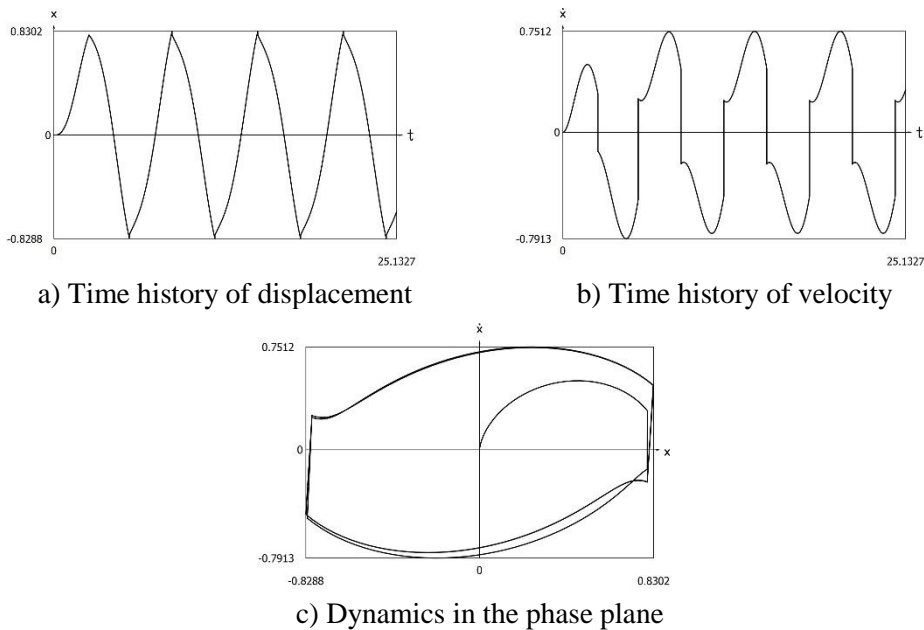


Figure 5. Dynamics of the system with two sided impacts without application of the improved calculation of impact interactions

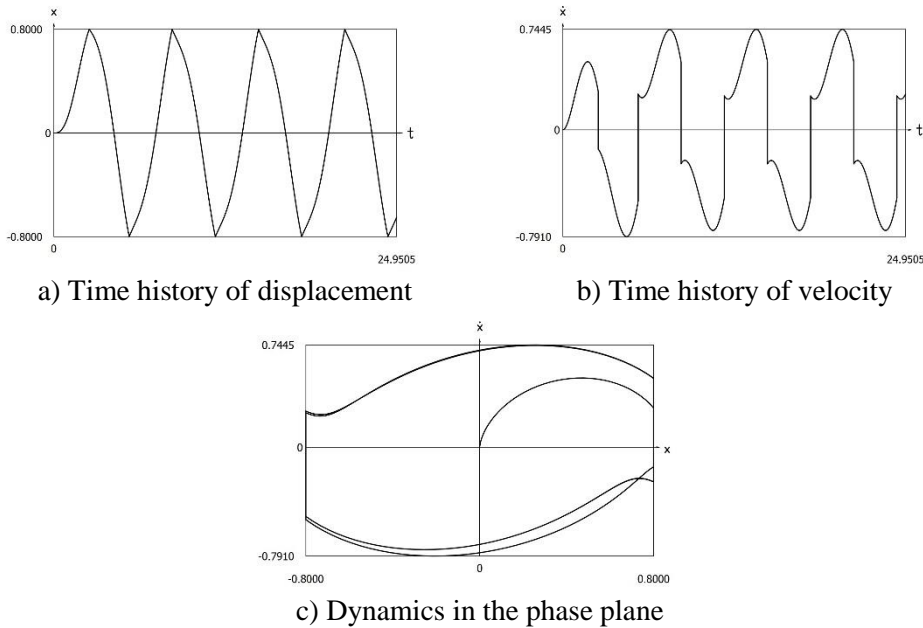


Figure 6. Dynamics of the system with two sided impacts with application of the improved calculation of impact interactions

It can be observed that the improved calculation of impact interactions has advantages, which are clearly seen in the comparison of representations a) and c) from both previous figures.

The obtained graphical representations show the advantages of the improved calculation of impact interactions.

CONCLUSIONS

In the elements of manipulators and robots, various types of impact interactions take place, among the most typical impact interactions two sided impacts are often observed.

First the model of the system having one degree of freedom with two sided impacts is described. Then the procedure for calculation of impact interactions is presented. Graphical results for typical parameters of the system without application of this procedure and with application of it are compared.

Results for various values of coefficient of viscous damping and of coefficient of restitution were obtained. They are presented for three typical sets of those parameters. The first set of typical values of parameters describe the motion of the investigated system with two sided impacts corresponding to the case of conservative impacts. The second set of typical values of parameters describe the motion of the investigated system with two sided impacts corresponding to the case of conservative inter impact motions. The third set of typical values of parameters describe the motion of the investigated system with two sided impacts corresponding to the case of fully dissipative dynamics.

Time history of displacement, time history of velocity and dynamics of the system with two sided impacts in the phase plane are represented. The obtained graphical representations show the advantages of the improved calculation of impact interactions.

The results are applied in the design of elements of manipulators and robots with two sided impacts.

REFERENCES

1. Ragulskis K., Bubulis A., Pauliukas A., Paškevičius P., Maskeliūnas R., & Ragulskis L. (2020). Unsymmetric dry friction for models of surface cleaning. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*, 1(14), 26-34, DOI: 10.36910/automash.v1i14.343.
2. Ragulskis K., Spruogis B., Matuliauskas A., Mištinas V., & Ragulskis L. (2021). Investigation of impact motions in elements of manipulators and robots. *Mathematical Models in Engineering*, 7(3), 54-62, DOI: <https://doi.org/10.21595/mme.2021.22240>.
3. Ragulskienė V. (1974). *Виброударные системы (Теория и применение)*. 320, – Vilnius: Mintis.
4. Kurila R., & Ragulskienė V. (1986). *Двумерные вибрационные приводы*. 137, – Vilnius: Mokslas.
5. Ragulskis K., Vitkus J., & Ragulskienė V. (1965). *Самосинхронизация механических систем (1. Самосинхронные и виброударные системы)*. 186, – Vilnius: Mintis.
6. Ragulskis K., Bansevicius R., Barauskas R., & Kulvietis G. (1987). *Vibromotors for Precision Microrobots*. 326, – New York: Hemisphere.

7. Bansevicius R., Ivanov A., Kamyshnyj N., Kostin A., Lobikov L., Michieiev V., Nikolskaja T., Ragulskis K., & Shangin V. (1985). Промышленные роботы для миниатюрных изделий. 264, – Moscow: Mashinostroyeņye.
8. Glazunov V. (2018). Новые механизмы в современной робототехнике. 316, – Moscow: Tehnosphere.
9. Sumbatov A. S., & Yunin Ye. K. (2013). Избранные задачи механики систем с сухим трением. 200, – Moscow: Phymathlit.
10. Ragulskis K., Spruogis B., Paškevičius P., Matuliauskas A., Mištinas V., Pauliukas A., & Ragulskis L. (2021). Investigation of dynamics of a pipe robot experiencing impact interactions. *Advances in Robotics & Automation Technology*, 1(2), 1-8, DOI: 10.39127/2021/ARAT:1000103.

K. Ragulskis, A. Pauliukas, A. Bubulis, P. Paškevičius, R. Maskeliūnas, L. Ragulskis. *Investigation of dynamics of a system with two sided impacts.*

In the elements of manipulators and robots, various types of impact interactions take place. Among them two sided impacts are often observed. For their investigation a special numerical procedure is proposed. Numerical results for typical parameters of the investigated system having one degree of freedom are presented. Results without application of this procedure and with it are presented and mutually compared.

Results for various values of coefficient of viscous damping and of coefficient of restitution were obtained. They are presented for three typical sets of those parameters. The first set of typical values of parameters describe the motion of the investigated system with two sided impacts corresponding to the case of conservative impacts. The second set of typical values of parameters describe the motion of the investigated system with two sided impacts corresponding to the case of conservative inter impact motions. The third set of typical values of parameters describe the motion of the investigated system with two sided impacts corresponding to the case of fully dissipative dynamics.

Time history of displacement, time history of velocity and dynamics of the system with two sided impacts in the phase plane are represented. The obtained graphical representations show the advantages of the improved calculation of impact interactions.

The results are applied in the design of elements of manipulators and robots with two sided impacts.

Keywords: nonlinearity of impact type, harmonic excitation, two sided impacts, nonlinear transient processes, graphical representations.

Kazim'eras RAGULSKIS, член академій наук СРСР (згодом Російської академії наук) та Литви, професор, габілітований доктор, Каунаський технологічний університет, Каунас, Литва, e-mail: kazimieras3@hotmail.com.

Arvydas PAULIUKAS, доктор, Університет Вітовта Магнуса, Академія, Каунаський район, Литва, e-mail: arvydas.pauliukas@vdu.lt.

Algimantas BUBULIS, професор, габілітований доктор, Каунаський технологічний університет, Інститут мехатроніки, Каунас, Литва, e-mail: algimantas.bubulis@ktu.lt.

Petras PAŠKEVIČIUS, доктор, компанія «Вайвора», Каунас, Литва, e-mail: info@vaivorairko.lt.

Rimas MASKELIŪNAS, професор, габілітований доктор, Вільнюський технічний університет імені Гедімінаса, Вільнюс, Литва, e-mail: rimas.maskeliunas@vgtu.lt.

Liutauras RAGULSKIS, доктор, Університет Вітовта Магнуса, Каунас, Литва, e-mail: l.ragulskis@if.vdu.lt.

Kazimieras RAGULSKIS, Member of Academies of Sciences of the USSR (later of the Russian Academy of Sciences) and Lithuania, Professor, Habilitated Doctor, Kaunas University of Technology, Kaunas, Lithuania, e-mail: kazimieras3@hotmail.com.

Arvydas PAULIUKAS, Doctor, Vytautas Magnus University, Akademija, Kaunas District, Lithuania, e-mail: arvydas.pauliukas@vdu.lt.

Algimantas BUBULIS, Professor, Habilitated Doctor, Kaunas University of Technology, Mechatronics Institute, Kaunas, Lithuania, e-mail: algimantas.bubulis@ktu.lt.

Petras PAŠKEVIČIUS, Doctor, Company “Vaivora”, Kaunas, Lithuania, e-mail: info@vaivorairko.lt.

Rimas MASKELIŪNAS, Professor, Habilitated Doctor, Vilnius Gediminas Technical University, Vilnius, Lithuania, e-mail: rimas.maskeliunas@vgtu.lt.

Liutauras RAGULSKIS, Doctor, Vytautas Magnus University, Kaunas, Lithuania, e-mail: l.ragulskis@if.vdu.lt.

DOI 10.36910/automash.v1i18.757

Волков В.П.¹, Грицук І.В.², Онищук В.П.³, Таран І.О.⁴, Волкова Т.В.¹
¹ Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
² Херсонська державна морська академія,
³ Луцький національний технічний університет
⁴ Національний технічний університет «Дніпровська політехніка»

ОЦІНКА СТАБІЛЬНОСТІ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЛЬМОВОГО УПРАВЛІННЯ АВТОМОБІЛІВ

Метою дослідження є оцінка показників стабільності гальмівного управління ТЗ. Стаття присвячена дослідженню впливу елементів гальмівного керування легкових автомобілів на стабільність їх гальмівних властивостей. Виконано аналіз впливу нерівномірності гальмівних сил на колесах однієї осі автомобілів на відхилення розподілу гальмівних сил між осями свого розрахункового значення. При оцінці похибки регулювання розподілу гальмівних сил між осями автомобілів враховувалися три компоненти: теоретична похибка, обумовлена недосконалістю обраного способу регулювання (відмінність дійсної розрахункової характеристики регулювання від ідеальної), похибка, створювана за рахунок нестабільності співвідношення гальмівних сил на передніх обумовлена нерівномірністю гальмівних сил на колесах окремих осей. Нестабільність гальмівних моментів на передніх та задніх колесах, обумовлена зміною коефіцієнтів тертя фрикційних пар, призводить не тільки до зміни розподілу гальмівних сил між осями та окремими колесами, але й зниження ефективності гальмування автомобілів в умовах експлуатації.

Запропоновано метод, який дозволяє проводити оцінку якості регулювання розподілу гальмівних сил між осями автомобіля з урахуванням нестабільності гальмівних сил на колесах.

Ключові слова: автомобіль, транспортні засоби, характеристика, стабільність, гальмівне керування, гальмівні властивості, гальмівний механізм, коефіцієнт тертя, розподіл гальмівних сил.

ВСТУП

Стабільність гальмівних властивостей протягом усього періоду експлуатації забезпечує необхідний технічний рівень конкурентоспроможності транспортних засобів (ТЗ, автомобілів). Відповідність цих властивостей вимогам, що висуваються, можна забезпечити при прогнозуванні на стадії проектування розвитку вимог до гальмівних властивостей як нових ТЗ, так і ТЗ, що знаходяться в експлуатації.

Параметри, що визначають стабільність показників ефективності гальмування. ТЗ повинні забезпечувати необхідні показники гальмівних властивостей не тільки на початку, але й протягом усього періоду експлуатації, при будь-якому поєднанні зовнішніх впливів та внутрішніх обурень у гальмівному управлінні.

Внутрішні зміни (обурення) у гальмівному управлінні можуть бути оборотними і необоротними, а також – усунутими в результаті технічного обслуговування або ремонту. До оборотних змін, що впливають на ефективність гальмування ТЗ, відноситься зміна коефіцієнта тертя гальмівних пар [1, 2, 3, 4]. Це пов'язано з нагріванням фрикційних пар в результаті інтенсивних, частих або тривалих гальмування, а також – попадання вологи і бруду. Оцінку здатності гальмівного управління адаптуватися до зазначених змін проводять при гальмівних випробуваннях [4]. Оцінку ефективності гальмування при нагрітих гальмах здійснюють у процесі випробувань тип I та II. Крім того, передбачено спеціальний етап випробувань – визначення термонавантаженості і ефективності охолодження гальмівних механізмів ТЗ. У стандарті [4] передбачено також етап випробувань, що полягає у визначенні залишкової ефективності та відновлюваності «мокрих» гальмівних механізмів ТЗ. До необоротних змін, що впливають на ефективність гальмування, відносяться зміна властивостей робочого тіла (рідини або повітря), що використовуються в гальмівному приводі. Ці зміни впливають збільшення часу спрацьовування гальмівного приводу, зниження приводного тиску і гальмівних моментів на колесах. Зменшення передавальної функції гальмівного приводу може бути викликане утворенням пробок, відкладень або вм'ятин на внутрішніх поверхнях трубопроводів. Для пневматичного гальмівного приводу становить небезпеку утворення конденсату.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Критеріями оцінки ефективності гальмування відповідно до стандарту [4] є гальмівний шлях S_T і середнє уповільнення $j_{уст}$. Гальмівний шлях, дозволяє судити про гальмівну систему ТЗ в цілому, і уповільнення, що характеризує гальмівні механізми - найбільш нестабільні елементи гальмівної системи.

Гальмівний шлях ТЗ залежить як від початкової швидкості гальмування та дорожніх умов, так і від тривалості динамічної стадії процесу гальмування. Уповільнення не залежить від початкової швидкості гальмування і характеризує здатність ТЗ створювати максимальну гальмівну силу.

В даний час на ТЗ категорії М₁ (сегмент С, D, E, F) встановлюються дискові гальмівні механізми (ДТМ), що мають кращу стабільність показників ефективності гальмування [1, 2, 3, 4]. На легкові ТС (сегменти А, В) можуть, як варіант, встановлюватися ДТМ – на передні колеса, барабанні гальмівні механізми (БТМ) на задні колеса.

Гальмівні механізми є найбільш нестабільним елементом гальмівного управління, що забезпечує поглинання та розсіювання енергії ТЗ при гальмуванні. Нестабільність гальмівних моментів на колесах не істотно впливає на зниження загальної гальмівної сили (ефективності гальмування) за наявності підсилювачів у приводі, але значно впливає на стійкість ТЗ при гальмуванні, оскільки викликає значну зміну коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями та появу їх бортової нерівномірності. [5, 6, 7].

Стабільність величин моментів, створюваних гальмівними механізмами впливає як на величину гальмівного шляху, а на стійкість ТЗ. Нерівномірність гальмівних моментів на колесах різних бортів призводить до появи додаткового моменту ТЗ, що розгортає, в площині дороги [1, 2]. Для оцінки стабільності вихідних показників гальмівних механізмів [2, 3, 4] використовується так звана гальмівна характеристика, що виражає залежність внутрішнього передавального числа гальмівного механізму від коефіцієнта тертя μ . Критеріями чутливості гальмівних механізмів до зміни коефіцієнта тертя є такі показники як коефіцієнт чутливості, відносна чутливість, коефіцієнт стабільності гальмівного моменту, коефіцієнт зміни гальмівного моменту, наведена ефективність гальмівного механізму та деякі інші.

Виконання найбільш жорстких вимог міжнародних та національних стандартів щодо ефективності гальмування ТЗ та нерозривно пов'язане з необхідністю підвищення енергоємності гальмівних механізмів. Під енергоємністю гальмівних механізмів розуміється здатність останніх розсіювати найбільше енергії загальмовуваного ТЗ без зменшення показників ефективності гальмування до мінімально допустимого рівня. Надмірний нагрівання гальмівних механізмів призводить до зменшення коефіцієнта тертя фрикційних поверхонь і підвищеного зносу фрикційних накладок.

Найбільш раціональним типом гальмівного механізму є такий, в якому узгоджено розподіл тертя тепла, що генерується по поверхні, з напрямками теплових потоків, що відводяться від нагрітих поверхонь. Якщо на етапі проектування невідомі теплові потоки, то необхідно прагнути до рівномірної генерації тепла по поверхнях тертя [1].

У роботах [5, 6, 7] розглянуто вплив нестабільності гальмівних механізмів на зміну розподілу гальмівних сил між осями та курсову стійкість ТЗ при гальмуванні. Проведений статистичний аналіз [5] зміни коефіцієнтів тертя ДТМ на прикладі ТЗ сегмента С (повною масою 915-945 кг) та зміна гальмівного моменту задніх БТМ ТЗ дозволив визначити характеристики розподілу зазначених випадкових величин. Припускаючи, що передні гальмівні колодки ТС, що розглядаються, мають один і той же матеріал фрикційних накладок, виконана статистична оцінка зміни розподілу гальмівних сил між його осями.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою дослідження є оцінка показників стабільності гальмівного керування ТЗ.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Припускаємо, що у передній і задній осях ТЗ відсутня нерівномірність гальмівних моментів, тобто. коефіцієнти тертя та гальмівні моменти на лівих та правих колесах відповідних осей рівні між собою. Тоді зміна розподілу гальмівних сил між осями визначається залежністю 1 [5, 6, 7].

$$\Delta\beta'_{o1} = \left(\frac{\Delta P_{T2}}{P_{T2}} - \frac{\Delta P_{T1}}{P_{T1}} \right) \beta_{o0} \ln \beta_{o0} \quad (1)$$

де $\Delta\beta'_{o1}$ - відхилення дійсного коефіцієнта розподілу гальмівної сили на передню вісь, зумовлене нестабільністю співвідношення P_{T2} / P_{T1} ;

P_{T2} ; P_{T1} - гальмівні сили на колесах передньої та задньої осей відповідно;

$\Delta \left(\frac{P_{T2}}{P_{T1}} \right)$ - відхилення співвідношення P_{T2} / P_{T1} від розрахункового значення.

Передні дискові гальмівні механізми є гальмами прямого впливу, тобто. створений ними момент пропорційний коефіцієнту тертя між накладками і диском. Тому відносна зміна гальмівної сили на передній осі $\delta P_{T1} = \frac{\Delta P_{T1}}{P_{T1}}$ дорівнює відносній зміні коефіцієнта тертя $\delta\mu$. Раніше, у роботі [5] визначено статистичні характеристики абсолютної зміни коефіцієнта тертя між фрикційними накладками і гальмівним диском, що виникає при нагріванні гальма. Найбільш ймовірні значення абсолютної зміни коефіцієнта тертя

$$\Delta\mu = m_{\Delta\mu} \pm \sigma_{\Delta\mu} = -0,17 \pm 0,08, \quad (2)$$

Статистичні характеристики максимального значення коефіцієнта тертя (для поверхонь, що пройшли термічний приробіток) також визначені в роботах [5, 6, 7] і мають такі чисельні значення: $\mu_{\max}=0,47$, $\sigma_{\mu_{\max}}=\pm 0,075$. Отже, найбільш ймовірні значення початкового (максимального) коефіцієнта тертя перебувають у межах

$$\mu_{\max} = m_{\mu_{\max}} \pm \sigma_{\mu_{\max}} = 0,47 \pm 0,075, \quad (3)$$

Відносна зміна гальмівної сили на передній осі (при рівних гальмівних моментах на лівому та правому колесах)

$$\delta P_{T1} = \delta\mu = \frac{\Delta\mu}{\mu_{\max}} = -\frac{0,17 \mp 0,08}{0,47 \pm 0,075}. \quad (4)$$

Очевидно, що

$$\delta P_{T1\min} = -\frac{0,17+0,08}{0,47-0,075} = -0,633;$$

$$\delta P_{T1\max} = -\frac{0,17-0,08}{0,47+0,075} = -0,165.$$

Для оцінки зміни гальмівного моменту заднього БТМ ТЗ, що розглядається, визначимо статистичні характеристики відносної його зміни при циклічних гальмуваннях, що супроводжуються нагріванням фрикційних поверхонь

$$\delta M_{T2} = \frac{\Delta M_{T2}}{M_{T\max}} = m_{M_T} \pm \sigma_{M_T} = -0,406 \pm 0,171, \quad (5)$$

У роботі [5] визначено розрахункове значення початкового дійсного коефіцієнта розподілу гальмівних сил, яке дорівнює $\beta_{\delta 0}=0,617$. Таким чином, підставляючи у співвідношення (1) отримані чисельні значення визначимо

$$\Delta\beta'_{\delta 1\max} = (-0,406 - 0,171 + 0,165) \cdot 0,617 \cdot \ln 0,617 = 0,123;$$

$$\Delta\beta'_{\delta 1\min} = (-0,406 + 0,171 + 0,633) \cdot 0,617 \cdot \ln 0,617 = -0,119.$$

Граничні значення коефіцієнта дійсного розподілу гальмівних сил між осями

$$\beta_{\delta\max} = \beta_{\delta 0} + \Delta\beta'_{\delta 1\max} = 0,617 + 0,123 = 0,739; \quad (6)$$

$$\beta_{\delta\min} = \beta_{\delta 0} + \Delta\beta'_{\delta 1\min} = 0,617 - 0,119 = 0,498. \quad (7)$$

Припустимо, що коефіцієнти тертя фрикційних поверхонь гальм та гальмівні моменти на лівих та правих колесах не однакові. Це виявляється у появі додаткової зміни $\Delta\beta'_{\delta l}$ коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями, що визначається як [2]

$$\delta\beta''_{\partial 1} = -\frac{1}{2} \ln \beta_{\partial 0} \cdot \left[\Delta \left(\frac{P_{T12}}{P_{T11}} \right) - \Delta \left(\frac{P_{T22}}{P_{T21}} \right) \right]. \quad (8)$$

Звідси, з огляду на те, що ($P_{T11}=P_{T12}$; $P_{T21}=P_{T22}$) з отримаємо

$$\Delta_1 = \left(\frac{\Delta P_{T12}}{P_{T12}} - \frac{\Delta P_{T11}}{P_{T11}} \right) = \delta P_{T12} - \delta P_{T11}; \quad (9)$$

$$\Delta_2 = \left(\frac{\Delta P_{T22}}{P_{T22}} - \frac{\Delta P_{T21}}{P_{T21}} \right) = \delta P_{T22} - \delta P_{T21}, \quad (10)$$

тоді (8) приймає вигляд

$$\Delta\beta''_{\partial 1} = -\frac{1}{2} \beta_{\partial 0} \cdot (\delta P_{T12} - \delta P_{T11} - \delta P_{T22} + \delta P_{T21}) \cdot \ln \beta_{\partial 0}. \quad (11)$$

Приймаємо: $\delta P_{T11} = \delta\mu_{11} = -0,633$; $\delta P_{T12} = \delta\mu_{12} = -0,165$; $\delta P_{T21} = \delta M_{T21} = -0,406 - 0,171 = -0,577$; $\delta P_{T22} = \delta M_{T22} = -0,406 + 0,171 = -0,235$. Підставляючи зазначені числові значення формулу (12) [2], отримаємо

$$\Delta\beta''_{\partial 1} = -\frac{1}{2} \beta_{\partial 0} (\delta P_{T12} - \delta P_{T11} - \delta P_{T22} + \delta P_{T21}) \ln \beta_{\partial 0} \quad (12)$$

$$\Delta\beta''_{\partial 1} = -\frac{1}{2} 0,617 \cdot (-0,633 + 0,165 + 0,577 - 0,235) \cdot \ln 0,617 = -0,019$$

Граничні значення коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями з урахуванням нерівномірності гальмівних моментів на колесах однієї осі

$$\beta_{\partial \max} = \beta_{\partial 0} + \Delta\beta'_{\partial 1 \max} + \Delta\beta''_{\partial 1} = 0,617 + 0,123 - 0,019 = 0,720;$$

$$\beta_{\partial \min} = \beta_{\partial 0} + \Delta\beta'_{\partial 1 \min} + \Delta\beta''_{\partial 1} = 0,617 - 0,119 - 0,019 = 0,479.$$

Розглянемо параметри гальмівного управління аналізованого ТС. Ідеальні за умовами максимального використання зчпної ваги автомобіля при гальмуванні гальмівні сили на передній та задній осях ТЗ визначаються як

$$P_{T1u\partial} = \phi \cdot G \cdot \left(\frac{b}{L} + \phi \cdot \frac{h}{L} \right) = \phi \cdot G \cdot \beta_{u\partial}; \quad (13)$$

$$P_{T2u\partial} = \phi \cdot G \cdot \left(\frac{a}{L} - \phi \cdot \frac{h}{L} \right) = \phi \cdot G \cdot (1 - \beta_{u\partial}), \quad (14)$$

где P_{T2} ; P_{T2} - гальмівні сили на колесах передньої та задньої осей автомобіля відповідно;

b – відстань від задньої осі до проекції центру мас автомобіля на горизонтальну площину;

h – висота центру мас автомобіля;

L – колісна база;

ϕ – коефіцієнт зчеплення коліс із дорогою.

Ідеальні питомі гальмівні сили на передній та задній осях автомобіля будуть дорівнювати

$$\gamma_{1u\partial} = \frac{P_{T1u\partial}}{G} = \phi \cdot \beta_{u\partial}; \quad (15)$$

$$\gamma_{2u\partial} = \frac{P_{T2u\partial}}{G} = \phi \cdot (1 - \beta_{u\partial}) \quad (16)$$

Значення геометричних параметрів аналізованого ТЗ [2] рівні:

- у спорядженому стані

$$\frac{b}{L} = 0,540; \quad \frac{a}{L} = 0,460; \quad \frac{h}{L} = 0,236;$$

- повністю завантаженого

$$\frac{b}{L} = 0,458; \quad \frac{a}{L} = 0,542; \quad \frac{h}{L} = 0,229.$$

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

На рисунку 1 наведено залежність $\gamma_{2uo} = \gamma_{2uo}(\gamma_{1uo})$ для спорядженого та повністю завантаженого ТЗ. На цьому ж графіку наведено дійсні залежності між питомими гальмівними силами на передній та задній осях

$$\gamma_{2o} = \gamma_{1o} \cdot \frac{1 - \beta_{uo}}{\beta_{uo}}. \quad (17)$$

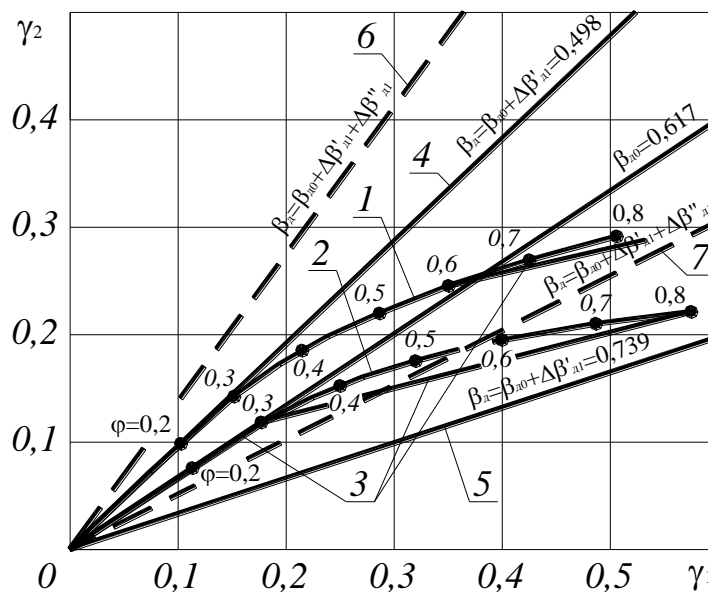


Рисунок 1 – Характеристики розподілу гальмівних сил між осями автомобіля: 1, 2 – ідеальний розподіл гальмівних сил при повністю завантаженому та спорядженому ТЗ; 3 – дійсний розподіл гальмівних сил між осями, що відповідає розрахунковим значенням коефіцієнтів тертя передніх та задніх гальмівних механізмів; 4, 5 – постійний розподіл гальмівних сил між осями за зміни коефіцієнтів тертя передніх і задніх гальмівних механізмів у межах одного середнього квадратичного відхилення; 6, 7 – постійний розподіл гальмівних сил між осями, що враховує зміни коефіцієнтів тертя передніх та задніх гальмівних механізмів у межах одного середнього квадратичного відхилення, а також нерівномірність передніх та задніх гальмівних механізмів

Ламана 3 відповідає розрахунковій характеристиці гальмівної системи (при перетині відповідної кривої ідеальної характеристики відбувається включення регулятора гальмівних сил). Регуляторна частина дійсної характеристики своя для кожного із завантажень ТЗ (точка включення регулятора гальмівних сил залежить від вертикального навантаження на задню вісь). Прямі 4, 5, 6, 7 (рис. 1) ілюструють залежність (17) при відхиленнях коефіцієнта розподілу гальмівних сил β_o від свого розрахункового значення, обумовлених нестабільністю гальмівних механізмів. З рис. 1 видно, що нестабільність гальмівних механізмів призводить до збільшення кута нахилу дійсної характеристики до осі $O\gamma_1$. Це збільшує ймовірність випереджаючого блокування задніх коліс, що може призвести до занесення автомобіля при гальмуванні. Для забезпечення стійкості автомобіля при гальмуванні необхідно прагнути до того, щоб виконалася умова

$$\Delta\beta = \beta_o - \beta_{uo} \geq 0. \quad (18)$$

Загальне відхилення коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями визначається залежністю (19) [2, 5].

$$\Delta\beta = \Delta\beta_0 + \Delta\beta'_1 + \Delta\beta''_1, \quad (19)$$

де $\Delta\beta_0$ - теоретична похибка, обумовлена недосконалістю обраного способу регулювання (відмінність дійсної характеристики регулювання від ідеальної);

$\Delta\beta'_1$ - похибка, що створюється рахунок нестабільності співвідношення гальмівних сил на передніх і задніх колесах;

$\Delta\beta''_1$ - додаткова похибка, зумовлена нерівномірністю гальмівних сил на колесах окремих осей.

У даному випадку $\Delta\beta_0 \geq 0$. Для того, щоб уникнути випереджаючого блокування задніх коліс автомобіля при гальмуванні при відхиленні дійсного коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями від розрахункового значення за рахунок нестабільності гальмівних механізмів необхідно забезпечувати виконання умови

$$\Delta\beta_0 \geq -(\Delta\beta'_{\partial 1} + \Delta\beta''_{\partial 1}). \quad (20)$$

Занесення найбільш небезпечно на слизькій дорозі, тобто. при малих значеннях коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою. Крім того, при малих значеннях коефіцієнта зчеплення, коли регулювання гальмівних сил ще не почалося, співвідношення між гальмівними силами на передній і задній осях залишається величиною постійної. При спорядженому ТЗ навантаження на задню вісь мінімальне, що також збільшує небезпеку випереджаючого блокування задніх коліс. При спорядженому ТЗ (рис. 1) регулювання починається при $\varphi=0,3$.

Оскільки вважається, що мінімальне значення коефіцієнта зчеплення становить $\varphi=0,2$, то при $\varphi=0,2 - 0,3$ збільшується небезпека випереджаючого блокування задніх коліс та занесення ТЗ.

Для ТЗ, що аналізується

$$\Delta\beta_0 = \beta_{\partial 0} - \beta_{\text{уд}} = 0,617 - \frac{b}{L} - \varphi \cdot \frac{h}{L}. \quad (21)$$

Для спорядженого ТЗ

$$\Delta\beta_0 = 0,617 - 0,540 - \varphi \cdot 0,236 = 0,077 - 0,236 \cdot \varphi. \quad (22)$$

Для повністю навантаженого ТЗ

$$\Delta\beta_0 = 0,617 - 0,458 - \varphi \cdot 0,229 = 0,159 - 0,229 \cdot \varphi. \quad (23)$$

Аналіз графіків, наведених на малюнку 2 показує, що у ТЗ можливе отримання значних за абсолютною величиною негативних значень $\Delta\beta$, що свідчить про високу функціональну нестабільність гальмівного управління.

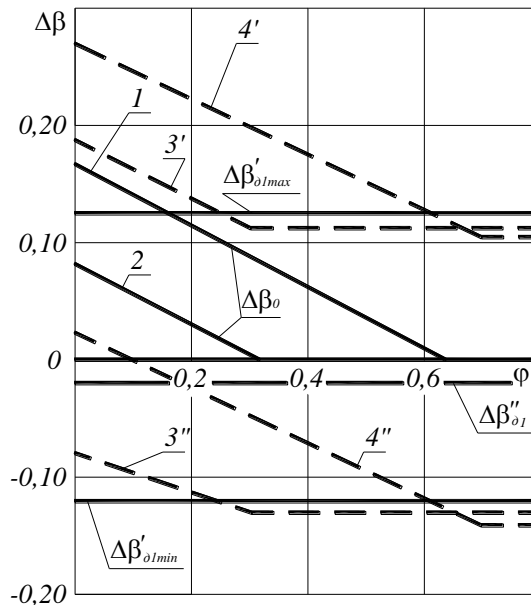


Рисунок 2 - Залежність $\Delta\beta = \Delta\beta(\varphi)$: 1 – теоретична похибка $\Delta\beta_0$ для завантаженого ТЗ; 2 – теоретична похибка $\Delta\beta_0$ для спорядженого ТЗ; 3', 3'' – граничні значення $\Delta\beta$ для спорядженого ТЗ; 4', 4'' – граничні значення $\Delta\beta$ для повністю завантаженого ТЗ

Нестабільність гальмівних моментів на передніх та задніх колесах, обумовлена зміною коефіцієнтів тертя фрикційних пар, призводить не тільки до зміни розподілу гальмівних сил між осями та окремими колесами, але й зниження ефективності гальмування ТЗ.

Компенсувати зменшення загальної гальмівної сили P_T (і створеного нею уповільнення ТЗ j) можна рахунок збільшення приводного тиску p . Однак у легкових ТЗ підсилювачі в гальмівному приводі мають нелінійну характеристику, що обмежує величину максимального тиску приводу. Тому подальший аналіз буде побудований у передумові постійного приводного тиску (беручи його значення рівним розрахунковому).

Відносна зміна загальної гальмівної сили, обумовлена зміною гальмівних сил на осях (приймаємо, то гальмівні сили на лівому та правому колесах однієї осі рівні між собою)

$$\begin{aligned} \delta P_T = \delta j &= \frac{\Delta P_T}{P_T} = \frac{\Delta P_{T1}}{P_T} + \frac{\Delta P_{T2}}{P_T} = \frac{\Delta P_{T1} P_{T1}}{P_{T1} P_T} + \frac{\Delta P_{T2} P_{T2}}{P_{T2} P_T} = \\ &= \beta_{o0} \cdot \delta P_{T1} + (1 - \beta_{o0}) \cdot \delta P_{T2} = \beta_{o0} \cdot (\delta P_{T1} - \delta P_{T2}) + \delta P_{T2} \end{aligned} \quad (24)$$

З формули (24) видно, що у випадку

$$\delta P_{T1} = \delta P_{T2} \quad (25)$$

$$\delta P_T = \delta P_{T2} = \delta P_{T1} \quad (26)$$

Коефіцієнт дійсного розподілу гальмівних сил між осями

$$\beta_o = \frac{P_{T1} + \Delta P_{T1}}{P_{T1} + \Delta P_{T1} + P_{T2} + \Delta P_{T2}} = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}} \frac{1 + \delta P_{T2}}{1 + \delta P_{T1}} \quad (27)$$

За умови (25) $\beta_o = \beta_{o0}$. Визначимо допустиме зниження загальної гальмівної сили (уповільнення, що встановилося) ТС при збільшенні з плином часу мінімально допустимого середнього встановленого уповільнення (використовуючи залежність (2.2 [2])). Допустиме відношення зниження середнього уповільнення

$$[\delta P_T] = [\delta j] = \frac{[j_{ycm}] - j_{max}}{j_{max}} = \frac{[j_{ycm}]}{\phi'' g} - 1 = -\exp(-B\lambda) \quad (28)$$

На рис.3. наведені криві (28) для ТЗ категорії M_I при випробуваннях $0, I, II$ та під час перевірки гальмівних властивостей легкових ТЗ, що знаходяться в експлуатації.

Крива зміни δj для перевірки гальмівних властивостей ТЗ категорії M_I , що знаходяться в експлуатації, збігається з кривою для випробувань I . Це пов'язано з тим, що $B_I = 1,424 \pm 0,094$, а $B_o = 1,428 \pm 0,146$.

Вочевидь, що необхідно забезпечити виконання умови $\delta P_T = \delta j \geq [\delta j]$, тобто.

$$\beta_{o0} = (\delta P_{T1} + \delta P_{T2}) + \delta P_{T2} \geq -\exp(-B\lambda) \quad (29)$$

Чутливість гальмівного керування ТЗ до зміни гальмівних сил на осях визначається за залежністю

$$\frac{\partial(\delta P_T)}{\partial(\delta P_{T1})} = \beta_{o0}; \quad (30)$$

$$\frac{\partial(\delta P_T)}{\partial(\delta P_{T2})} = 1 - \beta_{o0}; \quad (31)$$

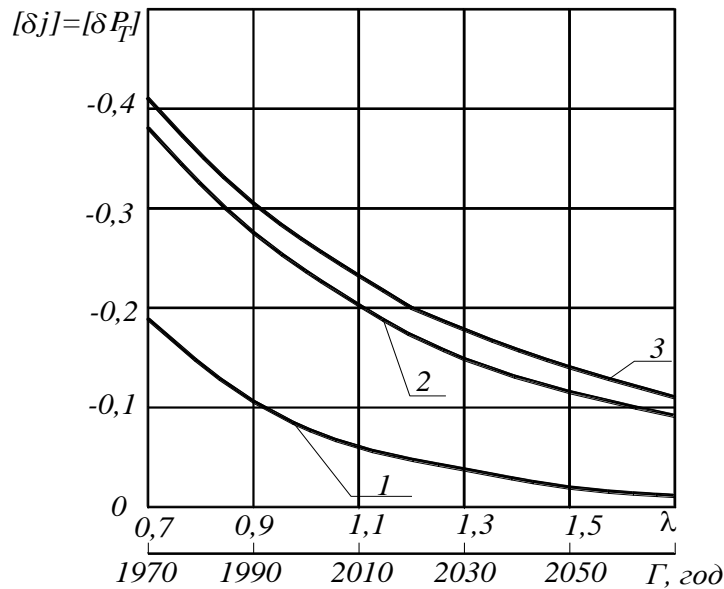


Рисунок 3 - Залежність допустимого зменшення загальної гальмівної сили (уповільнення, що встановилося) ТЗ категорії M_I від часу: 1 – при випробуваннях 0 («холодні» гальма); 2 – при випробуваннях I та в експлуатації; 3 – при випробуваннях II

Оскільки для легкових ТЗ $\beta_{00} > 0,5$, то вплив нестабільності передніх гальм на зниження ефективності гальмування більш відчутний, ніж вплив нестабільності задніх гальм.

Для передніх гальмівних механізмів ТЗ сегмента С обумовлюється нижня межа коефіцієнта тертя для холодних гальмівних механізмів $\mu_{X_{min}} = 0,33$, а при нагрітих гальмівних механізмах – $\mu_{Г_{min}} = 0,3$. При розрахунках гальмівних механізмів набувають значення коефіцієнта тертя $\mu_{расч} = 0,3 - 0,35$.

ВИСНОВКИ

Виконано аналіз впливу нерівномірності гальмівних сил на колесах однієї осі транспортних засобів на відхилення розподілу гальмівних сил між осями свого розрахункового значення. При оцінці похибки регулювання розподілу гальмівних сил між осями транспортних засобів враховувалися три компоненти: теоретична похибка, обумовлена недосконалістю обраного способу регулювання (відмінність дійсної розрахункової характеристики регулювання від ідеальної), похибка, створювана за рахунок нестабільності співвідношення гальмівних сил, обумовлена нерівномірністю гальмівних сил на колесах окремих осей. Нестабільність гальмівних моментів на передніх і задніх колесах, обумовлена зміною коефіцієнтів тертя фрикційних пар, призводить не тільки до зміни розподілу гальмівних сил між осями та окремими колесами, але і зниження ефективності гальмування транспортних засобів в умовах експлуатації. Встановлено, що для «холодних» гальм коефіцієнт тертя фрикційних пар, що знаходяться в межах $\mu_X = 0,46 \pm 0,10$, а для «гарячих» гальм – $\mu_G = 0,340 \pm 0,068$. Це означає, що проблема зниження загальної гальмівної сили для транспортних засобів, що розглядаються, неактуальна.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Гудз Г.С., Яворский Я.П. Сравнительный анализ теплонагруженности дисковых тормозных механизмов автобусов при различных типах испытаний // Автомобильный транспорт. – Харьков: ХГАДТУ. Сб. научн. тр. – 2001. – №7 – 8. – с. 50-52.
2. Волков В.П. Обеспечение стабильности тормозных свойств автотранспортных средств. Научное издание. Монография - Харьков: Изд-во ХНАДУ. – 2003. – 306 с.
3. Дюбек К.Л., Левин И.А., Антонов П.В. Повышение безопасности легковых автомобилей совершенствованием тормозных систем // Автомобильная промышленность. – 1973. – №3. – с. 22-25.
4. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении торможения. Правила ЕЭК ООН №13. Изд-во ООН, 1973. – 74 с.
5. Волков В.П. Оценка стабильности распределения тормозных сил между осями колесной машины // Автомобильный транспорт. – Харьков: Изд-во ХНАДУ. – 2001. Вып.7 – 8. С. 72 – 74.
6. Волков В.П. Влияние нестабильности идеального распределения тормозных сил между осями на курсовую устойчивость автомобиля // Современные методы управления, технологии и организации

производства, ремонта и эксплуатации автомобилей. – К.: МОИИ, ТАУ, УТУ. – 2001. Вып.11 – с. 36 – 39.

7. Волков В.П., Подригало М.А, Влияние стабильности тормозных механизмов на распределение тормозных сил между осями колесных машин / Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету.

REFERENCES

1. Gudz G.S., Yavorskiy Ya.P. Sravnitelnyiy analiz teplonagruzhennosti diskovyih tormoznyih mehanizmov avtobusov pri razlichnyih tipah ispytaniy // Avtomobilniy transport. – Harkov: HGADTU. Sb. nauchn. tr. – 2001. – №7 – 8. – s. 50-52.

2. Volkov V.P Obespechenie stabilnosti tormoznyih svoystv avtotransportnyih sredstv. Nauchnoe izdanie. Monografiya - Harkov: Izd-vo HNADU. – 2003. – 306 s.

3. Dyubek K.L., Levin I.A., Antonov P.V. Povyishenie bezopasnosti legkovyih avtomobiley sovershenstvovaniem tormoznyih sistem // Avtomobilnaya promyshlennost. – 1973. – №3. – s. 22-25.

4. Edinoobraznyie predpisaniya, kasayushiesya ofitsialnogo utverzhdeniya transportnyih sredstv v otnoshenii tormozheniya. Pravila EEK OON №13. Izd-vo OON, 1973. – 74 s.

5. Volkov V.P. Otsenka stabilnosti raspredeleniya tormoznyih sil mezhdru osyami kolesnoy mashiny // Avtomobilniy transport. – Harkov: Izd-vo HNADU. – 2001. Vyip.7 – 8. S. 72 – 74.

6. Volkov V.P. Vliyanie nestabilnosti idealnogo raspredeleniya tormoznyih sil mezhdru osyami na kursovuyu ustoychivost avtomobilya // Sovremennyye metody upravleniya, tehnologii i organizatsii proizvodstva, remonta i ekspluatatsii avtomobiley. – K.: MOIN, TAУ, UTU. – 2001. Vyip.11 – s. 36 – 39.

7. Volkov V.P., Podrigalo M.A, Vliyanie stabilnosti tormoznyih mehanizmov na raspredelenie tormoznyih sil mezhdru osyami kolesnyih mashin / Вісник Кременчутського державного політехнічного університету.

V. Volkov, I. Gritsk, V. Onyshchuk, I. Taran, T. Volkova. Evaluation of the Stability of the braking Control characteristics of vehicles.

The article is devoted to the study of the influence of the brake control elements of passenger cars on the stability of their braking properties. An analysis of the influence of the uneven braking forces on the wheels of one vehicle axle on the deviation of the distribution of braking forces between the axles from its calculated value was performed. When assessing the error in regulating the distribution of braking forces between the axles of vehicles, three components were taken into account: the theoretical error due to the imperfection of the chosen method of regulation (the difference between the actual calculated control characteristic and the ideal one), the error created due to the instability of the ratio of braking forces on the front and rear wheels, additional error, due to uneven braking forces on the wheels of individual axles. The instability of the braking torques on the front and rear wheels, due to a change in the coefficients of friction of friction pairs, leads not only to a change in the distribution of braking forces between the axles and individual wheels, but also to a decrease in the braking efficiency of vehicles under operating conditions. The instability of the braking torques on the front and rear wheels, due to a change in the coefficients of friction of friction pairs, leads not only to a change in the distribution of braking forces between the axles and individual wheels, but also to a decrease in the braking efficiency of vehicles under operating conditions.

A method is proposed that allows to evaluate the quality of regulation of the distribution of braking forces between the axles of the car, taking into account the instability of the braking forces on the wheels.

Keywords: automobile, characteristic, stability, braking control, braking properties, braking mechanism, coefficient of friction, distribution of braking forces.

ВОЛКОВ Володимир Петрович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, e-mail: volf-949@ukr.net

ГРИЦУК Ігор Валерійович, доктор технічних наук, професор, професор кафедри експлуатації суднових енергетичних систем, Херсонська державна морська академія, e-mail: [gritsuk_iv@ukr.net](mailto:gritsk_iv@ukr.net)

ОНИЩУК Василь Петрович, кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, e-mail: Vasyl.Onyshchuk@lutsk-ntu.com.ua, <https://orcid.org/0000-0002-5316-408X>

ТАРАН Ігор Олександрович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри управління на транспорті, Національний технічний університет “Дніпровська політехніка”, e-mail: taran7077@gmail.com

ВОЛКОВА Тетяна Вікторівна - канд. техн. наук, доцент кафедри транспортних технологій, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, e-mail: wolf949@ukr.net

Vladimir VOLKOV, doctor of technical sciences, professor, head of the department of technical operation and service of cars, Kharkov National Automobile and Highway University, Kharkov, e-mail: wolf-949@ukr.net

Igor GRITSUK, Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Operation of Ship Power Systems, Kherson State Maritime Academy, e-mail: [gritsuk iv@ukr.net](mailto:gritsuk_iv@ukr.net)

Vasyl ONYSHCHUK, PhD in Engineering, head of the department of Automobiles and Transport Technologies department, Lutsk National Technical University e-mail: Vasyl.Onyshchuk@lutsk-ntu.com.ua, <https://orcid.org/0000-0002-5316-408X>

Ihor TARAN, doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Department of Transport Management, Dnipro University of Technology, Dnipro, e-mail: taran7077@gmail.com

Tetiana VOLKOVA, Ph.D. tech. Sciences, Associate Professor of Department Transport Technology, Kharkov National Automobile and Highway University, Kharkov, e-mail: wolf949@ukr.net

DOI 10.36910/automash.v1i18.758

Гандзюк М.О., Бодак В.І.
*Луцький національний технічний університет***МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ЛАНОК МАЛОТОННАЖНОГО
АВТОПОЇЗДА ПРИ ГАЛЬМУВАННІ**

Питанням удосконалення експлуатаційних властивостей вантажних автопоїздів, так само як і розробці конструкцій та вибору параметрів зчіпних пристроїв, присвячено чимало наукових праць.

Використання легкових автомобілів в якості тягача у складі автопоїзда, при всіх своїх позитивних ефектах, пов'язане з низкою технічних труднощів, пов'язаних, здебільшого, з властивими малотоннажним поїздам особливостями.

Малотоннажні автопоїзди фактично випали з поля зору вчених, особливо у нашій країні. Роботи в цій галузі нечисленні та спрямовані на вивчення та вдосконалення конкретних експлуатаційних властивостей, не торкаючись при цьому питання динамічної взаємодії ланок малотоннажних автопоїздів на всьому спектрі режимів руху та вибору параметрів зчіпних пристроїв. За кордоном накопичено певний досвід у проектуванні та виробництві причепів для легкових автомобілів, однак даних по методиці вибору параметрів, якими користуються іноземні виробники при проектуванні зчіпних пристроїв, у відкритому доступі не зустрічається. У зв'язку з чим, доцільно досліджувати вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів зчіпного пристрою на динамічну взаємодію ланок малотоннажного автопоїзда на різних режимах руху і визначити закономірності зміни показників динамічної взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда та на основі отриманих висновків, розробити практичні рекомендації щодо вибору параметрів зчіпних пристроїв для малотоннажних автопоїздів.

Найбільш характерним, з погляду динамічної взаємодії ланок, є режим гальмування. Тому нижче більше докладно зупинимося на моделюванні саме цього режиму.

Малотоннажний автопоїзд являє собою складну механічну систему, що складається з великої кількості елементів, з'єднаних різного роду зв'язками. Дослідження руху автопоїзда з урахуванням усіх зв'язків неможливо, тому в роботі реальний автопоїзд замінений на розрахункову модель.

Ключові слова: малотоннажний автопоїзд, причіпна ланка, конструктивні параметри, експлуатаційні параметри, гальмівний режим, гальмівні сили, підресорені частини, непідресорені частини, жорсткість, динамічна взаємодія.

ВСТУП

Як відомо динамічна взаємодія ланок автопоїзда найбільш виразно проявляється на неусталених режимах руху, таких як розгін, включаючи рушання з місця, та гальмування, а також під час руху автопоїзда по нерівностях дороги [1]. Причому найбільш характерним, з погляду динамічної взаємодії ланок, є режим гальмування. Тому нижче більше докладно зупинимося на моделюванні саме цього режиму, тим більше рівняння, що описують рух малотоннажного автопоїзда та динамічну взаємодію його ланок при гальмуванні, можуть бути використані, з деякими змінами та доповненнями, при дослідженні інших режимів руху.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

У роботі [2] було досліджено робочі процеси в зчепних пристроях при наявності в гальмівній системі автомобіля-тягача антиблокувальної системи, так само було досліджено вплив конструктивних та експлуатаційних факторів на гальмівну динаміку та стійкість малотоннажного автопоїзда.

Розглядаючи вплив конструктивних факторів, автор виділяє силове передавальне число інерційно-гідролічної гальмівної системи i_n та поздовжню жорсткість зчіпного пристрою C_{cx} як найбільш значущі параметри. При дослідженні впливу експлуатаційних факторів, найбільш значущими прийняті коефіцієнт зчеплення поверхні дороги φ_0 і зазор у зчіпному пристрої ξ_x .

Загальна методика проведення дослідження ґрунтувалася на дослідженні впливу конструктивних та експлуатаційних факторів на показники якості процесу гальмування малотоннажного автопоїзда. За показники якості процесу гальмування у роботі було прийнято: гальмівний шлях S_r , критерій стійкості η_a , математичне очікування величини зусилля в зчіпці та коефіцієнт її варіації v_u .

У роботі [3] досліджувався вплив конструктивних та експлуатаційних факторів на роботу рекуперативної антиблокувальної системи на колесах причепа малотоннажного автопоїзда. Була розроблена програма формування оптимального алгоритму управління для рекуперативних антиблокувальних систем причіпних ланок малотоннажного автопоїзда і виявлені конструктивні та

експлуатаційні фактори, що впливають на показники якості гальмування з рекуперативною антиблокувальною системою та створений алгоритм керування.

У роботі [4] були досліджені гальмівні властивості малотоннажного автопоїзда та можливі методи їх покращення. Встановлені закономірності регулювання гальмівної сили на осі причепа, досліджено вплив зміни масово-геометричних параметрів тягача та причепа на процес гальмування автопоїзда при різному розподілі гальмівних сил між його осями. Оцінено вплив ступеня використання зчпної ваги задньої осі тягача малотоннажного автопоїзда на його стійкість при гальмуванні та можливість зниження нерівності гальмівних сил на осях автопоїзда.

В результаті дослідження, проведеного з використанням математичного моделювання та методів планування експерименту, була розроблена методика регулювання гальмівних сил на осях малотоннажного автопоїзда: на задній осі тягача в залежності від вертикального навантаження на зчпний пристрій; на причепі в залежності від навантаження на його вісь з урахуванням реального розподілу гальмівних сил між осями тягача.

У роботі [5] вперше вивчені специфічні явища, що виникають у зчпному пристрої та інерційному гальмівному приводі причепа, внаслідок циклічної зміни гальмівних моментів на осях тягача, обладнаного антиблокувальною системою, та встановлено їх вплив на гальмівні властивості автопоїзда.

Сформульовані теоретичні основи вибору допустимої маси одновісних причепів та оптимізації параметрів інерційної гальмівної системи. Розроблено теорію розподілу та регулювання гальмівних сил на осях малотоннажного автопоїзда, включаючи методики вибору параметрів регулюючих пристроїв. Розроблено теоретичні основи розрахунку та проектування інерційних гальмівних систем з електромагнітним керуванням.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою даної роботи є встановлення закономірностей зміни показників динамічної взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда при гальмуванні.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Наявність у тягово-зчпному пристрої автопоїзда пружних, демпфуючих елементів і зазорів обумовлює появу в процесі руху відносних поздовжніх і поперечних коливань ланок, головним чином в горизонтальній площині. Поперечні коливання негативно впливають на стійкість автопоїзда, але практично не впливають на знос і деформацію деталей зчпного пристрою [1]. Поздовжні ж коливання ланок не тільки значно збільшують навантаження на зчпний пристрій та агрегати ходової частини автомобіля, але й шкідливо впливають на людський організм. Тому надалі обмежимося дослідженням поздовжніх коливань ланок і поздовжньої стійкості автопоїзда.

Автопоїзд являє собою складну механічну систему, що складається з великої кількості елементів, з'єднаних різного роду зв'язками. Дослідження руху автопоїзда з урахуванням усіх зв'язків неможливо, тому реальний автопоїзд замінюється на розрахункову модель. Складність моделі визначається завданнями дослідження та можливістю визначення кількісних показників, що адекватно відтворюють реальний процес. У той же час модель повинна бути достатньо простою і доступною для дослідження, що передбачає прийняття деяких припущень.

Розглянемо процес гальмування малотоннажного автопоїзда у складі двовісного автомобіля-тягача та одновісного причепа, обладнаного гальмівною системою. Надалі, причіп, до коліс якого прикладаються гальмівні або тягові зусилля, називатимемо «активним», в іншому випадку - «пасивним».

Розрахункова схема автопоїзда показана на рисунку 1.

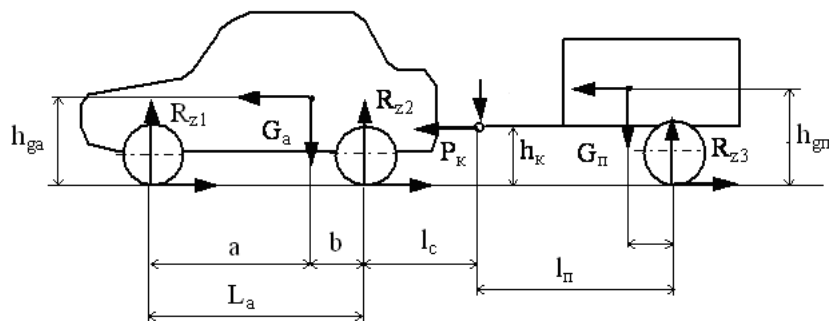


Рисунок 1 - Розрахункова схема малотоннажного автопоїзда для аналізу поздовжньої взаємодії його ланок при гальмуванні

Прийmemo такі припущення:

- рух автопоїзда відбувається по рівній горизонтальній поверхні;
- відриви коліс від дорожньої поверхні відсутні;
- зчіпні властивості дорожньої поверхні постійні по довжині дороги;
- підресорені маси ланок автопоїзда - тверді тіла, що мають поздовжню площину симетрії;
- непідресорені маси тягача і причепа рухаються в площині поздовжньої симетрії відповідних ланок автопоїзда;
- у системі діють сили опору, пропорційні першій похідній від відповідних переміщень;
- кутові переміщення підресорених мас ланок автопоїзда відбуваються відносно відповідних центрів мас;
- колеса однієї осі мають однакові радіуси та моменти інерції.

Складемо диференціальні рівняння руху автопоїзда, використовуючи рівняння Лагранжа II роду

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}} = Q(T), \quad (1)$$

де $T = 0,5a\dot{q}^2$ - кінетична енергія системи;

$\Pi = 0,5cq^2$ - потенційна енергія системи;

$\Phi = 0,5\beta\dot{q}^2$ - дисипативна функція;

a, c, β - позитивні постійні коефіцієнти;

q_i - узагальнені координати;

$Q(t)$ - узагальнена сила, що відповідає координаті q_i .

Як узагальнені координати приймаємо:

S_a, S_n - шляхи, що проходять центрами мас тягача та причепа від деякого вихідного положення (початок відліку);

z_a, z_n, ξ_i - вертикальні переміщення центрів мас підресорених і непідресорених частин ланок автопоїзда;

α_a, α_n - кути диференту підресорених частин тягача та причепа.

Замінімо зв'язок між ланками автопоїзда дією відповідних реакцій зв'язку. Тоді розрахункові схеми автомобіля-тягача та причепа можна подати у вигляді рисунка 2.

Складемо диференціальні рівняння руху ланок автопоїзда та запишемо вирази для визначення T_a, Π_a, Φ_a та $Q(t)$.

Відлік вертикальних деформацій пружних елементів підвіски та шин будемо вести від стану статичної рівноваги відповідних частин ланок автопоїзда. Тоді

$$\begin{aligned} z_1 &= z_a + a_n \alpha_a - \xi_1; \\ z_1 &= z_a - b_n \alpha_a - \xi_2, \end{aligned} \quad (4)$$

де a_n, b_n - відстані від центру мас підресорених частин тягача до передньої та задньої осей.

Величина коефіцієнтів $c_{1,2}$ залежить від типу підвіски та виду коливань (вертикальні або кутові), тому розрізнятимемо вертикальну c_z і кутові c_α жорсткості підвіски, а також жорсткість пружного елемента c_p , значення яких можна визначити за відомими формулами [6].

Дисипативна функція Φ_a , з урахуванням прийнятих вище припущень

$$\Phi_a = 0,5(\Sigma k_1 \dot{z}_1^2 + \Sigma k_2 \dot{z}_2^2 + \Sigma k_{u1} \dot{\xi}_1^2 + \Sigma k_{u2} \dot{\xi}_2^2), \quad (5)$$

де $\Sigma k_i, \Sigma k_{ui}$ - приведені коефіцієнти непружного опору в підвісці та шинах тягача;

$$\begin{aligned} \dot{z}_1 &= \dot{z}_a + a_n \dot{\alpha}_a - \dot{\xi}_1; \\ \dot{z}_1 &= \dot{z}_a - b_n \dot{\alpha}_a - \dot{\xi}_2, \end{aligned} \quad (6)$$

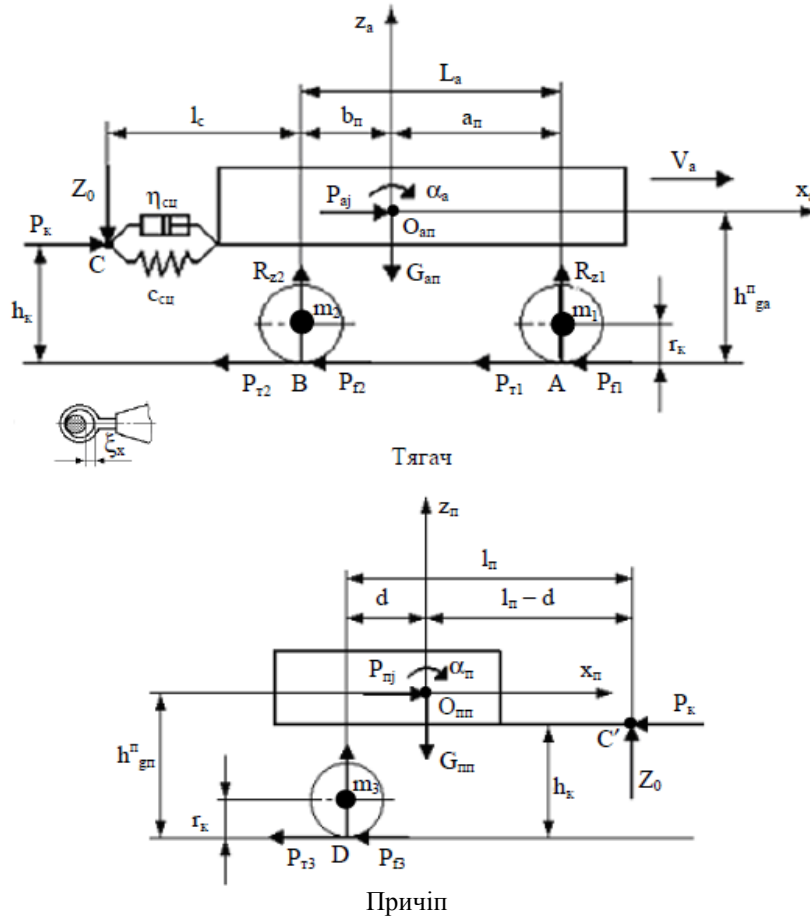


Рисунок 2 - Розрахункові схеми коливальної моделі ланок автопоїзда

Знайдемо часткові похідні від T_a , Π_a та Φ_a за відповідними узагальненими координатам та їх похідним. Для кінетичної енергії:

$$\frac{\partial T_a}{\partial S_a} = \frac{\partial T_a}{\partial Z_a} = \frac{\partial T_a}{\partial \alpha_a} = \frac{\partial T_a}{\partial \xi_1} = \frac{\partial T_a}{\partial \xi_2} = \frac{\partial T_a}{\partial \alpha_{k1}} = \frac{\partial T_a}{\partial \alpha_{k2}} = 0.$$

Для потенційної енергії:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Pi_a}{\partial z_a} &= \Sigma c_1 z_1 + \Sigma c_2 z_2; & \frac{\partial \Pi_a}{\partial \alpha_a} &= -\Sigma c_1 a_n z_1 + \Sigma c_2 b_n z_2; \\ \frac{\partial \Pi_a}{\partial \xi_1} &= -\Sigma c_1 z_1 + \Sigma c_{ш1} \xi_1; & \frac{\partial \Pi_a}{\partial \xi_2} &= -\Sigma c_2 z_2 + \Sigma c_{ш2} \xi_2. \end{aligned}$$

Для дисипативної функції:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Phi_a}{\partial \dot{z}_a} &= \Sigma k_1 \dot{z}_1 + \Sigma k_2 \dot{z}_2; & \frac{\partial \Phi_a}{\partial \dot{\alpha}_a} &= -\Sigma k_1 a_n \dot{z}_1 + \Sigma k_2 b_n \dot{z}_2; \\ \frac{\partial \Phi_a}{\partial \dot{\xi}_1} &= -\Sigma k_1 \dot{z}_1 + \Sigma k_{ш1} \dot{\xi}_1; & \frac{\partial \Phi_a}{\partial \dot{\xi}_2} &= -\Sigma k_2 \dot{z}_2 + \Sigma k_{ш2} \dot{\xi}_2. \end{aligned}$$

Продиференціюємо вирази за часом:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dT} \left(\frac{dT_a}{d\dot{S}_a} \right) &= M_a \ddot{S}_a; & \frac{d}{dT} \left(\frac{dT_a}{d\dot{z}_a} \right) &= M_{an} \ddot{z}_a; & \frac{d}{dT} \left(\frac{dT_a}{d\dot{\alpha}_a} \right) &= J_{ya} \ddot{\alpha}_a; \\ \frac{d}{dT} \left(\frac{dT_a}{d\dot{\xi}_1} \right) &= m_1 \ddot{\xi}_1; & \frac{d}{dT} \left(\frac{dT_a}{d\dot{\xi}_2} \right) &= m_2 \ddot{\xi}_2. \end{aligned}$$

Збурюючі сили $Q_i(t)$ для відповідних узагальнених координат

$$\begin{aligned} Q_{S_a} &= -P_{T1} - P_{T2} - P_{f1} - P_{f2} + P_k; \\ Q_{a_a} &= (P_{T1} + P_{T2})h_{ga}^n - P_k(h_{ga}^n - h_k) - Z_0(b_n + l_c); \\ Q_{Z_a} &= -Z_0; \\ Q_{\xi_1} &= Q_{\xi_2} = 0, \end{aligned}$$

де $P_{T1,2}$ - гальмівні сили, що діють на колесах відповідних осей тягача;

$P_{f1,2} = R_{z1,2}f$ - сили опору коченню;

$R_{z1,2}$ - нормальні реакції дороги, що діють на колеса відповідної осі тягача;

f - коефіцієнт опору коченню;

P_k, Z_0 - поздовжня та вертикальна складові зусилля в зчїпному пристрої автопоїзда;

h_{ga}^n, h_k - відстані від центру мас підресорених частин тягача та від зчїпного пристрою до поверхні дороги.

Підставивши значення всіх складових в рівняння (1) з урахуванням перетворень отримаємо систему нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку, що описують рух центру мас тягача і коливання його підресорених та непідресорених частин

$$\begin{aligned} M_a \ddot{S}_a &= -R_{x1} - R_{x2} + P_k; \\ M_{an} \ddot{z}_a + \Sigma k_1 \dot{z}_1 + \Sigma k_2 \dot{z}_2 + \Sigma c_1 z_1 + \Sigma c_2 z_2 &= Z_0; \\ J_{ya}^n \ddot{\alpha}_a + \Sigma k_1 a_n \dot{z}_1 - \Sigma k_2 b_n \dot{z}_2 + \Sigma c_1 a_n z_1 - \Sigma c_2 b_n z_2 &= P_{Ta} h_{ga}^n - P_k(h_{ga}^n - h_k) - Z_0(b_n + l_c); \\ m_1 \ddot{\xi}_1 + \Sigma k_{u1} \dot{\xi}_1 - \Sigma k_1 \dot{z}_1 + \Sigma c_{u1} \xi_1 - \Sigma c_1 z_1 &= 0; \\ m_2 \ddot{\xi}_2 + \Sigma k_{u2} \dot{\xi}_2 - \Sigma k_2 \dot{z}_2 + \Sigma c_{u2} \xi_2 - \Sigma c_2 z_2 &= 0, \end{aligned} \quad (7)$$

де $R_{x1} = P_{T1} + P_{f1}$; $R_{x2} = P_{T2} + P_{f2}$ - сумарні дотичні реакції, що діють на колесах відповідних осей тягача.

Складемо диференціальні рівняння руху причепа. Вирази для визначення кінетичної T_n , потенційної Π_n енергії причепа та дисипативної функції Φ_n запишемо у вигляді

$$\begin{aligned} T_n &= 0,5(M_n \dot{S}_n^2 + M_{mn} \dot{z}_n^2 + J_{yn}^n \dot{\alpha}_n^2 + m_3 \dot{\xi}_3^2); \\ \Pi_n &= 0,5(\Sigma c_3 z_n^2 + \Sigma c_{u3} \xi_3^2); \\ \Phi_n &= 0,5(\Sigma k_3 z_n^2 + \Sigma k_{u3} \xi_3^2), \end{aligned} \quad (8)$$

де M_n, M_{mn}, m_3 - маси причепа, його підресорених та непідресорених частин;

J_{yn}^n - момент інерції підресорених частин причепа;

$\Sigma c_3, \Sigma c_{u3}$ - коефіцієнти жорсткості підвіски та шин причепа;

$\Sigma k_3, \Sigma k_{u3}$ - коефіцієнти демпфування у підвісці та шинах.

Зусилля $Q_i(t)$ для відповідних координат q_i причепа

$$\begin{aligned} Q_{S_n} &= -P_{T3} - P_{f3} - P_k; \\ Q_{Z_n} &= -Z_0; \\ Q_{a_n} &= P_{T3} h_{gn}^n + P_k(h_{gn}^n - h_k) - Z_0(l_n - d), \end{aligned}$$

де P_{T3}, P_{f3} - гальмівні сили та сили опору коченню, що діють на колесах осі причепа;

h_{gn}^n, h_k, l_n, d - конструктивні параметри причепа.

Продиференціювавши рівняння (8) за відповідними узагальненими координатами та їх похідними і підставивши ці вирази в рівняння Лагранжа, після перетворень отримаємо систему нелінійних диференціальних рівнянь, що описують рух причепа:

$$\begin{aligned} M_n \ddot{S}_n &= -R_{x3} - P_k; \\ M_{nn} \ddot{z}_n + \Sigma k_3 \dot{z}_3 + \Sigma c_3 z_3 &= -Z_0; \\ J_{yn}^n \ddot{\alpha}_n + \Sigma k_3 d \dot{z}_3 + \Sigma c_3 d z_3 &= P_{T3} h_{gn}^n + P_k (h_{gn}^n - h_k) - Z_0 (l_n - d); \\ m_3 \ddot{\xi}_3 + \Sigma k_{u3} \dot{\xi}_3 - \Sigma k_3 \dot{z}_3 + \Sigma c_{u3} \xi_3 - \Sigma c_3 z_3 &= 0, \end{aligned} \quad (9)$$

де $R_{x3} = P_{T3} + P_{f3}$ - сумарна дотична реакція, що діє колесах осі причепа.

Визначимо динамічні та кінематичні параметри руху ланок автопоїзда. Гальмівні сили на колесах тягача виразимо у функції коефіцієнта зчеплення та нормального навантаження на колесо

$$R_{Ti} = P_{Zi} \varphi_{xi}(S_{xi}), \quad (10)$$

де φ_{xi} - поточне значення коефіцієнта зчеплення.

Величина φ_{xi} моделюється за методикою [2], в основу якої покладено опис залежності коефіцієнта зчеплення від проковзування за допомогою гладких функцій $F(S_x)$ та корекції його за швидкістю з використанням наступних виразів

$$\begin{aligned} \varphi_{xi} &= \varphi_0 F(S_{xi})(1 - k_\varphi V_a); \\ F(S_{xi}) &= \frac{S_{xi}}{a_\varphi S_{xi}^2 + b_\varphi S_{xi} + c_\varphi}, \end{aligned} \quad (11)$$

де φ_0 - коефіцієнт зчеплення під час руху колеса юзом;

k_φ - коефіцієнт корекції за швидкістю;

S_x - відносне проковзування колеса;

a_φ , b_φ , c_φ - коефіцієнти апроксимації, що визначають тип поверхні.

Проковзування колеса

$$S_{xi} = 1 - \frac{\omega_{ki} r_{k0}}{V_a}, \quad (12)$$

де ω_k - кутова швидкість колеса;

r_{k0} - вільний радіус колеса.

Кутову швидкість колеса знайдемо, проінтегрувавши вираз

$$\dot{\omega}_{ki} = \frac{R_{Zi} \varphi_x r_{Д} - M_{Ti}}{J_k}; \quad (13)$$

за формулою

$$0 \leq \omega_{ki} = \omega_{kc} + \int_0^t \dot{\omega}_{ki} dt \leq \frac{V_a}{r_{Д}}, \quad (14)$$

де J_{ki} - момент інерції колеса;

M_{Ti} - гальмівний момент на відповідному колесі;

$\dot{\omega}_{ki}$ - кутове прискорення колеса.

Величина гальмівного моменту, що прикладається до колеса, залежить від тиску в колісних гальмівних циліндрах та конструктивних параметрів гальмівних механізмів. Для автомобілів з гідравлічним гальмівним приводом, з достатньою для практичних розрахунків точністю, можна прийняти

$$M_{Ti} = A_0 F_K (p_{ai} - p_0), \quad (15)$$

де A_0 - геометричний фактор гальмівного механізму;

F_K - площа поршня колісного гальмівного циліндра;

p_{ai} - поточне значення тиску у відповідному контурі гальмівної системи тягача;

p_0 - тиск, що витрачається на подолання опору стяжних пружин.

На сучасних автомобілях для запобігання блокуванню коліс задньої осі в її гальмівному контурі встановлюють регулятор гальмівних сил, який змінює співвідношення між тисками p_{a1} і p_{a2} при досягненні деякого тиску p_{10} з урахуванням вагового стану автомобіля. Тому до моменту включення регулятора можна прийняти, що тиск гальмівної рідини в обох контурах однаковий і змінюється пропорційно до часу гальмування

$$p_{a1} = p_{a2} = p_a = n_p t_p, \quad (16)$$

де p_a - тиск після головного гальмівного циліндра;

$n_p = \partial p / \partial t$ - темп зміни тиску в гальмівному приводі тягача;

t_p - час від початку гальмування до моменту спрацьовування робочої гальмівної системи.

Коли тиск у гальмівному приводі досягне величини p_{10} , включається регулятор і подальша зміна тисків в гальмівних контурах буде відбуватися за різними законами. Динамічні регулятори із пропорційним клапаном, які застосовуються на сучасних легкових автомобілях, задають наступні закони зміни тисків

$$\begin{aligned} p_{a1} &= n_p (t_d - t_p); \\ p_{a2} &= p_{10} + k_p (p_{a1} - p_{10}), \end{aligned} \quad (17)$$

де t_d - час динамічної стадії процесу гальмування;

k_p - коефіцієнт передачі регулятора [8].

Тривалість динамічної стадії для автомобілів із гідравлічним гальмівним приводом становить 03 - 05 с. Після досягнення максимального тиску в гальмівному приводі настає статична стадія гальмування, протягом якої тиск p_{a1} залишається незмінним, рівним $p_{a \max}$.

Визначимо нормальні реакції та зусилля у зчпному пристрої автопоїзда.

Нормальні реакції на осях ланок автопоїзда з урахуванням перерозподілу вертикальних навантажень у процесі гальмування визначимо за формулами

$$\begin{aligned} R_{z1} &= R_{z1cm} + k_{u1} \dot{\xi}_1 + k_{u1} \xi_1; \\ R_{z2} &= R_{z2cm} + k_{u2} \dot{\xi}_2 + k_{u2} \xi_2; \\ R_{z3} &= R_{z3cm} + k_{u3} \dot{\xi}_3 + k_{u3} \xi_3, \end{aligned} \quad (18)$$

де R_{zicm} - нормальні реакції на колесах тягача та причепа у статичному стані.

Реакції R_{zicm} визначаються з рівнянь суми моментів сил відносно точок (A, B, D) контакту коліс із дорогою (рисунок 1)

$$\begin{aligned} R_{z1cm} &= M_{an} g b / L_a + m_1 g - M_{mn} g l_c d / l_n L_a; \\ R_{z2cm} &= M_{an} g a / L_a + m_2 g + M_{mn} g (L_a + l_c) d / l_n L_a; \\ R_{z3cm} &= M_{mn} g (l_n - d) / l_n + m_3 g, \end{aligned} \quad (19)$$

Величину позовжньої складової P_k зусилля в зчїпці виразимо через характеристики зчїпного пристрою та деформацію S_x пружного елемента

$$P_k = c_{зч} S_x + \eta_{зч} \dot{S}_x + F_{TP} \text{sign} \dot{S}_x, \quad (20)$$

де $c_{зч}$, $\eta_{зч}$, F_{TP} - коефіцієнти жорсткості, демпфування та сухе тертя в зчїпному пристрої.

Пружна характеристика зчїпних пристроїв багатьох сучасних автомобілів має суттєву нелінійність і може бути, з достатньою для практики точністю, апроксимована поліномом виду [9]

$$c_{зч} = c_{зч0} \pm \Sigma \beta S_x^n \quad (21)$$

де $c_{зч0}$ - коефіцієнт жорсткості пружного елемента зчїпки при малих деформаціях ($S_x \leq 0,02 S_{x \max}$);

β , n - емпіричні коефіцієнти, що характеризують нелінійність пружної характеристики.

У разі «пробою» зчеплення або застосування на автопоїзді жорсткої зчепки, наприклад «кульової», величина коефіцієнта $c_{зч}$ буде визначатися позовжньою жорсткістю шасї ланок автопоїзда.

Для визначення динамічної складової Z_0 вертикального зусилля Z_e в зчїпному пристрої можна використовувати одне з рівнянь систем рівнянь (7) або (9). Так, якщо виразити кут диферента α_n підресореної маси причепа через відповідні переміщення підресореної маси тягача

$$\alpha_n = \frac{1}{(l_n - d)} [z_n - z_a - \alpha_a (b_n + l_c)], \quad (22)$$

то, використовуючи третє рівняння системи (9), отримаємо

$$Z_0 = \frac{1}{(l_n - d)} [(P_{T3} + R_{f3}) h_{gn}^n + P_k (h_{gn}^n - h_k) - J_{yn}^n \ddot{\alpha}_n - k_{n\alpha} \dot{\alpha}_n - k_{nz} \dot{z}_n - c_{n\alpha} \alpha_n - c_{nz} z_n + k_3 d \dot{\xi}_3 + c_3 d \xi_3]. \quad (23)$$

Тоді сумарна вертикальна реакція

$$Z_e = Z_{cm} + Z_0, \quad (24)$$

де $Z_{cm} = M_n g d / l_n$ - вертикальна складова зусилля у зчїпці у статиці.

Перейдемо до гальмівних сил на колесах причепа.

Як уже зазначалося раніше, на одноосьових причепах до легкових та малотоннажних вантажних автомобілів найбільше застосування отримала інерційна гальмівна система, принцип дії якої заснований на перетворенні зусилля нахату причепа на тягач в гальмівні сили на колесах причепа. Інерційна гальмівна система включає три групи пристроїв: пристрій управління, гальмівний привод та колісні гальма. З огляду на те, що на причепах застосовуються стандартні гальмівні механізми, робота яких описується тими самими рівняннями, що й у тягача, докладніше зупинимося лише на моделюванні роботи двох перших пристроїв.

Пристрій управління служить для передачі зусилля нахату від зчїпного пристрою на привод гальмівної системи причепа. Він включає в себе порогові і демпфуючі пристрої. Пороговий пристрій призначений для запобігання мимовільним спрацьовуванням інерційної гальмівної системи при русі автопоїзда по нерівних дорогах, а демпфуючий - для гасіння коливань у пристрої керування та гальмівному приводі причепа. В даний час застосовується декілька типів порогових пристроїв, що відрізняються конструктивно та мають різні вихідні характеристики. На рисунку 3 показана розрахункова схема пристрою управління, яка дозволяє, за рахунок зміни розмірних та силових параметрів елементів схеми, моделювати роботу порогових пристроїв різного типу [7].

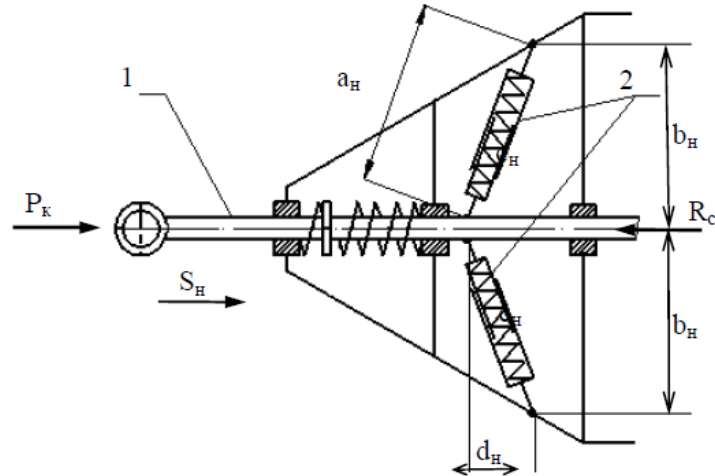


Рисунок 3 - Розрахункова схема пристрою управління інерційною гальмівною системою
1 - рухомий шток; 2 - пороговий пристрій

Запишемо рівняння рівноваги сил, що діють на шток 1 пристрою управління

$$P_k - F(S_H) - \eta_{H1,2} \dot{S}_H - c_y (S_H - \delta_x) - \mu Z_B \operatorname{sgn} \dot{S}_H - m_y \ddot{S}_H - R_c = 0, \quad (25)$$

де $F(S_H)$ - функція жорсткості порогового пристрою;

S_H - переміщення штока 1;

$\eta_{H1,2}$ - коефіцієнти опору демпфера при ході стиснення та віддачі;

m_y - маса рухомих частин пристрою керування;

R_c - реакція гальмівного приводу на шток 1;

c_y - коефіцієнт жорсткості поворотної пружини;

δ_x - вільний хід штока;

μ - коефіцієнт тертя.

Вид функції жорсткості залежить від прийнятої розрахункової схеми та значень конструктивних параметрів порогового пристрою [5]

$$F(S_H) = F_{n0} \gamma_H + [2(a_H - \sqrt{b_H^2 + A_n^2}) c_H] \frac{A_n}{\sqrt{b_H^2 + A_n^2}}, \quad (26)$$

де $F_{n0} = (0,02 - 0,05) G_n$ - початковий поріг спрацьовування інерційної гальмівної системи;

γ_H - схемний коефіцієнт ($\gamma_H = 0; 1$);

a_H, b_H, d_H - конструктивні параметри порогового пристрою;

$A_n = d_H - S_H$;

c_H - коефіцієнт жорсткості пружного елемента.

Коефіцієнт γ_H враховує структурну схему граничного пристрою.

Вираз (26) дозволяє моделювати порогові пристрої різних типів. Наприклад, якщо прийняти: $\gamma_H = 1$, $a_H = d_H$, $b_H = 0$ та $c_H = 0,5 c_{H0}$, то отримана функція $F(S_H)$ відповідатиме пружній характеристиці порогового пристрою з центральною попередньо стиснутою пружиною $F_n = F_{H0} + c_H S_H$.

Розв'язавши рівняння (25) відносно \ddot{S}_H , отримаємо вираз, що описує роботу пристрою управління інерційною гальмівною системою

$$\ddot{S}_H = \frac{1}{m_y} [P_k - \eta_{1,2} \dot{S}_H - F_n(S_H) - c_y (S_H - \delta_x) - \mu Z_B \operatorname{sgn} \dot{S}_H - R_c]. \quad (27)$$

В основу моделі гідравлічного гальмівного приводу причепа покладено динамічну схему гідравлічної системи (рисунок 4) з податливістю у вигляді «гідравлічної пружини» [7].

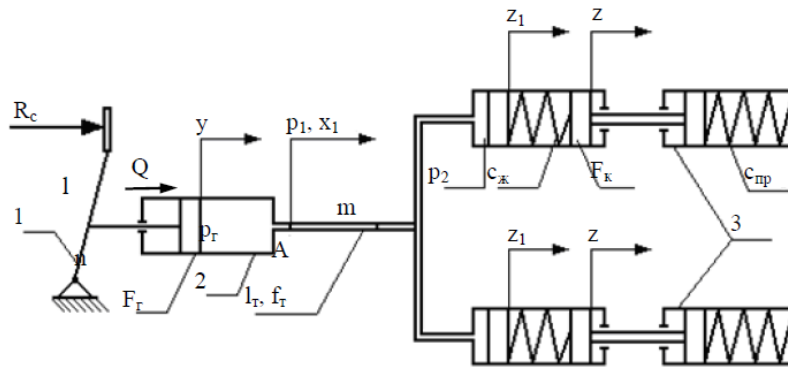


Рисунок 4 - Динамічна схема гідравлічної системи гальмівного приводу причепа

1 - маятниковий важіль;

2 і 3 - головний та колісні гальмівні циліндри

При складанні рівнянь, що описують роботу гальмівного гідравлічного приводу причепа були прийняті припущення: параметри робочої рідини за час гальмування залишаються постійними; місцеві гідравлічні опори враховуються додатковою довжиною магістралі $l_e = (\zeta d_T) / \lambda_T$,

де ζ - коефіцієнт місцевого опору;

d_T - внутрішній діаметр трубопроводу;

λ_T - безрозмірний коефіцієнт опору тертя;

коефіцієнт податливості гідравлічної системи приймається постійним, рівним середньому значенню залежності $\psi(p) = f(p_n)$;

силова характеристика об'єкта керування лінійна $P(z) = c_{np}z$,

де c_{np} - коефіцієнт жорсткості гальмівних механізмів;

z - переміщення поршня виконавчого циліндра.

З урахуванням цих припущень рівняння руху рідини у магістралі між головним та колісними гальмівними циліндрами має вигляд

$$\frac{n\rho l_{mp} F_k}{f_{mp}} \ddot{z}_1 + \frac{27,5n\rho v l_{mp} F_k}{f_{mp}^2} \dot{z}_1 + p_n = p_r, \quad (28)$$

де ρ, v - густина та кінематична в'язкість гальмівної рідини;

l_{mp}, f_{mp} - приведена довжина та площа перерізу гальмівної магістралі ($l_{mp} = l_0 + l_e$);

l_0 - конструктивна довжина магістралі;

F_k - площа поршня колісного гальмівного циліндра;

n - кількість колісних гальмівних циліндрів;

z_1 - переміщення рідини поблизу торцевих стінок колісного гальмівного циліндра;

p_r, p_n - тиск рідини в головному гальмівному циліндрі та колісному гальмівному циліндрі.

Виразимо переміщення z_1 в функції переміщення z поршня колісного гальмівного циліндра. Для цього скористаємось рівнянням балансу сил, що діють на поршень

$$m_n \ddot{z} + k_B \dot{z} + P(z) + P_T \operatorname{sgn} \dot{z} - \Sigma P = 0, \quad (29)$$

де m_n - маса рухомих частин, приведена до поршня;

k_B - коефіцієнт в'язкого тертя поршня об стінки циліндра;

P_T - сила сухого тертя;

$P(z)$ - силова характеристика гальмівного механізму;

ΣP - сума активних сил, що діють на поршень колісного гальмівного циліндра.

Для гідравлічної системи з податливістю у вигляді «гідравлічної пружини» суму активних сил можна виразити через пружну деформацію умовної пружини, введеної в колісний гальмівний циліндр

$$\Sigma P = c_{ж}(z_1 - z), \quad (30)$$

де $c_{ж} = F_k^2 / (V_p \psi(p))$ - сумарна жорсткість гальмівної рідини та інших елементів гідравлічної системи, приведена до поршня;

V_p - початковий обсяг рідини у гідросистемі;

$\psi(p)$ - коефіцієнт податливості гідравлічної системи.

Якщо знехтувати силами інерції рухомих частин колісного гальмівного циліндра, силами сухого та в'язкого тертя, то рівняння (29) набуде вигляду

$$c_{np} z = (z_1 - z) \frac{F_k^2}{V_p \psi(p)}, \quad (31)$$

де c_{np} - жорсткість елементів гальмівного механізму (колодок з накладками і гальмівного барабана).

Розв'язавши рівняння (31) щодо z_1 , отримаємо

$$z_1 = k_{\psi} z, \quad (32)$$

де $k_{\psi} = \frac{1 + c_{np} V_p \psi(p)}{F_k^2}$ - коефіцієнт податливості гідроприводу інерційної гальмівної системи.

Якщо не зважати на податливість гідравлічної системи, то $k_{\psi} = 1$, а $z_1 = z$.

Виразимо переміщення поршня z в функції тиску рідини в колісному гальмівному циліндрі

$$z = \frac{F_k P_n}{c_{np}}, \quad (33)$$

Тоді

$$z_1 = \frac{k_{\psi} F_k P_n}{c_{np}}. \quad (34)$$

Продиференціюємо (32) і підставимо отримані вирази в рівняння (28)

$$\ddot{p}_n + B_1 \dot{p}_n + B_2 p_n - B_3 Q = 0, \quad (35)$$

де $B_1 = \frac{27,5\nu}{f_{np}}$; $B_2 = \frac{f_{np} c_{np}}{n \rho l_n k_{\psi} F_k^2}$; $B_3 = \frac{B_2}{F_r}$;

F_r - площа поршня головного гальмівного циліндра;

Q - зусилля, що діє на шток головного гальмівного циліндра з боку пристрою управління.

Зусилля

$$Q = R_c i_n = (P_k - P_c) i_n, \quad (36)$$

де P_c - опір порогового та демпфуючого пристроїв;

i_n - передатне число гальмівного приводу інерційної гальмівної системи.

Зусилля P_c знайдемо з рівняння рівноваги сил, прикладених до штока пристрою управління

$$P_c = m_y \ddot{S}_H + \eta_{1,2} \dot{S}_H + F_n(S_H) + c_y S_H + \mu Z_B \operatorname{sgn} \dot{S}_H, \quad (37)$$

де $S_H = (\delta_H + y i_n)$ - переміщення штока пристрою управління;

δ_H - сумарний зазор в елементах гальмівного приводу та гальмівних механізмах, умовно приведений до штока пристрою керування;

y - переміщення поршня головного гальмівного циліндра.

Величину y знайдемо, використовуючи рівняння балансу миттєвих об'ємних витрат рідини в гальмівній системі

$$y = \frac{n F_k^2 k_{\psi}}{F_1 c_{np}} P_n. \quad (38)$$

Тоді

$$S_H = \Delta_H + k_H P_n; \quad \dot{S}_H = k_H \dot{P}_n; \quad \ddot{S}_H = k_H \ddot{P}_n. \quad (39)$$

де $k_n = (n F_k^2 k_{\psi} i_n) / (F_1 c_{np})$.

Підставивши (39) до рівняння (37), отримаємо

$$P = m_y k_H \ddot{P}_n + \eta_{1,2} k_H \dot{P}_n + F_n(S_H) + c_y (\Delta_H + k_H P_n - \delta_H) + \mu Z_B \operatorname{sgn} \dot{P}_n. \quad (40)$$

Визначивши P_k та P_c , за формулою (36) знайдемо зусилля Q та з рівняння (35) тиск p_n , а потім - гальмівний момент та гальмівні сили на колесах причепа

$$\begin{aligned} M_{Ti} &= A_0 F_k (p_n - P_0); \\ P_{T3} &= k_{Tn} R_{z3} \varphi_X (S_X), \end{aligned} \quad (41)$$

де k_{Tn} - коефіцієнт, що враховує наявність гальм на причепі;

A_0 - геометричний фактор гальмівних механізмів;

R_{zi} - нормальні реакції, що діють на колеса осі причепа.

На закінчення розглянемо особливості взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда у процесі гальмування. Вважатимемо, що спочатку автопоїзд рухався у вільному режимі зі швидкістю V_0 , а його ланки перебували у розтягнутому стані, у якому відстань між центрами мас ланок

$$S_a - S_H = l_0 + \xi_X,$$

де $l_0 = (b + l_c + l_p - d)$;

ξ_X - зазор у зчпному пристрої автопоїзда.

Нехай у певний момент часу ($t = 0$) тягач починає гальмувати і на його колесах з'являються гальмівні сили P_{Ti} . Цей момент відповідає початку першого етапу, протягом якого відбувається вибір зазору в зчпці. При цьому S_X та P_k рівні нулю, гальмівна система причепа не працює, а він продовжує рухатися незалежно від тягача під дією сили інерції. Умова закінчення першого етапу має вигляд: $S_a - S_n = l_0$.

На другому етапі між ланками автопоїзда встановлюється контакт, який здійснюється через пружний зв'язок. При цьому величина P_k визначається за формулою (20), а $S_X = S_a - S_n - l_0$. На другому етапі переміщення штока пристрою керування $S_H = 0$, оскільки, згідно з алгоритмом дії інерційної гальмівної системи, пристрій керування спрацьовує тільки в тому випадку, якщо зусилля P_k перевищить величину порога F_{n0} . Другий етап закінчується, коли P_k стає рівним F_{n0} .

На третьому етапі $P_k > F_{n0}$, тому починає рухатися шток пристрою управління і відбувається вибір зазорів у пристрої управління, гальмівному приводі та гальмівних механізмах. При цьому гальмівні сили на колесах причепа $P_{T3} = 0$. На цьому етапі P_k визначається за формулою (20), а $S_X = S_a - S_n - l_0 - l_H$. Закінчується етап, коли $S_X = \delta_H$, де δ_H - сумарний зазор в елементах інерційної гальмівної системи, умовно приведений до штока пристрою керування [5].

Четвертий етап відповідає періоду активного гальмування причепа. При цьому: $S_a - S_n < l_0$; $P_k > F_{n0}$; $S_H > \delta_H$; $S_x = S_a - S_n - l_0 - l_H$. Закінчення етапу завершує процес гальмування автопоїзда.

Якщо причіп не обладнаний робочою гальмівною системою (пасивний), то процес гальмування автопоїзда включає два перших етапи і закінчується, коли виконується умова $v_a = \dot{s}_a = 0$.

Вирішення диференціальних рівнянь математичної моделі автопоїзда може виконуватись методом чисельного інтегрування Рунге-Кутта з автоматичним вибором кроку в залежності від точності визначення того чи іншого параметра.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Гальмування є одним із основних розрахункових режимів при визначенні параметрів зчіпного пристрою малотоннажного автопоїзда у складі двовісного автомобіля-тягача та одновісного причепа. З метою оцінки впливу деяких конструктивних та експлуатаційних факторів на величину навантажень у зчіпному пристрої малотоннажного автопоїзда встановлено закономірності зміни показників динамічної взаємодії його ланок та розроблена математична модель, що описує процес руху малотоннажного автопоїзда при гальмуванні.

Вирішення рівнянь моделі дозволяє проводити перевірку вибору етапу гальмування і, в залежності від цього, за відповідними рівняннями та формулами визначати значення силових та кінематичних параметрів процесу гальмування автопоїзда та його ланок.

ВИСНОВОК

Досліджено вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів зчіпного пристрою на динамічну взаємодію ланок при гальмуванні малотоннажного автопоїзда у складі двовісного автомобіля-тягача та одновісного причепа, обладнаного гальмівною системою.

В результаті аналізу літературних джерел встановлено, що питання динамічної взаємодії ланок малотоннажного автопоїзда вивчено недостатньо повно, а існуючі методики вибору параметрів зчіпних пристроїв розроблялися для вантажних автопоїздів, з коефіцієнтом навантаження $\Gamma_{ап} = 1,6 \div 1,8$ (для малотоннажних автопоїздів $\Gamma_{ап} = 1,2 \div 1,35$). Разом з тим існуючі методики не враховують особливості, властиві малотоннажним автопоїздам, а також можливість пробою зчіпки (обмеження максимальної деформації пружного елемента).

Розроблена в роботі математична модель, що описує процес руху малотоннажного автопоїзда при гальмуванні, дозволяє проводити дослідження експлуатаційних властивостей автопоїзда у зазначеному режимі руху. Рівняння, що описують рух малотоннажного автопоїзда та динамічну взаємодію його ланок при гальмуванні, можуть бути використані, з деякими змінами та доповненнями, при дослідженні інших режимів руху.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Закин, Я.Х. Конструкция и расчет автомобильных поездов / Я.Х. Закин, М.М. Щукин [и др.]. – М.: Машиностроение, 1968. – 329 с.
2. Ревин, А.А. Исследование динамики торможения автомобиля с антиблокировочной системой: дис. ... канд. тех. наук : 05.05.03 / А.А. Ревин. – Волгоград, 1973. - 167 с.
3. Аль-Дахмаши, Абдуль-Нассер. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на работу рекуперативной АБС на колесах прицепа малотоннажного автопоезда: дис. ... канд. тех. наук : 05.05.03 / Аль-Дахмаши Абдуль-Нассер. – Волгоград, 2003. – 134 с.
4. Кисуленко, Б.В. Краткий автомобильный справочник. В 5 томах / Б.В. Кисуленко, И.А. Венгеров, Ю.В. Дементьев. – М.: ИПЦ Финпол 2004. – 667 с.
5. Железнов, Е.И. Повышение активной безопасности малотоннажных автопоездов при торможении: дис. ... докт. тех. наук: 05.05.03 / Е.И. Железнов. – Волгоград, 2001. – 415 с.
6. Ротенберг, Р.В. Подвеска автомобиля : монография / Р.В. Ротенберг. - изд. 3-е, перераб. и доп. - М.: Машиностроение. - 1972. - 392 с.
7. Железнов, Е.И. Повышение тормозных свойств малотоннажных автопоездов / Е.И. Железнов. – Волгоград, изд-во РПК «Политехник», 2000. – 144 с.
8. Осепчугов, В.В. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета: учебник для студентов вузов / В.В. Осепчугов, А.К. Фумкин. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
9. Проскурин А.Н. Исследование тягово-сцепного устройства с нелинейной упругой характеристикой: дис. ... канд. тех. наук : 05.05.03 / А. Н. Проскурин. – Днепропетровск, 1970. – 164 с.

10. Гандзюк, М.О. Фактори, що впливають на стійкість руху автомобілів і автопоїздів у гальмівному режимі та критерії її оцінки / М.О. Гандзюк, Д.М. Гандзюк // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк. Луцький НТУ, 2020. – №2 (15) – С 5-10.

11. Гандзюк, М.О. Вплив експлуатаційних факторів та конструктивних параметрів малотонажних автомобільних поїздів на міцність і надійність рам одновісних причепів / М.О. Гандзюк, Д.М. Гандзюк // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк. Луцький НТУ, 2021. – №1 (16) – С 36-45.

12. Засоби транспортні дорожні. Каравани и легкі причепа. Розрахунок механічної міцності сталевого дишла: ДСТУ ISO 7641-1-93. - [чинний від 2009-02-16]. - Офіц. вид. - К. : Держстандарт України, 2009. - 9 с. - (Державний стандарт України).

13. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання: ДСТУ 3649:2010. - [Чинний від 2011-07-01]. - Офіц. вид. - К.: Держспоживстандарт України, 2011. - 28 с. - (Національний стандарт України).

REFERENCES

1. Zakin, Ya.X. (1968). Konstruktsiya i raschet avtomobilnyih poezdov [Design and calculation of automobile trains]. *Moscow: Mashinostroenie* [in Russian].

2. Revin, A.A. (1973). Issledovanie dinamiki tormozheniya avtomobilya s antiblokirovочноy sistemoy [Study of the braking dynamics of a car with an anti-lock braking system]. *Candidate's thesis. Volgograd* [in Russian].

3. Al-Dahmashi, Abdul-Nasser (2003). Vliyanie konstruktivnyih i ekspluatatsionnyih faktorov na rabotu rekuperativnoy ABS na kolesah pritsepa malotonnazhnogo avtopoezda [Influence of design and operational factors on the operation of a regenerative ABS on the wheels of a trailer for a low-tonnage road train]. *Candidate's thesis. Volgograd* [in Russian].

4. Kisulenko, B.V., & Vengerov, I.A., & Dementiev, Yu.V. (2004). Kratkiy avtomobilnyi spravochnik [Brief automobile guide]. *Moscow: IPTs Finpol* [in Russian].

5. Zheleznov, E.I. (2001). Povyishenie aktivnoy bezopasnosti malotonnazhnyih avtopoezdov pri tormozhenii [Improving the active safety of low-tonnage road trains during braking] *Doctor's thesis. Volgograd* [in Russian].

6. Rothenberg, R.V. (1972). Podveska avtomobilya [Car suspension]. *Moscow: Mashinostroenie* [in Russian].

7. Zheleznov, E.I. (2000). Povyishenie tormoznyih svoystv malotonnazhnyih avtopoezdov [Improving the braking properties of low-tonnage road trains]. *Volgograd: publishing house of the RPK "Polytechnic"* [in Russian].

8. Osepchugov, V.V. (1989). Avtomobil: Analiz konstruktsiy, elementy rascheta [Car: Structural Analysis, Calculation Elements]. *Moscow: Mashinostroenie* [in Russian].

9. Proskurin A.N. (1970). Issledovanie tyagovo-stsepnogo ustroystva s nelineynoy uprugoy karakteristikoy [Research of a traction-coupling device with a non-linear elastic characteristic]. *Candidate's thesis. Dnepropetrovsk* [in Ukrainian].

10. Gandzyuk, M.O., & Gandzyuk, D.M. (2020). Faktori, scho vplivayut na stiykist ruhu avtomobiliv i avtopoyizdiv u galmivnomu rezhimi ta kriteriyi yiyi otsinki [Factors influencing the stability of cars and road trains in braking mode and the criteria for its evaluation]. *Modern technologies in mechanical engineering and transport. Scientific journal, 2 (15), 5-10* [in Ukrainian].

11. Gandzyuk, M.O., & Gandzyuk, D.M. (2021) Vpliv ekspluatatsiynih faktoriv ta konstruktivnih parametriv malotonazhnyih avtomobilnyih poyizdiv na mitsnist i nadiynist ram odnovisnyih prichepiv [Influence of operational factors and design parameters of low-tonnage road trains on the strength and reliability of single-axle trailer frames]. *Modern technologies in mechanical engineering and transport. Scientific journal, 1 (16), 36-45* [in Ukrainian].

12. Zasoby transportni dorozhni. Karavany y lehki prychepy. Rozrakhunok mekhanichnoyi mitsnosti stalevoho dyshla [Road vehicles. Caravans and light trailers. Calculation of mechanical strength of steel drawbar] (2009). *DSTU ISO 7641-1-93 from 16th February 2009*. Kyiv: Derzhstandart Ukraine, [in Ukrainian].

13. Kolisni transportni zasoby. Vimogi schodo bezpechnosti tehnlchnogo stanu ta metodi kontrolyuvannya [Wheeled vehicles. Requirements for safety of technical condition and control methods] (2011). *DSTU 3649:2010 from 01th July 2011*. Kyiv: Derzhstandart Ukraine, [in Ukrainian].

M. Handziuk, V. Bodak. Simulation of dynamic interaction of low-level train links under braking

Much scientific work has been devoted to improving the performance of freight trains, as well as the development of designs and selection of parameters of couplings.

The use of cars as a tractor in a road train, for all its positive effects, is associated with a number of technical difficulties, mostly related to the peculiarities of light trains.

Low-tonnage trains have actually fallen out of sight of scientists, especially in our country. Work in this area is small and aimed at studying and improving specific performance properties, without touching on the issue of dynamic interaction of low-tonnage trains on the full range of modes of operation and the choice of parameters of couplings. Some experience in the design and manufacture of trailers for passenger cars has been gained abroad, but data on the method of selecting parameters used by foreign manufacturers in the design of couplings are not publicly available. In this regard, it is advisable to study the influence of design and operational parameters of the coupling device on the dynamic interaction of low-tonnage train links in different modes and determine the patterns of changes in the dynamic interaction of low-tonnage train units and on the basis of conclusions for light-duty road trains.

The most characteristic, in terms of dynamic interaction of the links, is the braking mode. Therefore, below we will dwell in more detail on the simulation of this mode.

Low-capacity road train is a complex mechanical system consisting of a large number of elements connected by various connections. It is impossible to study the movement of a road train taking into account all the connections, so the real road train is replaced by a calculation model.

Keywords: low-capacity road train, trailer link, design parameters, operational parameters, braking mode, braking forces, sprung parts, unsprung parts, rigidity, dynamic interaction.

ГАНДЗЮК Микола Олександрович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького національного технічного університету, e-mail: Gandzyuk64.MG@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0002-3552-4256>.

БОДАК Володимир Іванович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького національного технічного університету, e-mail: bodak.lutsk@gmail.com.

Mykola HANDZIUK, Ph.D in Engineering, associate professor of automobiles and transport technologies department, Lutsk National Technical University, e-mail: Gandzyuk64.MG@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0002-3552-4256>.

Volodymyr BODAK, Ph.D in Engineering, associate professor of automobiles and transport technologies department, Lutsk National Technical University, e-mail: bodak.lutsk@gmail.com.

DOI 10.36910/automash.v1i18.759

УДК 656.13+621.43+681.518
UDC 656.13+621.43+681.518

Грицук І.В.¹, Волков В.П.², Маяк М.М.³, Український С.О.⁴, Володарець М.В.⁴, Волкова Т.В.², Рижова В.Ю.⁵

¹ Херсонська державна морська академія

² Харківський національний автомобільно-дорожній університет

³ Луцький національний технічний університет

⁴ ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет»

⁵ Міжнародний технологічний університет "Миколаївська політехніка"

ФОРМУВАННЯ МЕТОДУ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НОРМУВАННЯ ПОКАЗНИКІВ І КЕРУВАННЯ ПАЛИВНОЮ ЕКОНОМІЧНІСТЮ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ У ЗМІННИХ УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

В статті розглянуто сучасний підхід до формування методу забезпечення нормування показників і керування паливною економічністю транспортного засобу у змінних умовах експлуатації. Дослідження проведено на основі системного підходу. В основу системного підходу для теоретичних досліджень використовувались наступні методи і положення з теорії автомобіля, теорії автомобільних двигунів, методи теоретичних досліджень динаміки автомобілів, розрахунку нормативної витрати палива, методи морфологічного аналізу, теорії множин, математичної статистики, теорії інформації тощо. Експериментальні дослідження, за положеннями системного підходу, виконувались із застосуванням методів планування експерименту і статистичної обробки отриманих результатів, що базуються на теорії похибок та невизначеності вимірювань, дорожніх випробувань ТЗ в умовах експлуатації.

Метою роботи є розробка сучасного методу і засобів його реалізації, що дозволяє дистанційно здійснювати нормування показників і керування паливною економічністю транспортного засобу у змінних умовах експлуатації.

Запропоновано загальний підхід до формування методу забезпечення нормування показників і паливної економічності транспортного засобу категорії у змінних умовах експлуатації засобами оперативного контролю на основі інтелектуальних транспортних систем. Розглянуті основні складові забезпечення розробленого методу, серед них проведення морфологічного аналізу, створення структурно-логічної схеми системного вирішення задач забезпечення нормування показників і керування паливною економічністю ТЗ і розробка безпосередньо методу дослідження і нормування показників та паливної економічності ТЗ у змінних умовах експлуатації засобами оперативного контролю на основі інтелектуальних транспортних систем. Реалізацію запропонованого методу показана на прикладі транспортних засобів категорії N3.

В кінцевому підсумку зроблений висновок, що загальний підхід до формування методу забезпечення нормування показників і паливної економічності транспортного засобу категорії у змінних умовах експлуатації добре реалізується засобами оперативного контролю на основі інтелектуальних транспортних систем.

Ключові слова: транспортний засіб, нормування, показник, витрата палива, швидкість, умови експлуатації, моніторинг

ВСТУП

Достатньо багато уваги в практиці експлуатації транспортних засобів в Україні приділяється визначенню і отриманню параметрів витрати палива, забезпеченню нормування показників і технічного стану та швидкості руху транспортних засобів (ТЗ). При цьому, широко автоматизоване дистанційне поєднання оперативного нормування показників, контролю витрати палива і забезпечення паливної економічності ТЗ в одночасній реалізації за умовами експлуатації, технічним станом, режимами роботи операторів, їх фізичним станом тощо ще не здійснювалось. Без точної інформації про витрату палива та швидкість руху ТЗ важко проаналізувати зміну робочих параметрів транспортного засобу і здійснювати забезпечення нормування показників і керування паливною економічністю транспортного засобу. Як правило, технічні служби автопідприємств і транспортних компаній отримують вказану інформацію поступово, зі значним запізненням. Тому в практиці експлуатації транспортні компанії використовують лише окремі показники своєї роботи у поєднанні з відповідними параметрами транспортного засобу. Спостереження та аналіз показників нормування, паливної економічності і швидкісного режиму в реальних експлуатаційних умовах здійснюється вже після повернення транспортного засобу. Практика експлуатації транспортного засобу вимагає забезпечення раціональної витрати палива та параметрів стану транспортного засобу з урахуванням відповідних умов експлуатації, отриманих шляхом дистанційного оперативного контролю. Таким чином, тематика статті присвяченої формуванню методу забезпечення нормування показників і керування паливною економічністю транспортного засобу у змінних умовах експлуатації є актуальною та має вагомe значення для підвищення ефективності експлуатації автомобільного транспорту.

Метою роботи є розробка сучасного методу і засобів його реалізації, що дозволяє дистанційно здійснювати нормування показників і керування паливною економічністю транспортного засобу у змінних умовах експлуатації

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Вирішення науково-прикладної задачі забезпечення нормування показників експлуатації і підвищення паливної економічності транспортних засобів шляхом використання оперативного моніторингу, контролю витрати палива і засобів інтелектуальних транспортних систем, рекомендується здійснювати на основі загальноприйнятої методології проведення наукових досліджень на транспорті [1-3]. Для вирішення поставлених завдань дослідження у якості методологічної основи використовувався системний підхід. Системністю у дослідженні, за різними джерелами, прийнято називати сукупність взаємопов'язаних елементів, які взаємодіють між собою для досягнення поставленої мети [2, 4]. В основу системного підходу для теоретичних досліджень використовувались наступні методи і положення з теорії автомобіля, теорії автомобільних двигунів, методи теоретичних досліджень динаміки автомобілів, розрахунку нормативної витрати палива, методи морфологічного аналізу, теорії множин, математичної статистики, теорії інформації тощо. Експериментальні дослідження, за положеннями системного підходу, виконувались із застосуванням методів планування експерименту і статистичної обробки отриманих результатів, що базуються на теорії похибок та невизначеності вимірювань, дорожніх випробувань ТЗ в умовах експлуатації.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Загальний підхід до формування методу забезпечення нормування показників і паливної економічності транспортного засобу категорії у змінних умовах експлуатації засобами оперативного контролю на основі інтелектуальних транспортних систем включає в себе декілька основних етапів. Серед них проведення морфологічного аналізу, створення структурно-логічної схеми системного вирішення задач забезпечення нормування показників і керування паливною економічністю ТЗ і розробка безпосередньо методу дослідження і нормування показників та паливної економічності ТЗ у змінних умовах експлуатації засобами оперативного контролю на основі інтелектуальних транспортних систем. Реалізацію запропонованого методу покажемо на прикладі транспортних засобів категорії N₃.

Систематизація схем варіантів забезпечення нормування показників експлуатації і підвищення паливної економічності ТЗ. Реалізацію запропонованого методу відповідно до методики наукового дослідження систематизовано у вигляді можливих варіантів забезпечення нормування показників і системи контролю і управління витратою палива транспортними засобами категорії N₃ на основі методу морфологічного аналізу (табл. 2.1).

Метод формування морфологічної матриці – технічна система, яка досліджується, ділиться на основні функціональні елементи (морфологічні ознаки), характерні для неї. Кожен з цих елементів (ознак) потрібно докладним чином описати за допомогою наведених ознак у технічному вираженні у різних варіантах [3, 5, 6].

При цьому для того, щоб досягнути основну мету функціонування системи в умовах експлуатації необхідно точна характеристика режимів роботи системи, взаємодій вузлів та механізмів і таке інше за допомогою кожної морфологічної ознаки, виділені основні функціональні елементи та їх складові (табл. 2.1): оснащення ТЗ засобами для забезпечення оперативного нормування і контролю та управління витратою палива і оснащення інфраструктури засобами для забезпечення оперативного контролю і управління [1 - 5].

Було складено перелік варіантів (від 2 до 7) технічної реалізації для 11-и основних морфологічних ознак функціональних елементів системи, від яких залежить досягнення цілей її функціонування в цілому. Кожна з вказаних морфологічних ознак характеризується функцією, конструктивним рішенням або системою, режимом роботи та станом системи, формою взаємодії складових системи, від яких залежить вибір можливого вирішення задачі оперативного контролю, нормування показників і управління витратою палива ТЗ.

Таблиця 2.1 – Морфологічна матриця елементів системної взаємодії можливих схем варіантів підвищення паливної економічності транспортних засобів категорії N₃ у взаємодії з інфраструктурою

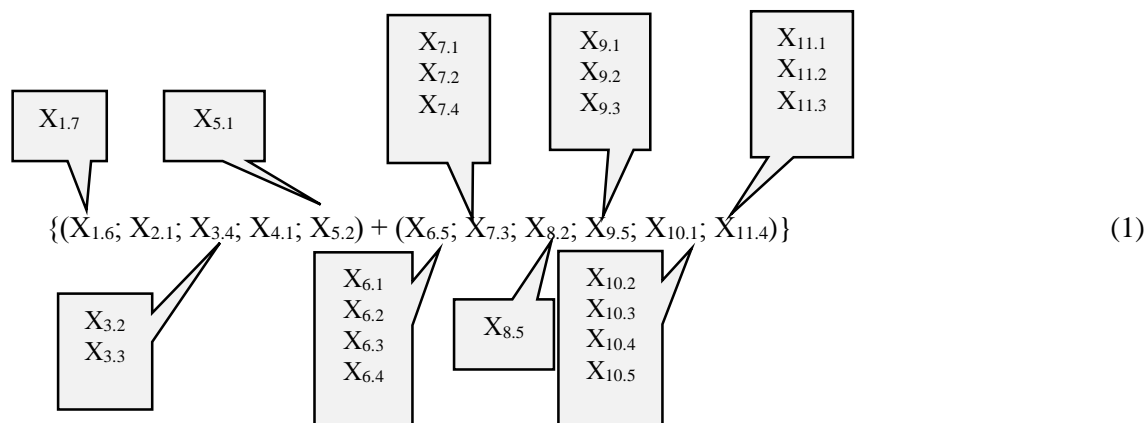
Оснащення ТЗ засобами для забезпечення оперативного контролю і управління витратою палива	1. Повна маса	1.1. До 1,2 т.	1.2. Від 1,2 до 2,0 т.	1.3. Від 2,0 до 8,0 т.	1.4. Від 8,0 до 14,0 т.	1.5. Від 14,0 до 20,0 т.	1.6. Від 20,0 до 40,0 т.	1.7. Більше 40,0 т.	
	2. Наявність в ТЗ OBD-рознімання	2.1. ТЗ обладнаний OBD-розніманням			2.2. ТЗ не обладнаний OBD-розніманням				
	3. Засоби моніторингу параметрів стану ТЗ	3.1. Штатне обладнання для моніторингу параметрів стану ТЗ	3.2. Трекер-комунікатор для моніторингу параметрів стану ТЗ		3.3. OBD – сканер для моніторингу параметрів стану ТЗ		3.4. Трекер-комунікатор та OBD – сканер для моніторингу параметрів стану ТЗ		
	4. Оснащення ЕБУ і базовими датчиками	4.1. Двигун ТЗ оснащений ЕБУ і базовими датчиками			4.2. Двигун ТЗ оснащений ЕБУ і базовими датчиками				
	5. Оснащення ТЗ засобами контролю витрати палива	5.1. Контроль витрати палива із застосуванням бортових систем контролю (через CAN-шину)		5.2. Контроль витрати палива за допомогою датчика рівня палива (ДРП)	5.3. Контроль витрати палива за допомогою витратоміра-лічильника		5.4. Контроль витрати палива за допомогою засобів вимірювання маси палива		
Оснащення інфраструктури засобами для забезпечення оперативного контролю і забезпечення паливної економічності	6. Умови експлуатації ТЗ в ITS	6.1. Відслідковування дорожніх умов	6.2. Відслідковування транспортних умов	6.3. Відслідковування атмосферно-кліматичних умов	6.4. Відслідковування культури експлуатації	6.5. Відслідковування дорожніх, транспортних і атмосферно-кліматичних умов і культури експлуатації ТЗ		6.6. Не відслідковування умов експлуатації ТЗ	
	7. Використання інформації від інфраструктури і додаткового ПЗ	7.1. Використання інформації від транспортної інфраструктури		7.2. Використання інформації автомобільних доріг	7.3. Спільне використання інформації від транспортної інфраструктури і інфраструктури автомобільних доріг		7.4. Не використання інформації транспортної інфраструктури і інфраструктури автомобільних доріг		
	8. Наявність інформаційних і комунікаційних технологій для забезпечення функціонування учасників руху (ТЗ)		8.1. Інформаційні і комунікаційні технології для забезпечення функціонування учасників руху (ТЗ) відсутні			8.2. Технологія I2V	8.3. Технологія I2P	8.4. Технологія I2X	8.5. Комбінований варіант
	9. Умови експлуатації ТЗ в ITS	9.1. Моніторинг дорожніх умов	9.2. Моніторинг транспортних умов	9.3. Моніторинг атмосферно-кліматичних умов	9.4. Моніторинг культури експлуатації	9.5. Моніторинг дорожніх, транспортних і атмосферно-кліматичних умов і культури експлуатації ТЗ		9.6. Не виконання моніторингу умов експлуатації ТЗ	
	10. Стан операторів системи	10.1. Щоденний одноразовий медичний контроль	10.2. Система контролю пульсу операторів	10.3. Система контролю тиску операторів	10.4. Система контролю стресу операторів	10.5. Система контролю втоменості операторів			

	11. Режими роботи (взаємодії) операторів системи	11.1. Робота на основі кінцевих звітів (Off-line)	11.2. Взаємодія за допомогою засобів мобільного/радіо зв'язку	11.3. Взаємодія в умовах інформаційної системи диспетчерського управління (on-line)	11.4. Взаємодія в умовах інформаційно-аналітичної керуючої системи (ITS)
--	--------------------------------------------------	---------------------------------------------------	---------------------------------------------------------------	-------------------------------------------------------------------------------------	--------------------------------------------------------------------------

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Для формування основної морфологічної формули інформаційної системи оперативного нормування показників і контролю витрати палива вантажними транспортними засобами категорії N3 в системі дослідження були виділені окремі характерні для неї основні характеристики функціональних елементів. Їх прийнято називати – морфологічні ознаки. За кожною з них було попередньо складено максимально повний перелік (на думку авторів) різноманітних відповідних варіантів (альтернатив) технічного виразу наведених вище ознак. Для кожної з 11 морфологічних ознак були обрані і наведені характерні властивості: класифікацій, оснащення інфраструктури, від яких залежить вирішення задачі дослідження особливостей, комплектація ТЗ (автомобіля) і досягнення головної мети функціонування досліджуваної в умовах експлуатації системи.

Так, схема елементів системної взаємодії вантажного ТЗ DAF XF 105.460 з інфраструктурою за морфологічними ознаками з урахуванням параметрів впливу основних факторів (у формульному вигляді):



Тобто це ТЗ, повна маса якого складає від 20,0 до 40,0 т в базовому варіанті ($X_{1.6}$) або більше 40,0 т у варіаційному варіанті ($X_{1.7}$), оснащений OBD-розніманням ТЗ ($X_{2.1}$), обладнаний трекером-комунікатором та OBD-сканером для моніторингу параметрів стану ТЗ ($X_{3.4}$) та варіативно – окремо трекером-комунікатором ($X_{3.2}$) або OBD-сканером ($X_{3.3}$), з двигуном оснащеним штатними датчиками і ЕБУ ($X_{4.1}$), оснащений датчиком рівня палива (ДРП) ($X_{5.2}$) та можливістю оснащення засобами контролю витрати палива із застосуванням бортових систем контролю (через CAN-шину) ($X_{5.1}$), із залученням засобів інфраструктури, а саме: моніторингу дорожніх, транспортних і атмосферно-кліматичних умов і культури експлуатації ТЗ ($X_{6.5}$) з можливістю здійснення окремого моніторингу дорожніх умов ($X_{6.1}$), транспортних умов ($X_{6.2}$), атмосферно-кліматичних умов ($X_{6.3}$) та культури експлуатації ($X_{6.4}$), спільного використання інформації від транспортної інфраструктури і інфраструктури автомобільних доріг ($X_{7.3}$) або використання інформації тільки від транспортної інфраструктури ($X_{7.1}$), тільки від інфраструктури автомобільних доріг ($X_{7.2}$), без використання інформації транспортної інфраструктури і інфраструктури автомобільних доріг ($X_{7.4}$), з наявністю інформаційних і комунікаційних технологій для забезпечення функціонування учасників руху (ТЗ) на базі технології I2V ($X_{8.2}$) або комбінованого варіанту застосування технологій ($X_{8.5}$), із застосуванням моніторингу дорожніх, транспортних і атмосферно-кліматичних умов і культури експлуатації ТЗ ($X_{9.5}$) або окремо моніторингу дорожніх умов ($X_{9.1}$), моніторингу транспортних умов ($X_{9.2}$), моніторингу атмосферно-кліматичних умов ($X_{9.3}$), із застосуванням щозмінного одноразового медичного контролю ($X_{10.1}$), системи контролю пульсу операторів ($X_{10.2}$), системи контролю тиску операторів ($X_{10.3}$), системи контролю стресу операторів ($X_{10.4}$), системи контролю втоменості операторів ($X_{10.5}$), із взаємодією операторів системи в умовах інформаційно-аналітичної керуючої системи (ITS) ($X_{11.4}$), або роботою на

основі кінцевих звітів (off-line) ($X_{11.1}$), взаємодією за допомогою засобів мобільного/радіо зв'язку ($X_{11.2}$), взаємодією в умовах інформаційної системи диспетчерського управління (on-line) ($X_{11.3}$).

Для об'єднання морфологічних формул дослідних варіантів формуються окремі схеми усіх ознак відповідно до конкретного варіанту із властивими ним показниками. Метод дослідження, що базується на морфології об'єктів, дозволяє системно аналізувати різноманітні структури, що походять із закономірностей їх побудови. Кількість можливих схем системної взаємодії транспортних засобів з інфраструктурою у випадку використання даної морфологічної матриці складає:

$$N = 7 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 6 \cdot 4 \cdot 5 \cdot 6 \cdot 5 \cdot 4 = 6451200 \text{ варіантів(2)}$$

Завдяки розглянутому підходу з'явилась можливість системного дослідження усіх можливих схем взаємодії ТЗ з інфраструктурою, в результаті чого враховується варіативність системи.

Особливості забезпечення нормування показників і паливної економічності транспортного засобу в умовах експлуатації засобами оперативного контролю на основі інтелектуальних транспортних систем. Для вирішення поставлених завдань запропонована структурно-логічна схема (рис. 2.3) [2, 6 - 8] системного вирішення задач забезпечення нормування показників і паливної економічності транспортних засобів категорії N_3 .

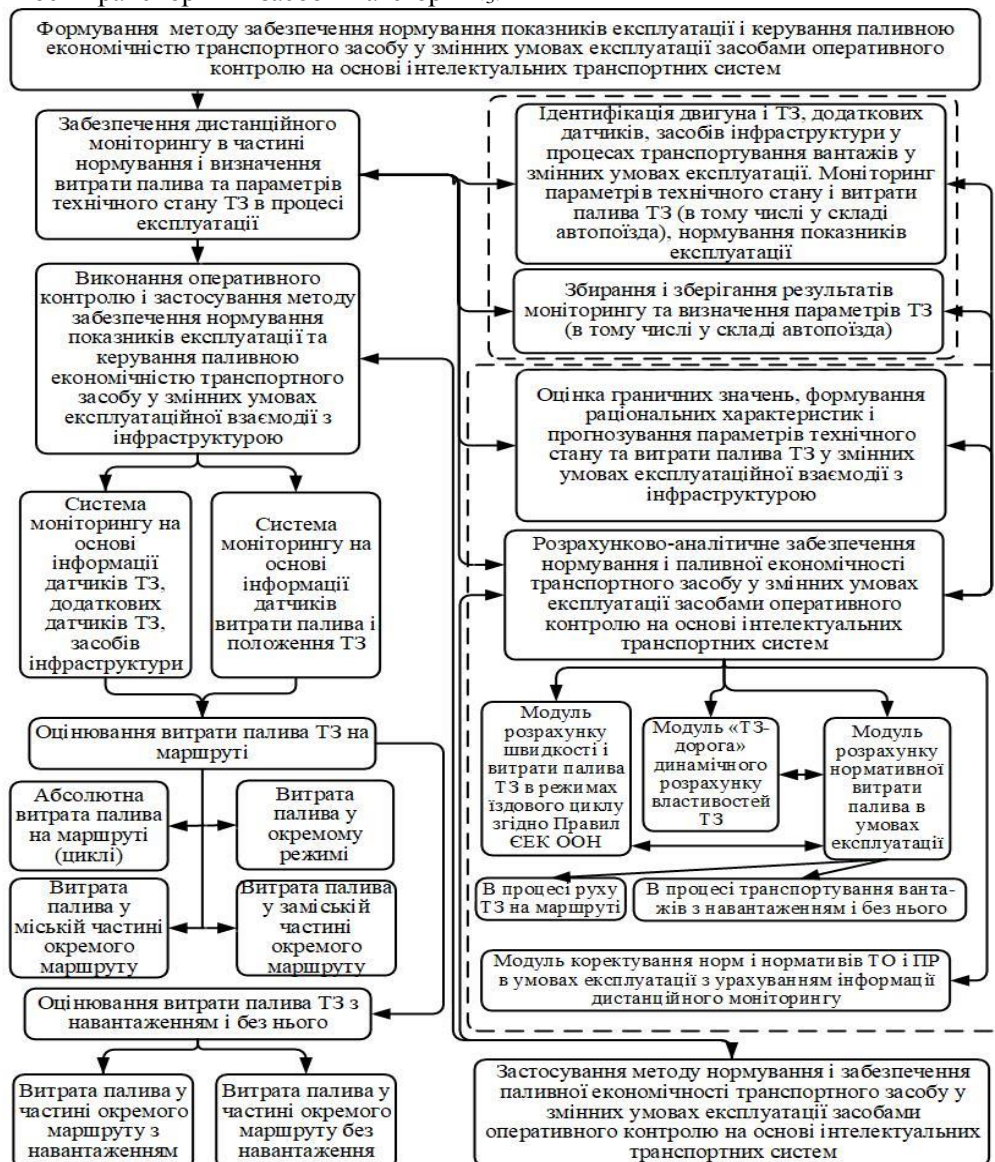


Рисунок 2.3 – Функціональна схема формування методу забезпечення нормування показників і керування паливною економічністю транспортного засобу категорії N_3 у змінних умовах експлуатації засобами оперативного контролю на основі інтелектуальних транспортних систем

Процеси вирішення поставлених задач базуються на реалізації системної взаємодії трьох взаємопов'язаних складових: процесної, інформаційної і аналітичної (рис. 2.3). Для нормування показників і підвищення паливної економічності транспортних засобів категорії N_3 і функціонування процесної та

аналітичної складових реалізується інформаційна, яка передбачає забезпечення ідентифікації двигуна і ТЗ, додаткових датчиків, засобів інфраструктури у процесах транспортування вантажів, моніторинг параметрів технічного стану і витрати палива транспортним двигуном і ТЗ у складі автопоїзда, збирання і зберігання отриманих результатів в умовах ITS [1-3, 6-14].

Розробка методу дослідження нормування показників і паливної економічності транспортних засобів у змінних умовах експлуатації засобами оперативного контролю на основі інтелектуальних транспортних систем. Для дослідження та обґрунтування параметрів нормування і паливної економічності ТЗ категорії N₃ у змінних умовах експлуатації засобами оперативного контролю на основі інтелектуальних транспортних систем був розроблений і запропонований метод забезпечення нормування показників і визначення і розрахунку витрати палива транспортних засобів категорії N₃ в умовах експлуатації (рис. 2.4).

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Особливість запропонованого методу полягає в тому, що він передбачає спільне використання всіх наявних методів і засобів отримання інформації про процеси експлуатації вантажного ТЗ, про норми і нормативи, витрату палива, параметри технічного стану і швидкість.

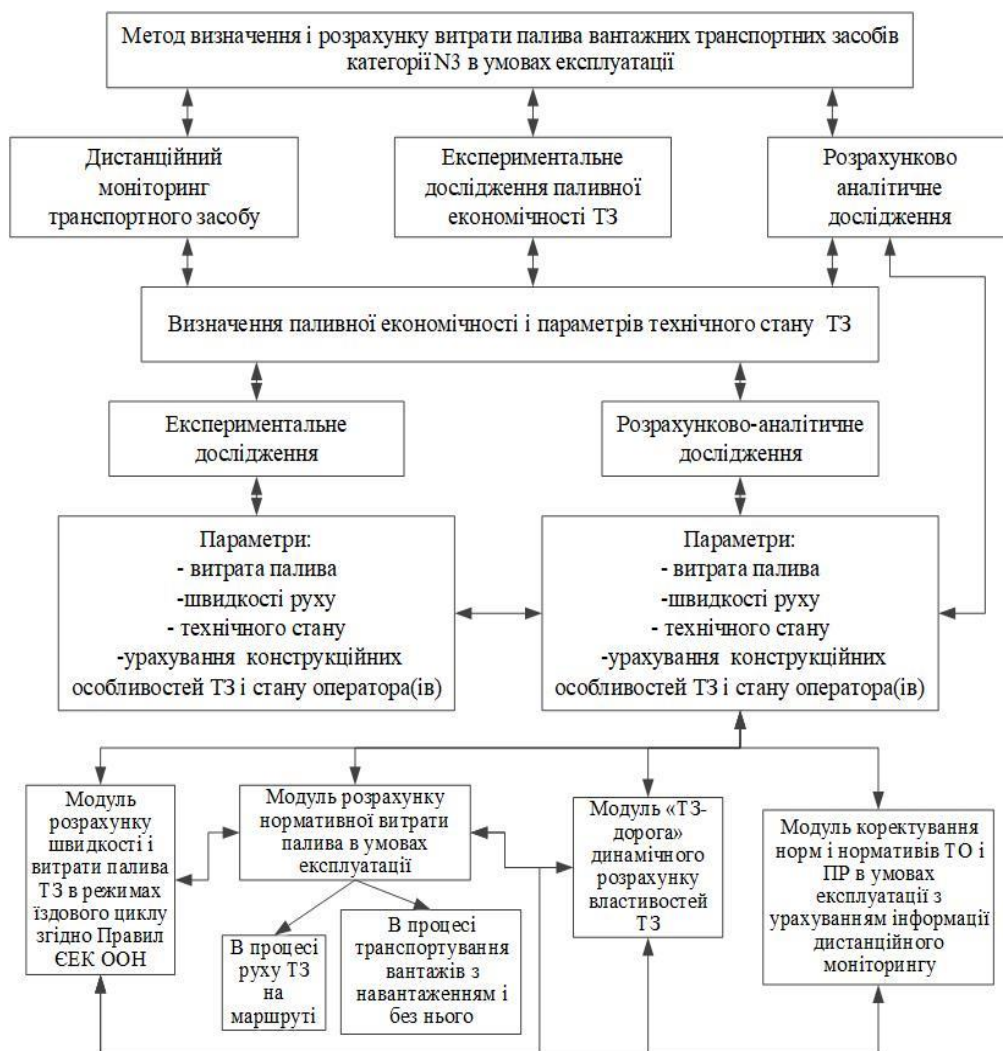


Рисунок 2.4 – Функціональна схема реалізації методу забезпечення нормування показників, визначення і розрахунку витрати палива транспортних засобів категорії N₃ в умовах експлуатації

Отримання інформації, забезпечення нормування показників і визначення параметрів паливної економічності в процесах експлуатації ТЗ категорії N₃ можливе в результаті дистанційного моніторингу витрати палива, параметрів технічного стану, результатів експериментального дослідження і результатів розрахунково-аналітичного дослідження на основі даних, отриманих з перших двох джерел і теоретичних положень.

Визначення, оцінювання, співставлення та аналіз показників нормування і параметрів витрати палива, швидкості руху, технічного стану, урахування конструктивних особливостей ТЗ і стану оператора в процесах експлуатації ТЗ категорії N_3 здійснюється на подальших етапах запропонованої методики. Особливість цього етапу розробленої методики полягає в наступному. Параметри і показники досліджуваного процесу, що неможливо визначити експериментально або засобами дистанційного моніторингу, можливо визначити засобами програмного забезпечення розрахунково-експериментального дослідження за адаптованими методиками та моделями до показників і особливостей ТЗ.

Для реалізації і функціонування методу визначення і розрахунку витрати палива транспортних засобів категорії N_3 в умовах експлуатації виникає необхідність у забезпеченні єдиних підходів для реалізації методу забезпечення нормування показників і паливної економічності транспортного засобу у змінних умовах експлуатації за допомогою оперативного контролю на основі інтелектуальних транспортних систем (рис. 2.3) різними способами у відповідних модулях розрахунково-аналітичного забезпечення. Для цього у необхідно розробити алгоритм розрахунково-аналітичного забезпечення паливної економічності транспортного засобу категорії N_3 у змінних умовах експлуатації засобами оперативного контролю на основі інтелектуальних транспортних систем, яка буде базуватися на основі положень [1-3, 6-14]. Вибір і оцінювання можливих схем варіантів забезпечення нормування показників і підвищення паливної економічності транспортних засобів у взаємодії з інфраструктурою здійснюється на основі показників, які виступають окремими критеріями паливовикористання.

Для розрахунків в частині розрахунково-аналітичної системи, враховуючи змінний характер процесів, приведена норма витрати палива на ділянці розраховувалась:

$$G_{\Pi ij}^{\text{норм}}(t) = \frac{((G_{\text{б.лін}}^{\text{норм}} + G_{\text{пр } j}^{\text{норм}}(t) \cdot m_{\text{пр } j}) \cdot S_{ij} + G_{\text{тр.роб } ij}^{\text{норм}}(t) \cdot m_{\text{вант } j} \cdot S_{\text{вант } ij}) \cdot (1 + 0,01 \cdot K_{z ij}(t))}{100}, \quad (3)$$

де $G_{\Pi ij}^{\text{норм}}(t)$ – приведена норма витрати палива для і-ї ділянки j-ї поїздки ТЗ, (л/100 км); $G_{\text{б.лін}}^{\text{норм}}$ – базова лінійна норма витрати палива ТЗ, (л/100 км); $G_{\text{пр } j}^{\text{норм}}(t)$ – норма витрати палива на одну тону маси спорядженого напівпричепа для j-ї поїздки, (л/100 т·км); $m_{\text{пр } j}$ – споряджена маса напівпричепа, (т); S_{ij} – довжина ділянки і для j-ї поїздки, (км); $G_{\text{тр.роб } ij}^{\text{норм}}(t)$ – норма палива на виконання транспортної роботи, (л/100 т·км); $m_{\text{вант } j}$ – маса вантажу, що транспортується ТЗ для j-ї поїздки, (т); $S_{\text{вант } ij}$ – відстань поїздки з вантажем на ділянці і j-ї поїздки, (км); $K_{z ij}(t)$ – сумарний коригуючий коефіцієнт, що враховує умови експлуатації ТЗ для і-ї ділянки j-ї поїздки.

Враховуючи змінний характер процесів експлуатації ТЗ і, відповідно, витрати палива на ділянках, для оцінювання паливної економічності було запропоновано застосовувати коефіцієнт паливовикористання, що враховує режими руху ТЗ на ділянках маршруту $k_{\text{пв } ij}^{\text{р.р.}}(t)$ і коефіцієнт стійкої економії палива $k_{\text{ек.пал. } j}^{\text{ст.}}(t)$:

$$k_{\text{пв } ij}^{\text{р.р.}}(t) = 1 - \frac{G_{\Pi ij}^{\phi}(t)}{G_{\Pi ij}^{\text{норм}}(t)}, \quad (4)$$

$$k_{\text{ек.пал. } j}^{\text{ст.}}(t) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n e^{-\frac{\delta G_{\Pi ij}(t)}{G_{\Pi ij}^{\text{норм}}(t)} \cdot 10}, \quad (5)$$

де $k_{\text{пв } ij}^{\text{р.р.}}(t)$ – коефіцієнт паливовикористання, що враховує режими руху ТЗ на і-й ділянці j-ї поїздки; $G_{\Pi ij}^{\phi}(t)$ – фактична витрата палива на ділянці маршруту на і-й ділянці j-ї поїздки; $G_{\Pi ij}^{\text{норм}}(t)$ – нормативна витрата палива на і-й ділянці j-ї поїздки; $k_{\text{ек.пал. } j}^{\text{ст.}}(t)$ – коефіцієнт стійкої економії використання палива для j-ї поїздки; n – кількість ділянок j-ї поїздки; $\delta G_{\Pi ij}(t)$ – приведена економія палива для і-ї ділянки j-ї поїздки, л/100 км; $G_{\Pi ij}^{\text{норм}}(t)$ – норма витрати палива для і-ї ділянки j-ї поїздки, л/100 км. j-ї поїздки, л/100 км; $G_{\Pi ij}^{\text{норм}}(t)$ – норма витрати палива для і-ї ділянки j-ї поїздки, л/100 км.

Застосування запропонованого методу при використанні розрахунково-аналітичного забезпечення системи з удосконаленими математичними моделями потрібно для дослідження нормування показників і паливної економічності на прикладі транспортного засобу категорії N_3 у змінних умовах експлуатації.

ВИСНОВКИ

Сформований загальний підхід до формування методу забезпечення нормування показників і паливної економічності ТЗ категорії N_3 у змінних умовах експлуатації засобами оперативного

контролю на основі інтелектуальних транспортних систем. Розглянуті основні складові забезпечення розробленого методу, серед них проведення морфологічного аналізу, створення структурно-логічної схеми системного вирішення задач забезпечення нормування показників і керування паливною економічністю ТЗ і розробка безпосередньо методу дослідження і нормування показників та паливної економічності ТЗ у змінних умовах експлуатації засобами оперативного контролю на основі інтелектуальних транспортних систем. Реалізацію запропонованого методу показана на прикладі ТЗ категорії N₃.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Волков В.П. Интеллектуальные системы управления работоспособностью автомобилей / В.П. Волков, В.П. Матейчик, И.В. Грицук [и др.]. – Харьков: Майдан, 2016. –503 с.
2. Грицук І.В. Концепція забезпечення оптимального температурного стану двигунів і транспортних засобів в умовах експлуатації : дис. ... д-ра техн. наук : 05.22.20. Харків, 2016. 552 с.
3. Методи системного аналізу властивостей автомобільної техніки: навч. посіб. / М.Ф. Дмитриченко, В.П. Матейчик, О.К. Грицук, М.П. Цюман. Киев : НТУ, 2014. 168 с.
4. Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. Системотехника транспорта. Изд. 2-е, перераб. и доп. Харьков : РИО ХГАДТУ, 1999. 468 с.
5. Скалозуб В.В., Ильман В.М. Прикладной системный анализ интеллектуальных систем транспорта : пособие. Днепропетровск : Изд-во Днепропетр. нац. ун-та ж.-д. трансп. им. акад. В. Лазаряна, 2013. 221 с.
6. Одрин В.М., Картавов С.С. Морфологический анализ систем. Построение морфологических матриц. Киев : Наукова думка, 1977. 183 с.
7. Інформаційні системи моніторингу технічного стану автомобілів: монографія / В.П. Волков, та ін. ; під ред. В.П. Волкова. Харків : Вид-во Панов А.М., 2018. 298 с.
8. Грицук І. В., Волков В. П., Український С. О., Володарець М. В., Макарова Т. В., Риждова В. Ю. Особливості забезпечення нормування показників і керування паливною економічністю транспортного засобу в умовах експлуатації // Вісник машинобудування та транспорту / Вінницький національний технічний університет. Вінниця. ВНТУ, 2022. Вип. №1(15). С. 52-59
9. Матейчик В.П., Цюман М.П. Дослідження впливу регульовальних параметрів на паливну економічність і екологічні показники бензинового двигуна з системою нейтралізації відпрацьованих газів // *Наукові нотатки : міжвуз. зб.* Луцьк, 2010. № 28. С. 331–335.
10. Особливості застосування методів визначення і оцінювання показників оптимального температурного стану двигуна і транспортного засобу в умовах експлуатації / В.П. Матейчик, В.П. Волков, І.В. Грицук, М.П. Цюман // *Управління проектами, системний аналіз і логістика.* 2015. Вип. 15, ч. 1. С. 108–118.
11. Особливості моделі для дослідження паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху / В.П. Матейчик та ін. // *Вісник Донецької академії автомобільного транспорту.* 2014. № 4 (2). С. 14–20.
12. Особливості алгоритму дослідження паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху / В.П. Матейчик та ін. // *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології : електронне наукове фахове видання /* Харьк. нац. автомоб.-дор. ун-т. Харків : ХНАДУ, 2015. Вип. № 8. С. 31-38.
13. Матейчик В.П., Цюман М.П. Дослідження впливу регульовальних параметрів на паливну економічність і екологічні показники бензинового двигуна з системою нейтралізації відпрацьованих газів // *Наукові нотатки.* Луцьк, 2010. № 28. С. 331–335.
14. Грицук І.В., Кривоусков А.В., Гриценко Д.О. До питання вибору і обґрунтування типу випробувального їздового циклу для дослідження показників токсичності відпрацьованих газів двигунів // *Зб. наук. пр. ДонІЗТ.* Донецьк, 2009. № 17. С. 106–119.

REFERENCES

1. Volkov V.P. Intellektualnyie sistemyi upravleniya rabotosposobnostyu avtomobiley / V.P. Volkov, V.P. Mateychik, I.V. Gritsuk [i dr.]. – Harkov: Maydan, 2016. –503 s.
2. Gritsuk I.V. Konceptsiya zabezpechennya optimal'nogo temperaturnogo stanu dviguniv i transportnih zasobiv v umovah ekspluatatsii : dis. ... d-ra tekhn. nauk : 05.22.20. Harkiv, 2016. 552 s.
3. Metodi sistemnogo analizu vlastivostej avtomobil'noi tekhniki: navch. posib. / M.F. Dmitrichenko, V.P. Matejchik, O.K. Grishchuk, M.P. Syuman. Kiev : NTU, 2014. 168 s.

4. Govorushchenko N.YA., Turenko A.N. Sistemotekhnika transporta. Izd. 2-e, pererab. i dop. Har'kov : RIO HGADTU, 1999. 468 s.
5. Skalozub V.V., Il'man V.M. Prikladnoj sistemnyj analiz intellektual'nyh sistem transporta : posobie. Dnepropetrovsk : Izd-vo Dnepropetr. nac. un-ta zh.-d. transp. im. akad. V. Lazaryana, 2013. 221 s.
6. Odrin V.M., Kartavov S.S. Morfologicheskij analiz sistem. Postroenie morfologicheskikh matric. Kiev : Naukova dumka, 1977. 183 s.
7. Informacijni sistemi monitoringu tekhnichnogo stanu avtomobiliv: monografiya / V.P. Volkov, ta in. ; pid red. V.P. Volkova. Harkiv : Vid-vo Panov A.M., 2018. 298 s.
8. Gritsuk I. V., Volkov V. P., Ukrain'skij S. O., Volodarec' M. V., Makarova T. V., Rizhova V. YU. Osoblivosti zabezpechennya normuvannya pokaznikiv i keruvannya palivnoyu ekonomichnistyu transportnogo zasobu v umovah ekspluatacii // Visnik mashinobuduvannya ta transportu / Vinnic'kij nacional'nij tekhnichnij universitet. Vinicya. VNTU, 2022. Vip. №1(15). S. 52-599.
10. Osoblivosti zastosuvannya metodiv viznachennya i ocinyuvannya pokaznikiv optimal'nogo temperaturnogo stanu dviguna i transportnogo zasobu v umovah ekspluatacii / V.P. Matejchik, V.P. Volkov, I.V. Gritsuk, M.P. Cyuman // Upravlinnya proektami, sistemnij analiz i logistika. 2015. Vip. 15, ch. 1. S. 108–118.
11. Osoblivosti modeli dlya doslidzhennya palivnoi ekonomichnosti ta ekologichnih pokaznikiv transportnogo zasobu z urahuvannyam progrivu v procesi ruhu / V.P. Matejchik ta in. // Visnik Donec'koï akademii avtomobil'nogo transportu. 2014. № 4 (2). S. 14–20.
12. Osoblivosti algoritmu doslidzhennya palivnoi ekonomichnosti ta ekologichnih pokaznikiv transportnogo zasobu z urahuvannyam progrivu v procesi ruhu / V.P. Matejchik ta in. // Avtomobil' i elektronika. Suchasni tekhnologii : elektronne naukovе fahove vidannya / Har'k. nac. avtomob.-dor. un-t. Harkiv : HNADU, 2015. Vip. № 8. C. 31-38.13.
13. Matejchik V.P., Cyuman M.P. Doslidzhennya vplivu regulyuval'nih parametriv na palivnu ekonomichnist' i ekologichni pokazniki benzinovogo dviguna z sistemoyu nejtralizacii vidprac'ovanih gaziv // Naukovi notatki. Luc'k, 2010. № 28. S. 331–335.
14. Gritsuk I.V., Krivopuskov A.V., Gricenko D.O. Do pitannya viboru i obruntuvannya tipu viprobuval'nogo izdovogo ciklu dlya doslidzhennya pokaznikiv toksichnosti vidprac'ovanih gaziv dviguniv // Zb. nauk. pr. DonIZT. Donec'k, 2009. № 17. S. 106–119.

Gritsuk I, Volkov V, Majak M., Ukrain'skyi Ye., Volodarets M., Volkova T., Ryzhova V. Formation of the Method of ensuring the Rating of indicators and management of the Fuel economy of the Vehicle in variable operating conditions

The article considers the modern approach to the formation of the method of ensuring the rationing of indicators and control of fuel economy of the vehicle in variable operating conditions. The study was conducted on the basis of a systems approach. The system approach to theoretical research was based on the following methods and provisions from car theory, car engine theory, methods of theoretical research of car dynamics, calculation of standard fuel consumption, methods of morphological analysis, set theory, mathematical statistics, information theory and more. Experimental research, according to the system approach, was performed using methods of experimental planning and statistical processing of the results, based on the theory of errors and uncertainties of measurements, road tests of vehicles in operation.

The aim of the work is to develop a modern method and means of its implementation, which allows remote rationing of indicators and control of fuel economy of the vehicle in variable operating conditions.

The general approach to formation of a method of maintenance of standardization of indicators and fuel economy of the vehicle of a category in variable conditions of operation by means of operative control on the basis of intelligent transport systems is offered. The main components of the developed method are considered, including morphological analysis, creation of structural and logical scheme of system solution of problems of standardization of indicators and management of fuel economy of vehicles and development of direct method of research and standardization of indicators and fuel efficiency of vehicles in variable operating conditions. intelligent transport systems. The implementation of the proposed method is shown on the example of vehicles of category N3.

In the end, it was concluded that the general approach to the formation of the method of standardization of performance and fuel economy of the vehicle category in variable operating conditions is well implemented by means of operational control based on intelligent transport systems.

Keywords: vehicle, rationing, indicator, fuel consumption, speed, operating conditions, monitoring

ГРИЦУК Ігор Валерійович, доктор технічних наук, професор, професор кафедри експлуатації суднових енергетичних систем, Херсонська державна морська академія, e-mail: gritsuk_iv@ukr.net

ВОЛКОВ Володимир Петрович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри технічної експлуатації і сервісу автомобілів, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, e-mail: volf-949@ukr.net

МАЯК Микола Михайлович, доктор технічних наук, професор, професор кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

УКРАЇНСЬКИЙ Євген Олександрович – канд. техн. наук, доцент кафедри автомобільного транспорту, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», e-mail: e.a.ukrainskyi@gmail.com

ВОЛОДАРЕЦЬ Микита Віталійович, кандидат технічних наук, доцент, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», e-mail: volodarets.nikita@yandex.ru

ВОЛКОВА Тетяна Вікторівна, кандидат технічних наук, доцент кафедри транспортних технологій, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, e-mail: wolf949@ukr.net

РИЖОВА Вікторія Юріївна, старший викладач кафедри «Автомобілі та автомобільне господарство», Міжнародний технологічний університет "Миколаївська політехніка", E-mail: ryzhovavu@gmail.com

Igor GRITSUK, Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Operation of Ship Power Systems, Kherson State Maritime Academy, e-mail: gritsuk_iv@ukr.net

Vladimir VOLKOV, doctor of technical sciences, professor, head of the department of technical operation and service of cars, Kharkov National Automobile and Highway University, Kharkov, e-mail: volf-949@ukr.net

Mykola MAIAK, Doctor of Sciences, Professor, Professor of the Department of Automobiles and Transport Technologies, Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

Yeugene UKRAINSKYI Ph.D. tech. Sciences, Associate Professor, Department of Road Transport, Azov State Technical University, E-mail: e.a.ukrainskyi@gmail.com

Nikita VOLODARETS, Ph.D. tech. Sciences, Associate Professor, Azov State Technical University, E-mail: volodarets.nikita@yandex.ru

Tetiana VOLKOVA, Ph.D. tech. Sciences, Associate Professor of Department Transport Technology, Kharkov National Automobile and Highway University, Kharkov, e-mail: wolf949@ukr.net

Victoria RYZHOVA, Art. Lecturer of the Department "Cars and Automotive Industry", International Technological University "Nikolaev Polytechnic", E-mail: ryzhovavu@gmail.com

DOI 10.36910/automash.v1i18.760

Гудз Г. С., Глобчак М. В., Пельо Р. А., Пельо П. Р.
Національний університет "Львівська політехніка", м. Львів, Україна

СИНТЕЗ ЧАСТОТИ ВИКОРИСТАННЯ ПЕРЕДАЧ СХІДЧАСТОЇ КОРОБКИ ПЕРЕМИКАННЯ ПЕРЕДАЧ (КПП) У ПРОЦЕСІ ВІДТВОРЕННЯ ТИПОВИХ ЦИКЛІВ

Ретроспективний аналіз ситуації транспортних потоків в умовах міських перевезень свідчить про різноманіття вантажних транспортних засобів як за вантажністю так і за класом. Окрім цього транспортний потік у вказаних умовах характеризується великою щільністю. Вище сказане накладає низку обмежень, зокрема, на конструктивні параметри транспортних засобів, ба більше, на вибір силової установки. Значна частина транспортних засобів, що формують такий потік в умовах населених пунктів, зокрема, великих обласних центрів, оснащені силовими агрегатами у складі ДВЗ механічна східчаста коробка передач (МСКП). Відомо, що програма руху окремого взятого транспортного засобу близька до циклічного (за наявності окремих фаз). Визначальним для ідентифікації програм руху є аналіз реальних маршрутів дрібногуртових перевезень в умовах міста Львова, що характеризується варіативністю відстаней та тривалостей їхньої реалізації. Домінуючими в умовах міста є транспортні засоби оснащені, переважно, 4-6-ти східчасті трансмісії. Обмеження швидкості і короткі, здебільшого, відстані між пунктами циклу, дають підстави стосовно доцільності використання в якості елемента трансмісії багатосхідчастих МСКП. Відтак постає завдання стосовно дослідження кількості перемикачів за рахунок визначення частоти тієї чи іншої передачі в МСКП в умовах міського транспортного руху. Метою дослідження є виявити доцільність використання усіх передач транспортного засобу з конструктивної точки зору для транспортних засобів, які задіяні в таких умовах експлуатації.

Ключові слова: коробка передач, базовий та еквівалентний їздові цикли, розганання, вибіг, сповільнення, частість передачі.

ВСТУП

Відомо, що експлуатаційна придатність автотранспортного засобу (АТЗ) залежить не тільки від його потенційних можливостей, закладених при конструюванні, але й від того, як ці властивості реалізуються у конкретних умовах [1].

Значним резервом покращення експлуатаційних властивостей АТЗ є обґрунтування вибору КПП, параметри якої характеризуються великим різноманіттям. Це можна пояснити призначенням, умовами експлуатування АТЗ та досягненнями у галузі керування трансмісією з різними параметрами та структурою. Вибір КПП регламентується такими режимами роботи АТЗ: розганання; рух з ustalеними швидкостями; накатування (вибіг); гальмування (сповільнення). Серед них найскладнішим для досліджень є режим розганання, який у міських умовах займає біля 40% від загальної тривалості [2].

Для вирішення таких завдань традиційно звертаються до документів, розроблених всесвітнім комітетом з гармонізації випробувальних процедур їздового циклу [2, 3]. З метою визначення кількості застосованих сходинок КПП на всіх етапах згаданих вище режимах роботи АТЗ доцільно провести імітаційне моделювання руху автомобіля категорії N_2 у міському їздовому циклі та отримати експериментальне підтвердження.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Відомо, що питання вибору кількості передач та передатних чисел КПП ґрунтується, в основному, на виявленні певних граничних якостей (потенціалу) автомобіля [4, 5]. Проте виявлення того ж потенціалу у типових умовах експлуатування вважається дослідниками питанням другорядним чи вельми частковим [5].

Значна частка легких вантажівок експлуатується в умовах міста. Власне умови експлуатування є визначальним чинником для обґрунтування вибору параметрів силового приводу, зокрема, трансмісії, на етапах проектування та конструювання АТЗ [6].

Проте експлуатаційна придатність трансмісії АТЗ щодо цілком окреслених умов/маршрутів руху, зокрема, типових, часто виявляється недостатньою, якщо її досліджувати традиційними методами. Вибір методів досліджень в основному зводиться до надання переваги аналітичним або ймовірно-статистичним методам. Звісно, помилки, допущені у кожному з них, обов'язково «нагадують про себе» під час виконання завершального й обов'язкового методу досліджень - експериментального [7].

Аналіз досліджень вказує на те, що при збільшенні кількості передач КПП легких вантажівок частка використання вищої передачі сягає 75%, відповідно для середніх та важких - 50% [8]. Крім цього, збільшення кількості передач змінює структуру використання власне кожної передачі.

Авторами статті [8] пропонується ймовірнісний закон розподілу передатних чисел КПП на основі відомих статистичних даних пробігів автомобілів на всіх передачах КПП. Проте помітно, що обрані масиви даних «пробіг - передача» реалізують усі, без винятку, передачі КПП. Твердження про проведені дослідження з різними передатними числами КПП стосується лише типових за призначенням АТЗ (легкові, вантажні та автобуси).

Чимало праць присвячені обґрунтуванню вибору тих чи інших конструктивних рішень у механізмах перемикання КПП під час моделювання руху АТЗ, відтворюючи різні стандартизовані їздові цикли [9]. Метою цих досліджень було виявлення взаємообумовленості між тягошвидкісними, паливоощадними й екологічними показниками, а отже, якнайкращих чи якнайгірших їхніх проявів. Використовувати дані цикли, як типові, немає ніякого сенсу. Задекларовані дослідниками потенційні якості АТЗ аж ніяк не здатні проявити себе за умов щільного транспортного потоку [10].

Однак поза увагою дослідників залишається питання структури передач КПП у дослідженні частоти використаних передач КПП в умовах обмеженого швидкісного режиму щільного транспортного потоку, що вельми актуально.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Ціллю даної роботи є обґрунтування вибору трансмісії автомобіля за результатами синтезу частоти використання передач механічної східчастої КПП у заданих міських умовах перевезень. Для досягнення зазначеної цілі було синтезовано низку типових міських транспортних циклів, які згодом відтворено шляхом імітаційного моделювання та експериментально.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Завдання маршрутизації перевезень в умовах міста переважно ставиться у двох видах: як «задача комівояжера», коли для об'їзду всіх пунктів має бути побудований лише один маршрут руху вантажного автомобіля, або як «задача розвезення», коли формуються декілька розвізних маршрутів, замкнутих на одного відправника.

Для поставлених задач слід було б дослідити частки використання передач трансмісії (за пробігом й тривалістю увімкнення) ймовірно-статистичними методами через моделювання типових їздових циклів в умовах м. Львова на цілком окреслених ділянках маршруту.

Відтак, моделюючи імітаційними засобами рух вантажного АТЗ на заданих ділянках обраного маршруту, отримана інформація про частку використання передач трансмісії може бути використана для обґрунтування вибору транспортного засобу не лише за традиційними показниками характеристик АТЗ (вантажність, об'єм кузова тощо), але й більш детально - за кількістю та щільністю використання передач, а отже, типу КПП у складі традиційної силової установки.

Можна припустити, що на структуру використання передач трансмісії впливає такий традиційний чинник як досвід водія, манера водіння тощо. Відомо, що різниця в структурі/частці використаних передач трансмісії водіями з різним досвідом поволі зникає за умов значної щільності транспортного потоку міських доріг, а особливо м. Львова [10].

Початковою інформацією для дослідження часток використання передач трансмісії був аналіз вантажних дрібногуртових перевезень одинадцяти маршрутів м. Львова, а саме - масив значень відстаней постачання S_i та відповідних тривалостей руху T_i . Кожен маршрут складався з ділянок, які обмежені місцями розташування контрагента й точками постачання вантажів.

Застосування транспортних циклів у системному аспекті є одним з найбільш ефективних підходів до аналізу і синтезу часткового з позицій цілого [3]. Особливо ефективними для добору параметрів й характеристик АТЗ чи його систем, зокрема, системи «двигун-трансмісія» є використання оптимальних транспортних циклів, які виступають як засіб їхнього тестування [5]. Проте для вирішення окресленого завдання - надання переваги оптимальним циклам на протипагу, приміром, типовим, потребує обґрунтування. Слід зазначити, що наведені транспортні цикли не мають нічого спільного з циклами, які моделюють під час вирішення традиційної транспортної задачі.

Досліджувати типовий транспортний цикл міського маршруту руху вантажного АТЗ варто розпочати з аналізу (рис. 1) простого циклу [11] $O a b' e$ «розгін — усталений рух зі швидкістю V — гальмування». За умови якнайінтенсивнішого розганяння й, відповідно, гальмування, цей цикл вважається оптимальним щодо паливоощадності, проте далекий від типового.



Рисунок 1 — Простий міський транспортний цикл автомобіля

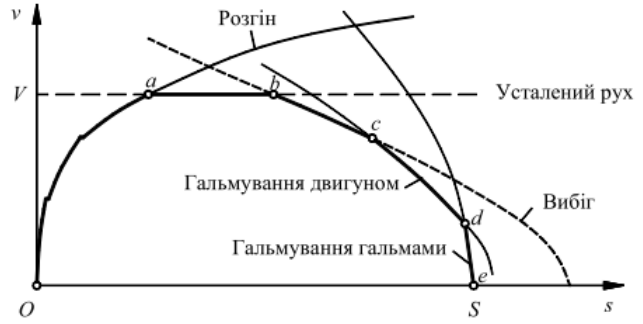


Рисунок 2 — Міський транспортний цикл загальної структури автомобіля

Типовим міським транспортним циклом вважають більш узагальнений цикл (рис. 2) [11] $O a b c d e$ «розгін - рух з усталеною швидкістю V - накат - гальмування (двигуном/гальмами)». Типовий міський цикл від оптимального може відрізнятися не лише наявністю фаз вибігу і гальмування двигуном, але й менш інтенсивним розгананням. Обидва цикли реалізуються на ділянці дороги з постійним опором дороги довжиною S і максимальною швидкістю розганання V_{max} [5, 12]. Очевидно, що тривалість реалізації оптимального циклу (рис.1) менша від тривалості типового (рис. 2) $T_1 < T_2$. Відтак, значення середніх швидкостей циклів співвідносяться $\bar{v}_1 > \bar{v}_2$.

Реалізація першого циклу з позицій енергоощадності АТЗ є більш доцільною [5]. Назвімо цей цикл базовим. Проте, в межах поставленої задачі, застосування такого простого транспортного циклу цілком достатньо для підтвердження гіпотези про обмежене використання сходинки механічної трансмісії в умовах м. Львова. Зрозуміло, що дослідження вважатимуться неповними, якщо обмежитись лише відтворенням даного циклу. Об'єктивно необхідно синтезувати, а потім відтворити, так званий еквівалентний їздовий цикл АТЗ на дорозі з постійним дорожнім опором рухові. Умова еквівалентності циклів обумовлюється рівністю параметрів S і T еквівалентного циклу базовому.

Отже, для синтезу базового циклу вважатимемо програми розганання $j = j_p(t)$, накату $j = j_n(t)$ і гальмування $j = j_r(t)$ АТЗ наперед відомими. Параметри базового циклу взаємообумовлені такими співвідношеннями [5]:

$$S = \int_0^{v_p} \frac{v dv}{j_p(v)} + V_p(t_2 - t_1) + \int_{v_p}^{v_r} \frac{v dv}{j_n(v)} + \int_{v_r}^0 \frac{v dv}{j_r(v)}; \quad (1)$$

$$T = t_b + \int_{v_p}^{v_r} \frac{dv}{j_n(v)} + \int_{v_r}^0 \frac{dv}{j_r(v)}; \quad (2)$$

$$t_a = \int_0^{v_p} \frac{dv}{j_p(v)}, \quad (3)$$

де t_a - мить завершення фази розганання (точка a (рис. 2)); t_b - мить завершення фази руху з усталеною швидкістю (точка b (рис. 2)).

За умови відомих значень параметрів S , T синтез базових циклів полягає у визначенні значень t_a і t_b .

Внаслідок опрацювання масиву даних за маршрутами перевезень було виокремлено два типи базових циклів. Перший (тип A) складається лише з фаз розганання та вибігу (рис. 3, а). Другий (тип B), окрім цього, завершується фазою активного гальмування (рис. 4,а).

На рис. 3,б і рис. 4,б наведені еквівалентні цикли, відповідно щодо базових типу A і типу B . На відміну від базових, еквівалентні мають у своєму складі фазу «рух з усталеною швидкістю».

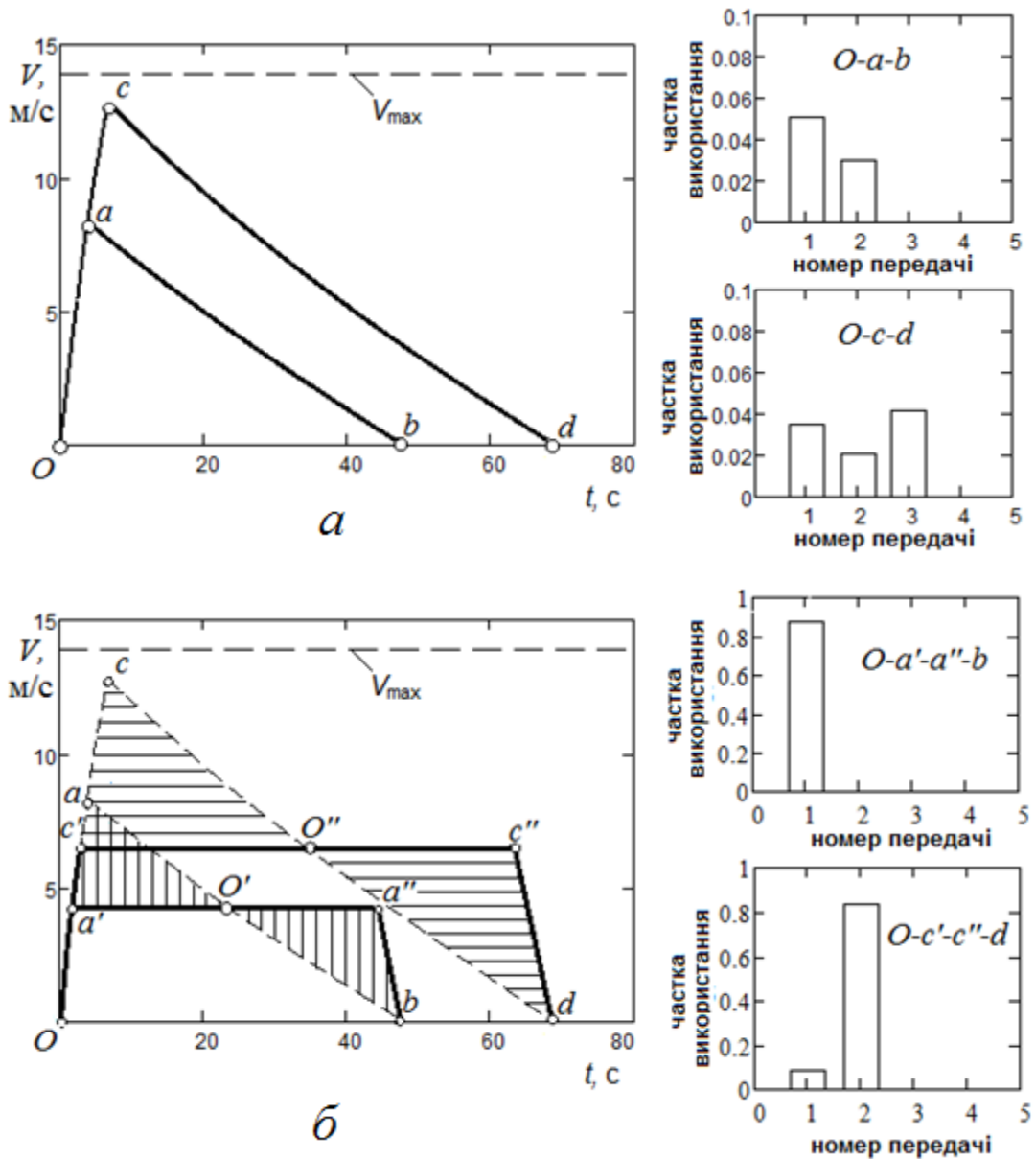


Рисунок – 3. Базові (а) і еквівалентні (б) транспортні цикли типу А

На перший погляд, складається враження, що для об'єктивного дослідження частки використання передач механічної трансмісії обраного транспортного засобу в даних дорожніх умовах, необхідно змоделювати усі, без винятку, можливі варіації базових транспортних циклів. Потреба в цьому відпаде, якщо окреслену вище задачу доповнити ще однією умовою: синтез та відтворення циклів, у процесі яких частка максимально вищої передачі якнайбільша. Цій додатковій умові відповідають виокремлені з усіх варіацій, еквівалентні базовим, цикли: $O a' a'' b$ і $O c' c'' d$ (рис. 3,б), а також цикли $O a' b' c$ і $O d' e' f$ (рис. 4,б). Частка використання першої та другої передач механічної трансмісії при відтворенні вище наведених циклів - найбільша.

Дотримання умови рівності параметрів S і T еквівалентних циклів базовим графічно унаочнює рівність заштрихованих площ ділянок, обмежених кривими $O' a' a$ та $O' a'' b$, та площ ділянок, обмежених кривими $O'' c' c$ та $O'' c'' d$ (рис. 3,б). Аналогічні ділянки виокремлено штрихуванням на рис. 4,б.

Відтворення будь якого іншого еквівалентного циклу, який відповідатиме умові рівності параметрів S і T базовому циклу (типу A чи типу B) лише зменшує частку використання вищих передач.

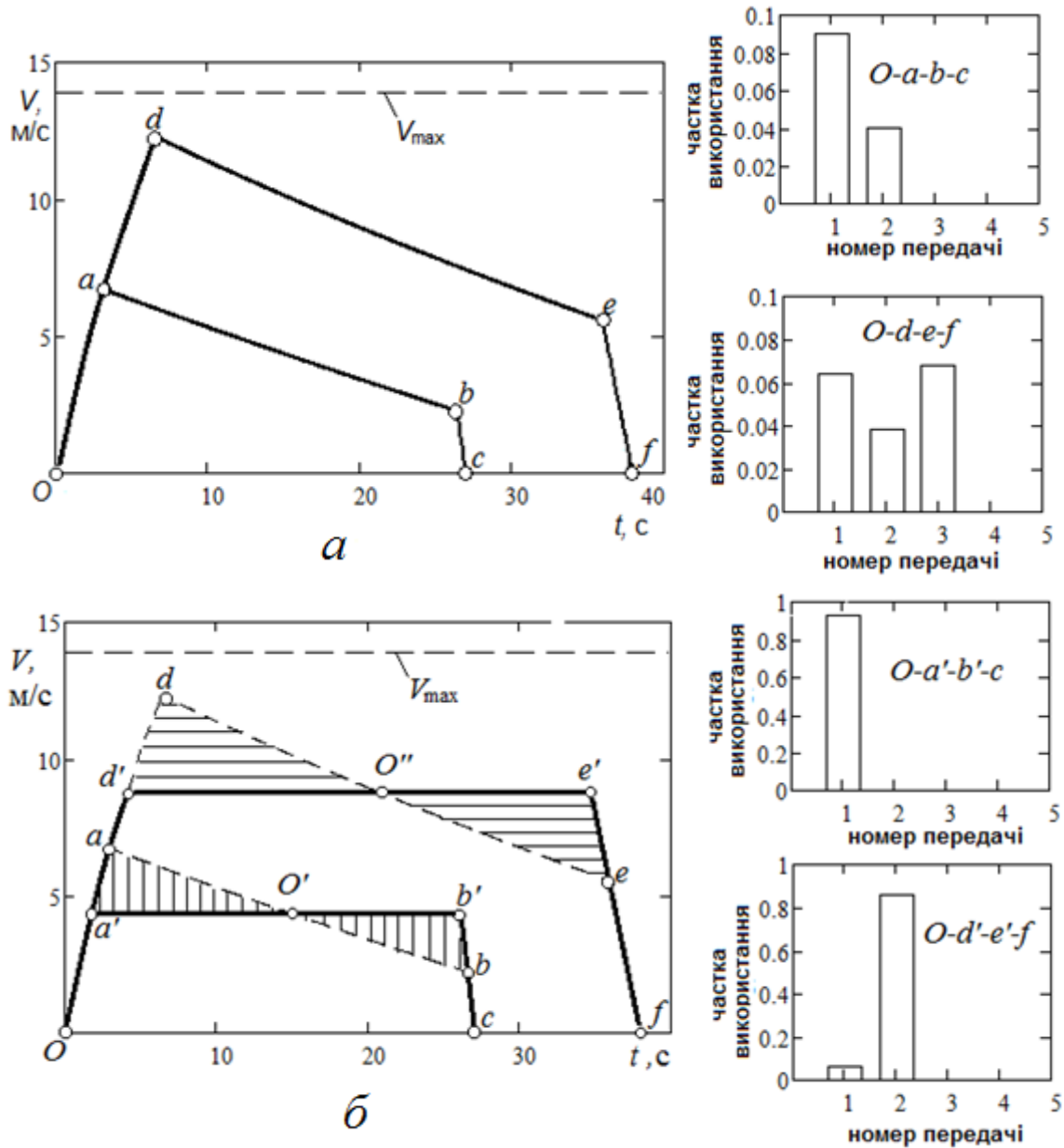


Рисунок – 4. Базові (а) і еквівалентні(б) транспортні цикли типу В

Експериментальні дослідження проведено на автомобілі класу N_2 на ділянках діючих маршрутів дрібногуртових перевезень м. Львова. За допомогою цифрового контролера ZJ-LCD-M та ноутбука Panasonic CF-54 проведено запис параметрів циклів. При цьому обрано для відтворення тільки базові та еквівалентні транспортні цикли типу A і B , які подано на рис. 3 і рис. 4. На рис. 5 - скрін запису показників під час розганяння та відтворення програми руху циклу типу A . Отримані результати імітаційного і експериментального досліджень засвідчили достатню збіжність отриманих результатів.

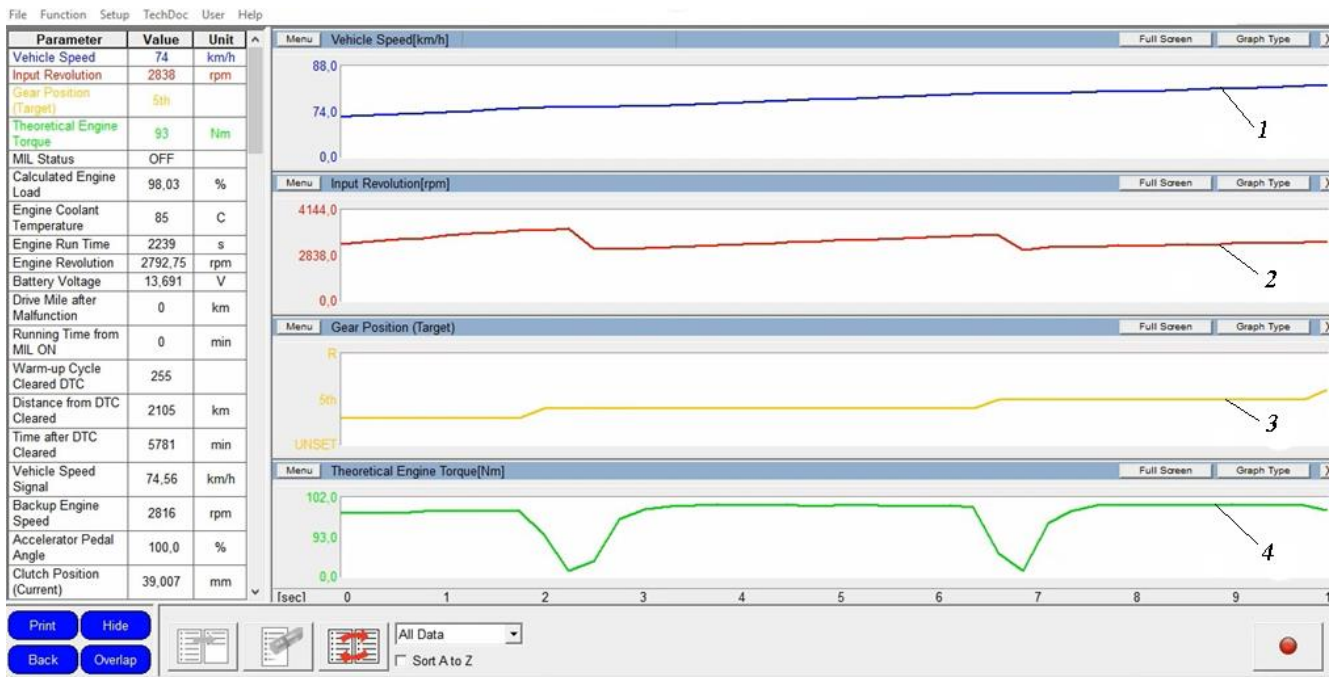


Рисунок - 5. Запис параметрів елементарного транспортного циклу під час експерименту:
1- швидкість руху АТЗ; 2– частота обертів валу двигуна; 3- увімкнена передача; 4 – обертовий момент двигуна

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Досліджено, що в процесі здійснення дрібногуртових перевезень вантажними АТЗ в умовах міста частість використання передач східчастої КПП суттєво різниться. Аналіз маршрутів різних за довжинами та обмеженнями швидкостей руху виявили обмежене використання сходинок КПП. Приміром, імітаційне моделювання руху вантажівки з п'ятисхідчастою КПП при відтворенні типових міських їздових циклів виявило використання лише перших трьох передач. Отримані діаграми частоти використання передач можуть бути використані, як пропозиції розробникам та експлуатаційникам.

ВИСНОВКИ

1. Для визначення частоти використання передач механічної східчастої трансмісії підтверджена доцільність застосування як типових базових та еквівалентних їздових циклів.
2. Найбільші значення частоти використання передач досягаються під час реалізації еквівалентних їздових циклів. Відповідно, найменші – у процесі реалізації базових їздових циклів.
3. Доцільність застосування АТЗ класу N_2 з 5-східчастою механічною КПП для виконання дрібногуртових перевезень у даних умовах експлуатування можна вважати сумнівною. Тому за результатами проведених досліджень для мережі обраних маршрутів доцільно використовувати АТЗ з 3-східчастою механічною КПП.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Гащук П. Н. Оптимизация топливно-скоростных свойств автомобиля.— Львов: Вища школа, 1987.— 168 с.
2. Тарасик В. П. Методика моделирования ездового цикла автомобиля / В. П. Тарасик, О. В. Пузанова. // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2019. – №4. – С. 75–86.
3. Гащук П. М. Ідентифікація й нормування потенціалу автомобіля / П. М. Гащук, М. В. Дубно, О. Ф. Нефьодов. – Львів: Тріада Плюс, 2007. – 240 с.
4. Сахно В. П., Безбородова Г. Б., Маяк М. М., Шарай С. М. Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність. Київ, КВІЦ, 2004. 174 с.
5. Гащук П. Н. Энергетическая эффективность автомобиля / П. Н. Гащук.— Львов: Свит, 1992.— 208 с.
6. Калінін Є.І. Моделювання кількості перемикачів передач методом Монте-Карло / Є.І. Калінін // Технічний сервіс машин для рослинництва: Вісник ХНТУСГ. – Х.: ХНТУСГ. – 2016. – Вип. 170. – С.150-154.

7. Методологія наукових досліджень (на прикладах автомобільного транспорту): навчальний посібник / [В. П. Волков, М. А. Подригало, О. П. Кравченко та ін.]. – Луганськ: СНУ ім. В. Даля, 2009. – 352 с.
8. Подригало М. А. Моделирование вероятностного закона распределения используемых передаточных чисел коробки передач при эксплуатации автомобиля / М. А. Подригало, А. А. Коряк // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. – 2019. – №205. – С. 30–38.
9. Гащук П. М. Поняття еквівалентних режимів роботи двигуна при перемиканні передач механічної трансмісії автомобіля / П. М. Гащук, Р. А. Пельо. // Одеса: Труды Одесского политехнического университета. – 2008. – №2. – С. 92—97.
10. Поліщук В.П. Організація та регулювання дорожнього руху. Підручник./ за заг. ред. В.П. Поліщука; О.О. Бакуліч, О.П. Дзюба, В.І. Єресов, О.В. Красильнікова, О.Т. Лановий, О.В. Христенко.– Київ.: Знання України, 2011. – 467 с.
11. Гащук П. М. Про зміст поняття «Коефіцієнт корисної дії автомобіля» / П. М. Гащук, М. І. Сичевський, А. М. Домінік // Зб. наук. пр. «Вісник ЛДУ БЖД».– Львів, 2016. – № 14. – С. 152–175.
12. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник для ВНЗ / А. П. Солтус. – Київ: Арістей, 2010. – 155 с.

REFERENCES

1. Hashchuk, P.M. (1987) Optimizaciya toplivno-skorostnyh svojstv avtomobilya. Lvov: Vyshcha shkola [in Ukrainian].
2. Tarasik, V. P., Puzanova, O. V. (2019). Metodika modelirovaniya ezdovogo cikla avtomobilya. Vestnik Belorussko-Rossijskogo universiteta, 4, 75–86 [in Belarus]
3. Hashchuk, P. N., Dubno, M. V., & Nefodov, O. F. (2007). Identifikatsiia y normuvannia potentsialu avtomobilia. Lviv: Triada Plus [in Ukrainian].
4. Sakhno, V.P., Bezborodova, H.B., Maiak, M.M. et al. (2014) Avtomobili: Tiahovo-shvydkisni vlastyvoli ta palyvna ekonomichnist. Kyiv: Kvits [in Ukrainian].
5. Hashchuk, P. N.(1992). Energeticheskaya effektivnost avtomobilya. Lvov: Svit. [in Ukrainian].
6. Kalinin, Ye.I. (2016). Modeliuvannia kilkosti peremykan peredach metodom Monte-Karlo. Visnyk KhNTUSH, 170, 150–154 [in Ukrainian].
7. Volkov, V. P., Podryhalo, M. A., Kravchenko, O. P. et al. (2009). Metodolohiia naukovykh doslidzhen (na prykladakh avtomobilnoho transportu): navchalnyi posibnyk. Luhansk: SNU im. V. Dalia [in Ukrainian].
8. Podrigalo, M. A., Koryak, A. A.(2019). Modelirovanie veroyatnostnogo zakona raspredeleniya ispolzuemyh peredatochnykh chisel korobki peredach pri ekspluatatsii avtomobilya. Visnyk KhNTUSH, 205, 30–38 [in Ukrainian].
9. Hashchuk, P. M., Pelo, R. A. (2008). Poniattia ekvivalentnykh rezhymiv roboty dvyhuna pry peremykanni peredach mekhanichnoi transmisii avtomobilia. Trudy Odesskogo politehnicheskogo universitet. 2, 92—97 [in Ukrainian].
10. Polishchuk, V.P. , Bakulich, O.O., Dziuba, O.P., et al. (2011). Orhanizatsiia ta rehuliuвання dorozhnoho rukhu. Pidruchnyk. Kyiv: Znannia Ukrainy [in Ukrainian].
11. Hashchuk, P. M., Sychevskiy, M. I., & Dominik, A. M. (2016). Pro zmist poniattia «Koeffitsient korisnoi dii avtomobilia». Visnyk LDU BZhd, 14, 152–175 [in Ukrainian]
12. Soltus A. P. (2010). Teoriia ekspluatatsiinykh vlastyvostei avtomobilia: Navchalnyi posibnyk dlia VNZ. Kyiv: Aristei [in Ukrainian].

G. Gudz, M. Hlobchak, R. Pelo, P. Pelo. Synthesis of frequent use of stepped transmissions in the process of reproducing typical cycles

Retrospective analysis of the situation of traffic flows in urban transport indicates the diversity of cargo transport vehicles both in terms of cargo capacity and class. In addition, the traffic flow under these conditions is characterized by high density.

The above imposes a number of restrictions, in particular, on the design parameters of vehicles, moreover, on the choice of a power device.

A significant part of the vehicles that form such a flow in the conditions of settlements, in particular, large regional centers, are equipped with power units as part of the engine-mechanical stepped gearbox system.

It is known that the program of movement of a single taken vehicle is close to cyclic (according to the presence of individual phases).

Decisive for the identification of traffic programs is the analysis of real routes of small-life transportation in the city of Lviv, characterized by variability of distances and durations of their implementation.

Dominant in the conditions of the city are vehicles equipped mainly with 4-6 stepped transmission. Speed limits and short, mostly distances between the points of the cycle, give grounds for the feasibility of using multi-stage engine-mechanical stepped gearbox system as an element of transmission.

Therefore, the task arises regarding the study of the number of switches by determining the frequency of a particular transfer in the engine-mechanical stepped gearbox in urban traffic.

The purpose of the study is to identify the feasibility of using all vehicle gears from a constructive point of view for vehicles involved in such operating conditions.

Keywords: gearbox, basic and equivalent driving cycles, accelerating, running out, slowing down, frequency of transmission.

ГУДЗ Густав Степанович, доктор технічних наук, професор, Національний університет "Львівська політехніка", професор кафедри автомобільного транспорту, e-mail: hustav.s.hudz@lpnu.ua, <http://orcid.org/0000-0003-2283-4201>.

ГЛОБЧАК Михайло Васильович, к.т.н., доцент, доцент каф. автомобільного транспорту, e-mail: mykhailo.v.hlobchak@lpnu.ua, <http://orcid.org/0000-0002-5742-9479>.

ПЕЛЬО Роман Андрійович, к.т.н., ст. викладач каф. автомобільного транспорту; , e-mail roman.a.pelio@lpnu.ua, <http://orcid.org/0000-0002-9359-8931>.

ПЕЛЬО Павло Романович, студент гр. ТТ-41, кафедра «Транспортні технології». e-mail: pavlo.pelo.tt.2018@lpnu.ua.

Gustav GUDZ, Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Lviv Polytechnic National University, Professor of the Department of Motor Vehicle Transport, e-mail: hustav.s.hudz@lpnu.ua, <http://orcid.org/0000-0003-2283-4201>.

Mykhailo HLOBCHAK, assoc. prof. Ph.D, assoc. prof. Motor Vehicle Transport Department, e-mail: mykhailo.v.hlobchak@lpnu.ua, <http://orcid.org/0000-0002-5742-9479>.

Roman PELO, assoc. prof. Ph.D, Senior Lecturer Motor Vehicle Transport Department, e-mail: Roman.A.Pelio@lpnu.ua, <http://orcid.org/0000-0002-9359-8931>.

Pavlo PELO, Student of group ТТ-41, Department of Transport Technologies, e-mail: pavlo.pelo.tt.2018@lpnu.ua.

DOI 10.36910/automash.v1i18.761

Захарчук¹ В.І., Агєєв² М.С., Захарчук¹ О.В., Скалига¹ М.М., Верхломчук¹ К.А.

¹Луцький національний технічний університет

²Херсонська державна морська академія

ВИБІР ТЕХНОЛОГІЇ ПОКРАЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОСТІ АВТОМОБІЛЯ

Забруднення атмосфери токсичними речовинами відпрацьованих газів автотракторної техніки – надзвичайно важлива проблема сьогодення. Є чимало методів зменшення викидів шкідливих речовин автомобілів. Але вибір конкретного метода здійснюється зазвичай інтуїтивно. Пропонується метод вибору технології модернізації автомобіля на основі системного підходу та багатокритеріальної оптимізації за критеріями технологічності, екологічної безпеки та економічності. В роботі розглядається можливість покращення екологічних показників автомобіля за рахунок використання альтернативних моторних палив. За розробленим методом визначено доцільність використання бензину, скрапленого нафтового газу та природного газу у випадку їх застосування в автомобілі ГАЗ-3307. Критерій технологічності визначається оцінюванням експлуатаційних показників автомобіля методом парних порівнянь. Критерій екологічної безпеки визначається як відношення сумарної токсичності відпрацьованих газів при роботі двигуна на різних видах палив до нормативного показника сумарної токсичності. Для порівняння токсичності відпрацьованих газів автомобіля визначалися сумарні питомі викиди нормованих шкідливих речовин з серійним та модернізованим двигуном, приведені до оксиду вуглецю. Сумарна кількість шкідливих викидів більша в бензині в 2,15 рази та в скрапленого нафтового газу в 1,57 рази в порівнянні з природним газом. Критерій економічності визначається з врахуванням зменшення собівартості перевезень та величини витрат на модернізацію автомобіля. Глобальний критерій вибору оптимального методу визначається адитивним згортанням часткових критеріїв. Модельні представлення функціонування автомобіля дозволили звести завдання вибору найкращої доступної технології модернізації з метою покращення їх екологічних показників, до оптимізації параметрів експлуатаційної системи «технологія-двигун-транспортний засіб» за вибраними критеріями. Визначено, що найбільше значення глобального критерію має використання природного газу в якості моторного палива в вантажному автомобілі, переважно використовуваному в міських умовах.

Ключові слова: альтернативні палива, екологічні показники, системний підхід, багатокритеріальна оптимізація.

ВСТУП

Проблеми захисту навколишнього середовища від забруднення викидами шкідливих речовин (ШР) відпрацьованих газів (ВГ) різних видів техніки та світового дефіциту нафти є одними з найбільш актуальних загальнолюдських проблем нинішнього часу. Проте одним із перспективних напрямків її розв'язання є модернізація техніки за різними технологіями [1].

На сьогоднішній день у нашій державі є великий парк колісних транспортних засобів (ТЗ), які працюють на паливах нафтового походження. Але екологічна ситуація у великих містах країни весь час погіршується. Одним з основних шляхів виходу з цієї ситуації є модернізація техніки з метою покращення екологічних показників. Особливо це стосується автомобілів, які значну частину часу працюють в міських умовах.

В той же час, з огляду на складність і багатоаспектність вирішення цієї проблеми, необхідною умовою є використання системного підходу і можливостей новітніх інформаційних технологій [2].

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Значний внесок у розвиток системного аналізу та теорій прийняття рішень внесли: О.І. Леричев [2], В.В. Кузнецов [3], В.В. Подиновский [4], Т. Саати [5]. Серед найбільш відомих дослідників проблем покращення екологічних показників ТЗ слід відзначити науковців з України і країн пострадянського простору Ю.Гутаревича [6], Ф. Абрамчука [7], С. Гусакова [8], С. Девяніна [9], В. Єрохова [10] та ін. Вирішенню цих проблем присвячено й чимало праць західних вчених, серед яких А. Krishnasamy [11], А. Hochhauser [12], М. Karabektas [13], А. Murugesan [14].

Найбільш поширеними питаннями, що досліджувались у даних роботах вітчизняних та зарубіжних вчених, є екологічні показники двигунів та ТЗ під час роботи на альтернативних паливах (АП). Однак, викладені у цих роботах підходи, не дають чітких тлумачень вибору технології модернізації в конкретній ситуації.

ЦІЛЬ ДОСЛІДЖЕННЯ

Розробка методологічних основ вибору технології модернізації автомобільної техніки з метою покращення екологічних показників.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Необхідно вибрати таку технологію (технічні заходи, управлінські рішення), які є найбільш дієвими, з точки зору досягнення загального високого рівня захисту навколишнього середовища. На практиці, при реалізації цього принципу, можуть виникнути ситуації, в яких не ясно, яка саме технологія буде забезпечувати найвищий рівень охорони навколишнього середовища (НС) та найбільший економічний ефект (рис. 1). Тому виникає необхідність провести попередню оцінку технологій для ідентифікації, яка ж буде найкращою. Наведені вище матеріали характеризують вихідні дані для ідентифікації технології як найкращої доступної технології (НДТ), є виключно складними. [1].

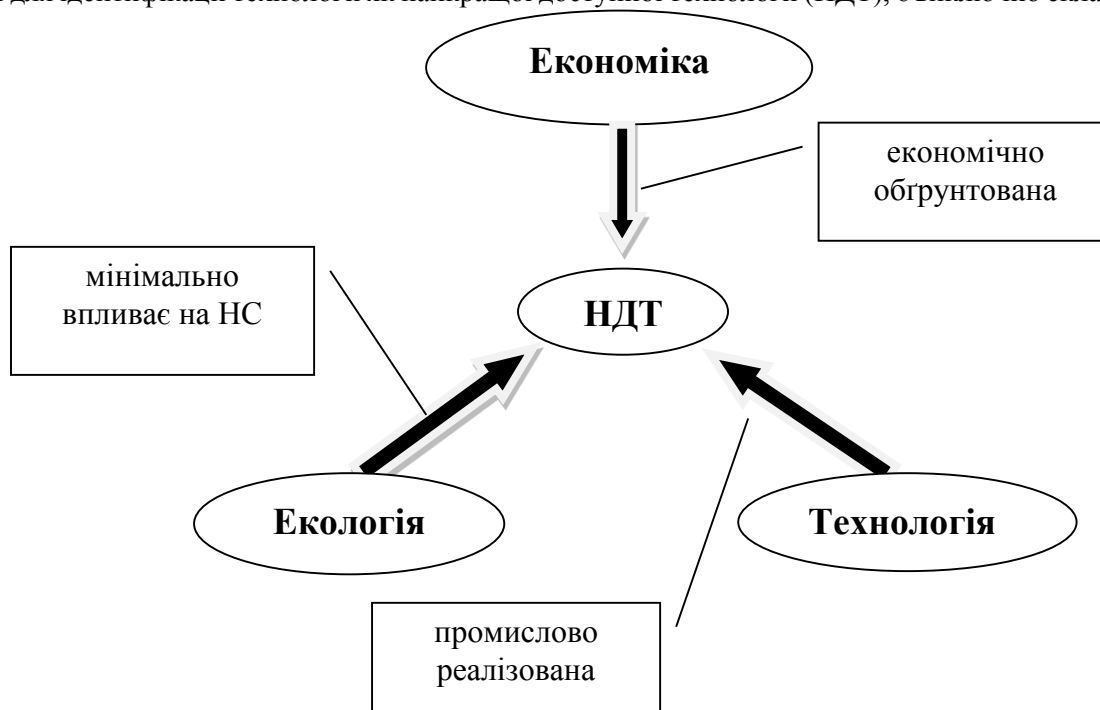


Рисунок 1 – Системні фактори ідентифікації технології як НДТ

Тобто, необхідно є розробка науково-обгрунтованого методичного забезпечення модернізації ТЗ, першим етапом якого стало б вирішення завдання вибору технології в якості НДТ, з урахуванням її технологічної можливості бути реалізованою, екологічної безпеки та економічної доцільності.

Відомо багато способів зменшення шкідливих викидів ТЗ в умовах експлуатації [8-12]. З аналізу літературних джерел встановлено, що до найбільш дієвих відносяться каталітична нейтралізація ВГ, застосування сажових фільтрів в дизелях, перехід на АП та ін.

Заходи мають різну ефективність. Можливість застосування певної технології модернізації ТЗ визначається багатьма чинниками [2]. У процесі прийняття рішень, з огляду на велику кількість критеріїв, доводиться знаходити компроміс між найчастіше конфліктуючими цілями. Для підвищення ефективності управлінських рішень розроблено велику кількість методів багатокритеріального аналізу і оптимізації [4].

Методологія вибору технології модернізації ТЗ включає в себе визначення критерію технологічності K_T системи «технологія-двигун-ТЗ», критерію екологічної безпеки K_e ТЗ та критерію економічної ефективності експлуатації $K_{ек}$.

Критерій технологічності K_T враховує технологічні можливості впровадження. Для визначення критерію технологічності можливе застосування методу парних порівнянь [5]. Оціночними показниками є складність модернізації, вплив модернізації на паливну економічність та енергетичні показники двигуна, вплив на надійність та ресурс двигуна.

За значеннями сумарної токсичності ВГ визначається безрозмірна величина – критерій екологічної безпеки K_e :

$$K_e = \frac{ЕБ_d}{ЕБ_{норм}}, \quad (1)$$

де $ЕБ_d$ – дійсний показник екологічної безпеки ТЗ;

$ЕБ_{норм}$ – нормативний показник екологічної безпеки ТЗ.

Для порівняння токсичності ВГ газів ТЗ визначалися сумарні питомі викиди нормованих ШР з серійним та модернізованим двигуном, приведені до оксиду вуглецю CO :

$$G_{CO} = A \cdot m_{CO} + B \cdot m_{C_mH_n} + C \cdot m_{NO_x} + D \cdot m_{Tч}, \quad (2)$$

де $m_{CO}, m_{C_mH_n}, m_{NO_x}, m_{Tч}$ – питомі викиди відповідно оксиду вуглецю, вуглеводнів, оксидів азоту і твердих частинок за їздовий цикл, г/км;

A, B, C, D – коефіцієнти агресивності відповідних компонентів.

Значення коефіцієнтів агресивності в сучасних дослідженнях [6-8] приймаються наступними: $A_{CO} = 1, B_{C_mH_n} = 3,16, C_{NO_x} = 41,1, D_{Tч} = 200$.

Токсичність ВГ ТЗ оцінюють за їздовими циклами, які характеризують режими руху в реальних умовах експлуатації. Але реалізація їздових циклів в умовах автотранспортних підприємств неможлива через відсутність необхідного обладнання та приладів. Тому такі дослідження в експлуатаційних умовах виконуються розрахунковим методом [6].

Найбільш ефективне, з економічної точки зору, рішення щодо вибору технології модернізації, буде відповідати мінімуму річних приведених витрат B_p :

$$B_{pi} = C_i - i \cdot K_i \rightarrow \min, \quad (3)$$

де C_i – собівартість перевезень, з використанням i -го виду палива, грн;

i – постійна норма дисконту;

K – капіталовкладення в переобладнання, грн.

Економічна ефективність застосування технології модернізації оцінюється критерієм економічної ефективності:

$$K_{ек} = \frac{B_{pi}}{B_{pmax}}. \quad (4)$$

Таким чином вибрано три критерії вибору раціональної технології модернізації ТЗ. Багатокритеріальна задача зводиться до однокритеріальної за методом згортання. Об'єднання окремих критеріїв в загальний критерій раціонального виду палива здійснюється наступним чином:

$$K = \varphi_1 K_T + \varphi_2 K_e + \varphi_3 K_{ек}, \quad (5)$$

де $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – коефіцієнти вагомості показників технологічності системи, екологічної безпеки та економічної ефективності експлуатації ТЗ ($\sum \varphi_i = 1$).

Для оцінки вагомості окремих критеріїв були використані результати експертних оцінок. Найбільша значимість – у критерію екологічної безпеки (0,4). Дещо менші значення (0,3), мають критерій технологічності та критерій економічної ефективності експлуатації. Для прийняття рішення щодо вибору технології модернізації сформована цільова функція.

Оскільки в якості розвізного транспорту торгівельної мережі великих міст використовуються вантажні автомобілі з бензиновими двигунами, то актуальним є питання покращення їх екологічних показників. За розробленою методологією з використанням методу парних порівнянь визначено критерій технологічності використання бензину, скрапленого нафтового газу (СНГ) та природного газу (ПГ) у випадку їх використання в автомобілі ГАЗ-3307 (табл. 1).

Оціночними показниками критерію технологічності є показники палива та енергетичних та паливо-економічних властивостей двигуна, які наведені в таблиці 1: П1 – достатність ресурсів та можливість масового виробництва; П2 – енергетичні показники двигуна при роботі на даному паливі; П3 – детонаційна стійкість; П4 – енерговитрати виробництва; П5 – екологічні якості палива (вплив на навколишнє середовище); П6 – паливна економічність двигуна; П7 – безпечність застосування.

Найбільше значення має критерій технологічності використання бензину (0,367), дещо менше значення у ПГ (0,339) і найменше значення у СНГ (0,294).

Таблиця 1 – Значення критерію технологічності використання різних видів палив в автомобілі ГАЗ-3307

Номери показників	П1	П2	П3	П4	П5	П6	П7	Критерій технологічності
Вектори пріоритетів $\Sigma(x_i)$	0,14	0,14	0,14	0,11	0,16	0,15	0,16	
СНГ	0,488	0,199	0,292	0,157	0,418	0,199	0,385	0,294
ПГ	0,312	0,312	0,292	0,294	0,378	0,312	0,385	0,339
Бензин	0,199	0,488	0,414	0,547	0,202	0,488	0,228	0,367
							$\Sigma=$	1,00

Оціночні показники ПГ та СНГ (пропан-бутану) при їх використанні в бензинових двигунах вантажних автомобілів з двопаливними системами живлення добре вивчені, детально висвітлені у спеціальній літературі. Тому таблиці парних порівнянь оціночних показників другого та третього рівнів в даній роботі не наводяться.

При розрахунку категорії небезпеки на основі даних виконаних випробувань виникає необхідність в обчисленні кількостей викидів окремих речовин M_i при русі ТЗ за їздовим циклом. За розробленою методологією виконана оцінка екологічної безпеки автомобіля ГАЗ-3307 при роботі на різних паливах (табл. 2) [15].

Таблиця 2 – Викиди ШР (г/км і г/с) автомобілем ГАЗ-3307 при роботі двигуна на різних видах палив

Вид палива	Кількість викидів ШР автомобілем									
	NO _x		CO		CH		сажа		Всього	
	г/км	г/с	г/км	г/с	г/км	г/с	г/км	г/с	г/км	г/с
Бензин	9,7	0,08	45	0,373	3,58	0,029	-	-	58,3	0,482
ПГ	8,4	0,07	15	0,124	3,69	0,031	-	-	27,1	0,225
СНГ	7,2	0,06	27,8	0,23	2,14	0,018	-	-	37,1	0,308

Результати досліджень автомобіля ГАЗ-3307 на токсичність ВГ під час роботи на різних паливах показані в табл. 3. ВГ автомобіля, працюючого на ПГ, містять в три рази менше оксиду вуглецю та в 1,15 рази менше оксидів азоту. Сумарна кількість шкідливих викидів більша в бензині в 2,15 рази. За кількістю шкідливих викидів найбільш значимим компонентом є оксид вуглецю CO. Результати оцінки рівня екологічної безпеки автомобіля ГАЗ-3307 при роботі на різних паливах зведені в таблицю 3.

Як видно з табл. 3, критерій екологічної безпеки ПГ має значно більше значення у порівнянні з неетилованим бензином та СНГ, що обумовлено його елементарним складом. На другому місці критерій екологічної безпеки СНГ.

Таблиця 3 – Оцінка екологічної безпеки автомобіля ГАЗ-3307 при роботі на різних паливах

Вид палива	Критерій екологічної безпеки K_e
Бензин	0,27
ПГ	0,41
СНГ	0,31

За розробленою методикою виконана оцінка економічної ефективності експлуатації автомобіля ГАЗ-3307 як технологічного транспорту на різних паливах. Результати розрахунку показників економічної ефективності експлуатації автомобіля ГАЗ-3307 на АП зведені в табл. 4.

З табл. 4 видно, що економічна ефективність використання СНГ в автомобілі ГАЗ-3307 є вищою у порівнянні з ПГ. Це пояснюється меншою вартістю газової апаратури для СНГ. Техніко-експлуатаційні показники (вантажопідйомність, об'єм виконаної транспортної роботи) автомобіля, працюючого на бензині та на СНГ знаходяться приблизно на однаковому рівні. При розрахунках не враховувалось зменшення вантажопідйомності автомобіля при роботі на ПГ за рахунок встановлення газових балонів. Було прийнято, що заправка автомобіля ПГ буде відбуватись на території

підприємства. У випадку заправки на мережевій заправці в значній мірі зростає середньодобовий холостий пробіг.

Таблиця 4 – Економічна ефективність експлуатації автомобіля ГАЗ-3307 на АП

Показник	АП	
	ПГ	СНГ
Критерій економічної ефективності використання АМП	0,45	0,55

Результати розрахунків загального критерію вибору оптимального виду палива для використовуваного в якості технологічного транспорту автомобіля ГАЗ-3307 наведені в табл. 5.

В результаті досліджень встановлено, що найбільше значення загального критерію вибору оптимального виду палива має ПГ, найменше значення в бензині.

Таблиця 5 – Значення загального критерію вибору оптимального виду палива для автомобіля ГАЗ-3307

Паливо	Загальний критерій К вибору оптимального виду палива
Бензин	0,218
ПГ	0,399
СНГ	0,377

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

СНГ являє собою продукт переробки нафти або є супутнім компонентом видобутку ПГ. Ресурси СНГ обмежені, оскільки вони значною мірою пов'язані з видобутком нафти. У соціально-побутовому секторі країни СНГ використовує значна кількість жителів. Крім того, СНГ являє собою цінну сировину для хімічної промисловості. Тому СНГ на автотранспорті слід використовувати тільки для власників індивідуальних автомобілів для поліпшення екологічної ситуації великих міст і промислових центрів.

Таким чином з використанням системного підходу методом багатокритеріальної оптимізації здійснено вибір раціонального виду палива для вантажного автомобіля ГАЗ-3307, використовуваного в якості розвізного транспорту торгівельної мережі великих міст.

ВИСНОВКИ

Моделльні представлення функціонування ТЗ дозволили звести завдання вибору найкращої доступної технології модернізації з метою покращення їх екологічних показників, до оптимізації параметрів експлуатаційної системи «технологія-двигун-ТЗ» за критеріями технологічності, екологічної безпеки та економічної ефективності експлуатації. За розробленим методом встановлено, що найбільше значення загального критерію має технологія використання ПГ, дещо менше значення в СНГ. Покращення екологічних показників особливо важливо для автомобілів, які значний час працюють в міських умовах.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Тишаева И.Р. Алгоритмическое обеспечение систем поддержки принятия решения по выбору наилучшей доступной технологии в химическом производстве: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.13.01. М., 2014. 20 с.
2. Ларичев О.И. Теория и методы принятия решений. М.: Логос, 2002. 382 с.
3. Системный анализ и принятие решений в деятельности учреждений реального сектора экономики, связи и транспорта / М.А. Асланов и др.; под ред. В.В. Кузнецова. М.: ЗАО «Издательство «Экономика», 2010. 406 с.
4. Подиновский В.В. Введение в теорию важности критериев в многокритериальных задачах принятия решений. М.: Физматлит, 2007. 64 с.
5. Саати Т. Принятие решений. Метод анализа иерархий. М.: Радио и связь, 1993. 278 с.
6. Екологія та автомобільний транспорт / Ю.Ф. Гутаревич та ін. К.: Арістей, 2006. 292 с.
7. Абрамчук Ф.І., Кабанов А.М. Методика розрахунку випробувального їздового циклу автомобіля повною масою до 3,5 // Вісник НТУ. 2012. № 25. С. 201–206.
8. Гусаков С.В. Перспективы применения в дизелях альтернативных топлив из возобновляемых источников. М.: РУДН, 2008. 318 с.

9. Девянин С.Н., Марков С.Н., Семенов В.Г. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей. Харьков: Новое слово, 2007. 452 с.
10. Ерохов В.И., Бондаренко Е.В. Теоретические и методологические аспекты построения целевой комплексной программы применения альтернативных видов топлива на автомобильном транспорте // Вестник ОГУ. 2010. № 35. С. 22–30.
11. Krishnasamy, A., Gupta, S.K., Reitz, R.D. (2021). Prospective fuels for diesel low temperature combustion engine applications: A critical review. *International Journal of Engine Research*, 22 (7), 2071–2106, DOI: 10.1177/1468087420960857.
12. Hochhauser, A.M. (2009). Review of Prior Studies of Fuel Effects on Vehicle Emissions. *SAE Technical Paper*, 2, 541–567, DOI: 10.4271/2009-01-1181.
13. Karabektas, M., Ergen, G., Hosoz, M. (2008). The effects of preheated cottonseed oil methyl ester on the performance and exhaust emissions of a diesel engine. *Applied Thermal Engineering*, 28(17–18), 2136–2143, DOI: 10.1080/01430750.2010.9675813.
14. Murugesan, A., Umarani, C., Subramanian, R., Nedunchezian, N. (2009). Biodiesel as an alternative fuel for diesel engines. A review. *Renew sustainable energy reviews*, 13(3), 653–662, DOI: 10.1016/j.rser.2007.10.007.
15. Zaharchuk, V., Gritsuk, I., Zaharchuk, O., Golovan, A. et al. (2018). The Choice of a Rational Type of Fuel for Technological Vehicles. *SAE Technical Paper*, 2018-01-1759, DOI: 10.4271/2018-01-1759.

REFERENCES

1. Tishaeva I.R. Algoritmicheskoe obespechenie sistem podderzhki prinyatiya resheniya po vyboru nailuchshey dostupnoy tekhnologii v khimicheskom proizvodstve: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk: 05.13.01. M., 2014. 20 s.
2. Larichev O.I. Teoriya i metody prinyatiya resheniy. M.: Logos, 2002. 382 s.
3. Sistemnyy analiz i prinyatie resheniy v deyatel'nosti uchrezhdeniy real'nogo sektora ekonomiki, svyazi i transporta / M.A. Aslanov i dr.; pod red. V.V. Kuznetsova. M.: ZAO «Izdatel'stvo «Ekonomika», 2010. 406 s.
4. Podinovskiy V.V. Vvedenie v teoriyu vazhnosti kriteriev v mnogokriterialnykh zadachakh prinyatiya resheniy. M.: Fizmatlit, 2007. 64 s.
5. Saati T. Prinyatie resheniy. Metod analiza ierarkhiy. M.: Radio i svyaz, 1993. 278 s.
6. Ekologiya i avtomobilnyi transport / Yu.F. Hutarevych ta in. K.: Aristei, 2006. 292 s.
7. Abramchuk F.I., Kabanov A.M. Metodyka rozrakhunku vyprobuval'nogo yizdovoho tsykladu avtomobilia povnoi masoiu do 3,5 // Visnyk NTU. 2012. № 25. S. 201–206.
8. Gusakov S.V. Perspektivy primeneniya v dizelyakh alternativnykh topliv iz vozobnovlyaemykh istochnikov. M.: RUDN, 2008. 318 s.
9. Devyanin S.N., Markov S.N., Semenov V.G. Rastitelnye masla i topliva na ikh osnove dlya dizelnykh dvigateley. Kharkov: Novoe slovo, 2007. 452 s.
10. Yerokhov V.I., Bondarenko Ye.V. Teoreticheskie i metodologicheskie aspekty postroeniya tselevoy kompleksnoy programmy primeneniya alternativnykh vidov topliva na avtomobilnom transporte // Vestnik OGU. 2010. № 35. S. 22–30.
11. Krishnasamy, A., Gupta, S.K., Reitz, R.D. (2021). Prospective fuels for diesel low temperature combustion engine applications: A critical review. *International Journal of Engine Research*, 22 (7), 2071–2106, DOI: 10.1177/1468087420960857.
12. Hochhauser, A.M. (2009). Review of Prior Studies of Fuel Effects on Vehicle Emissions. *SAE Technical Paper*, 2, 541–567, DOI: 10.4271/2009-01-1181.
13. Karabektas, M., Ergen, G., Hosoz, M. (2008). The effects of preheated cottonseed oil methyl ester on the performance and exhaust emissions of a diesel engine. *Applied Thermal Engineering*, 28(17–18), 2136–2143, DOI: 10.1080/01430750.2010.9675813.
14. Murugesan, A., Umarani, C., Subramanian, R., Nedunchezian, N. (2009). Biodiesel as an alternative fuel for diesel engines. A review. *Renew sustainable energy reviews*, 13(3), 653–662, DOI: 10.1016/j.rser.2007.10.007.
15. Zaharchuk, V., Gritsuk, I., Zaharchuk, O., Golovan, A. et al. (2018). The Choice of a Rational Type of Fuel for Technological Vehicles. *SAE Technical Paper*, 2018-01-1759, DOI: 10.4271/2018-01-1759.

V. Zakharchuk, O. Zakharchuk, M. Skaliga, M. Ageev, K. Verkhloshchuk. The choice of technology of the improvement of car ecofriendliness.

Contamination of atmosphere by the toxic substances of exhaust gases of motor-vehicle and tractor technique is an extraordinarily important problem of present time. There are quite a bit methods of reduction of extrass of harmful substances of cars. But the choice of certain method comes true usually intuitively. The method of choice of technology of modernisation of car is offered on the basis of approach of the systems and multicriterion optimization on the criteria of manufacturability, ecological safety and economy. Possibility of improvement of ecological indexes of car is in-process examined due to the use of alternative agile fuels. According to the worked out method the using of petrol, condensated petroleum gas and natural gas is certain in case of their application in a car GAZ – 3307. The criterion of manufacturability is determined by the evaluation of operating indexes of car by the method of pair comparisons. The criterion of ecological safety is determined as a relation of total toxicness of exhaust gases during a thruster-on on the different types of fuels to the normative index of total toxicness. For comparison of toxicness of exhaust gases of car the total specific extrass of the rationed harmful substances with a serial and modernized engine, resulted to the oxide of carbon, were determined. The total amount of harmful extrass is for petrol 2.15 times higher and for condensated petroleum gas 1.57 times higher as for natural gas. The criterion of economy is determined taking into account reduction to the prime price of transportations and size of charges on modernisation of car. The global criterion of choice of optimal method is determined by the additive rolling up of partial criterions. World-modeling of the car functioning allowed to choose the best accessible technologies of modernisation with the aim to improve their ecological indexes, to optimize the parameters of the operating system "technology - engine - transport vehicle" according to the chosen criteria. Certainly, that the most value of global criterion has using of natural gas as an agile fuel in the truck mainly used in municipal terms.

Key words: alternative fuels, ecological indexes, approach of the systems, multicriterion optimization.

ЗАХАРЧУК Віктор Іванович, доктор технічних наук, професор кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, e-mail: victavto@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-5450-391X>

АГЄЄВ Максим Сергійович, доктор технічних наук, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, e-mail: maxageev73-73@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0001-5691-8986>

ЗАХАРЧУК Олег Вікторович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, e-mail: Zaharchukov205@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-9265-4647>

СКАЛИГА Микола Миколайович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, e-mail: cnn110162@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-1852-078X>

ВЕРХЛОМЧУК Катерина Анатоліївна, магістрант кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет

Victor ZAKHARCHUK, Doctor of Science in Engineering, Professor of Motor Cars and Transport Technologies, Lutsk National Technical University, e-mail: victavto@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-5450-391X>

Maksim AGEEV, Doctor of Science in Engineering, Assoc. Professor of Operation of Ship Power Plants, Kherson State Maritime Academy, e-mail: maxageev73-73@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0001-5691-8986>

Oleg ZAKHARCHUK, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Motor Cars and Transport Technologies, Lutsk National Technical University, e-mail: Zaharchukov205@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-9265-4647>

Mykola SKALIGA, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Motor Cars and Transport Technologies, Lutsk National Technical University, e-mail: cnn110162@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-1852-078X>

Kateryna VERCHLOMCHUK, Master of the department of Motor Cars and Transport Technologies, Lutsk National Technical University

DOI 10.36910/automash.v1i18.762

Захарчук О.П.¹, Розум Р.І.², Буряк М.В.², Фалович Н.М.²

¹ Фаховий коледж економіки права та інформаційних технологій Західноукраїнського національного університету, Тернопіль, Україна,

² Західноукраїнський національний університет, Тернопіль, Україна

ОБГРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ УДОСКОНАЛЕННЯ ТРАНСМІСІЇ ПАСАЖИРСЬКИХ АВТОБУСІВ ТИПУ VAN HOOL ACRON 915 ТА NEOPLAN N316/ 3 UL

У роботі досліджено проблематику експлуатації автобусів Van Hool 915 Acron та NEOPLAN N316/ 3 UL, задіяних на міжміських, а також та міжнародних перевезеннях, дослідженнями встановлено збільшений розхід паливно мастильних матеріалів стосовно паспортних даних до двадцяти відсотків. В статті доведено техніко-економічну доцільність реконструкції вузлів трансмісії шляхом заміни пари шестерень, а саме, заміни шестерні вторинного вала на меншу, а на проміжному валі на більшу, з метою збільшення передаточного числа колінчатого валу та зменшення витрат паливно мастильних матеріалів. Для дослідження обрано пасажирські автобуси Van Hool 915 Acron, двигун D2866 LOH29 MAN, об'ємом 11 967,00 см³, потужність 280 кВт, дизельний, відповідність екологічним нормам Euro-3, та NEOPLAN N316/ 3 UL двигун MAN 2866 LOH 29 об'ємом 12 000,00 см³, потужність 280 кВт, дизельний, відповідність екологічним нормам Euro-3, які здійснюють вісімдесят відсотків усіх перевезень на підприємстві Ф.О.П. Стецик Т.В. На вказаних транспортних засобах обгрунтовано удосконалення трансмісії шляхом модернізації механічної восьмишвидкісної коробки перемикання передач ZF 8s180. В результаті проведеної модернізації покращено швидкісні характеристики автомобілів, та досягнуто зниження середніх витрат пального. Ефективність функціонування удосконаленої трансмісії перевірено на практиці на маршрутах Тернопіль-Київ, Тернопіль-Харків, Тернопіль-Запоріжжя, Тернопіль-Щецин, Тернопіль-Слупськ, Тернопіль-Колбжег. В статті встановлено мінімальну та максимальну економію паливно мастильних матеріалів, а також терміни окупності такої уніфікації на найвигіднішому та найменш вигідному з позиції кількості перевезених пасажирів на маршрутах. Виходячи із розрахунків та практичних досліджень, перевізником підтверджено доцільність проведення модернізації коробки перемикання передач ZF 8s180 на автобусах Van Hool 915 Acron та NEOPLAN N316/ 3 UL. Встановлено, що найбільш доцільним є проведення такої ініфікації на транспортних засобах, які працюють на міжнародних маршрутах, де переважає швидкісна траса, тому їх модернізація є першочерговою.

Ключові слова: коробка перемикання передач, передаточне число, превинний вал, вторинний вал, проміжний вал, експлуатаційні характеристики маршрутного автобуса, трансмісія.

ВСТУП

Попри поступовий перехід до використання в автомобілях альтернативних джерел енергії, значна частка автомобільного транспорту залишається одним з основних споживачів нафтових палив. Ці витрати в структурі автомобільних перевезень займають істотну частину. Так, загальновідомо, частка витрат на палива мастильні матеріали в собівартості 1 т/км на автомобільному транспорті складає 15...20 %.

Одним із провідних підприємств західного регіону, які виконують міжміські та міжнародні пасажирські перевезення є Ф.О.П. Стецик Т.В. Перевезення здійснюються як по Україні так і закордон, зокрема у Польщу, Німеччину та країни Балтії. Автопарк підприємства налічує понад 200 пасажирських автобусів різних марок та моделей. Найпоширенішими моделями автобусів є Van Hool 915 Acron та NEOPLAN N316/ 3 UL, які виконують, за даними перевізника, близько 80% усіх перевезень. Всередньому такий автобус робить до 8 рейсів за місяць, долаючи близько 1650 км за рейс, а отже близько 12000 км за місяць.

Такі умови експлуатації машини призводять до ряду проблем, зокрема до збільшених витрат паливно мастильних матеріалів. Розхід палива перевищує норму, згідно паспортних даних автомобіля на 20%. В умовах дефіциту пального та різкого підняття цін, актуальним є проведення заходів з модернізації транспортного засобу з метою зменшення витрат шляхом модернізації коробки перемикання педач (КПП).

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Виходячи з аналізу світових тенденцій розвитку транспортних можна зробити висновок, що вдосконалення техніки відбувається у напрямку ресурсозбереження, енергозбереження та створення машин з екологічно безпечними параметрами. Одного сучасного двигуна, для створення автомобіля з високими тяговими і економічними показниками недостатньо. Також важливим є процес передачі крутного моменту від двигуна до тягових коліс чи/та зміна його відповідно до навантаження і умов роботи. Цю функцію виконує трансмісія. Також її завданням є забезпечення оптимальних тягово-

швидкісних і паливо-економічних можливостей автомобіля при заданій характеристиці двигуна. Механічні трансмісії мають високий коефіцієнт корисної дії та відрізняються простотою конструкції, технологічністю виготовлення. Принцип роботи механічної коробки передач по зміні передавального числа мало змінився з часів її створення. Такі трансмісії вдосконалюються, разом з тим вони мають і недоліки. Високі показники крутного моменту, потужності та питомої витрати палива лежать у порівняно невеликому діапазоні частот обертання колінчастого валу двигуна. Відповідно, щоб при зміні навантаження робота двигуна трансмісія залишалась у діапазоні найбільш ефективного режиму, треба змінювати передавальне число. [1]

Енергоефективності трансмісій автомобілів і тракторів можна забезпечити при модернізації зі зміною числа циліндрів двигуна внутрішнього згорання [2]. У результаті проведеного дослідження визначено умови забезпечення вібробійності моторно-трансмісійних установок, розроблено метод для проведення порівняльного аналізу показників енергоефективності моторно-трансмісійних установок з різним числом циліндрів ДВС, а також вказано можливі шляхи підвищення енергоефективності машинних агрегатів автомобілів і тракторів при модернізації зі зміною числа циліндрів ДВЗ.

Одним з найбільш важливих шляхів підвищення технічного рівня, продуктивності, економічності й ефективності використання автомобільного транспорту є оптимізація конструктивних параметрів автомобіля. Трансмісія є елементом конструкції, параметри якої визначають техніко-економічні показники автомобіля, тому її удосконалення дає можливість знизити витрати палива.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Враховуючи перерозхід палива, ціль та задачі досліджень було визначено як розробка і обґрунтування технічних вдосконалень вузлів і агрегатів автобусів типу Van Hool 915 Agron та NEOPLAN N316/ 3 UL. Для досягнення поставленої мети необхідно обґрунтувати шляхи уніфікації КПП ZF 8s180, в результаті чого забезпечити покращення швидкісних характеристик трансмісії та економії паливно мастильних матеріалів.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

З метою економії паливно мастильних матеріалів, проведемо уніфікацію трансмісії автобуса та зробимо її більш швидкісною. Так як підприємство Ф.О.П. Стецик Т.В., на якому проводилися дослідження, має усі необхідні ліцензії, які дозволяють надавати послуги з технічного обслуговування і ремонту автомобільного транспорту, а також встановленню додаткового обладнання, є можливим провести модернізацію коробки перемикачів передач та зробити її більш швидкісною.

Рекомендується модернізація коробки швидкостей ZF 8s180 шляхом заміни пари шестерень, а саме: на вторинному валу поміняли шестерню на меншу, а на проміжному встановили більшу. Реконструкції підлягали автобуси марки:

Van Hool 915 Agron: число місць для сидіння – 52; рік випуску – 01/2004; вага – 15000 кг; максимальна швидкість - 120 км/год; двигун D2866 LOH29 MAN, відповідність екологічним нормам – Euro-3, об'ємом 11 967,00 см^3 , потужність 280 кВт, дизельний.

NEOPLAN N316/ 3 UL: число місць для сидіння – 52; рік випуску – 01/2000; вага – 18000 кг; максимальна швидкість - 120 км/год; двигун MAN 2866 LOH 29 об'ємом 12 000,00 см^3 , потужність 280 кВт, дизельний, відповідність екологічним нормам – Euro-3.

Вихідні дані коробки передач ZF 8s180 (рис. 1): вісім швидкостей, передаточні числа 8,28 – 0,71, максимальний крутний момент 1300 Н.м.

Стандартна коробка передач ZF 8s180:

Шестерня проміжному валі $N_1=23$ зубців;

Шестерня вторинному валі $n_1=29$ зубців.

Модернізована коробка:

Шестерня проміжному валі $N_2=32$ зубців номер за каталогом 1304304636 [3];

Шестерня вторинному валі $n_2=26$ зубців номер за каталогом 1250304135 [4].

Обчислимо характеристики досліджуваної коробки швидкостей, зображеної на рис.1 в базовому рішенні. При включеній восьмій передачі муфта (рис. 1, 5) з'єднується напряму із вторинним валом, таким чином одержимо пряму передачу від двигуна внутрішнього згорання на карданний вал. Таким чином мала місце пряма передача 1:1. Після уніфікації КПП пряма передача стала сьомою, а при ввімкненій восьмій передачі крутний момент передається з первинного валу через замінені шестерні на проміжний та на вторинний вал

$$N_{об} = N_1/n_2. \quad (1)$$

$$32/26 = 1.23$$

де $N_{об}$ – число обертів вторинного валу.

Таким чином на виході 1 оборот проміжного валу понизили і збільшили обороти на вторинному валу.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Для перевірки ефективності функціонування експериментальної трансмісії на практиці проведено дослідження для автобусів, які виконують перевезення на маршруті Тернопіль–Харків та розглянуто динамічні характеристики автобуса до та після проведення модернізації (табл. 1).

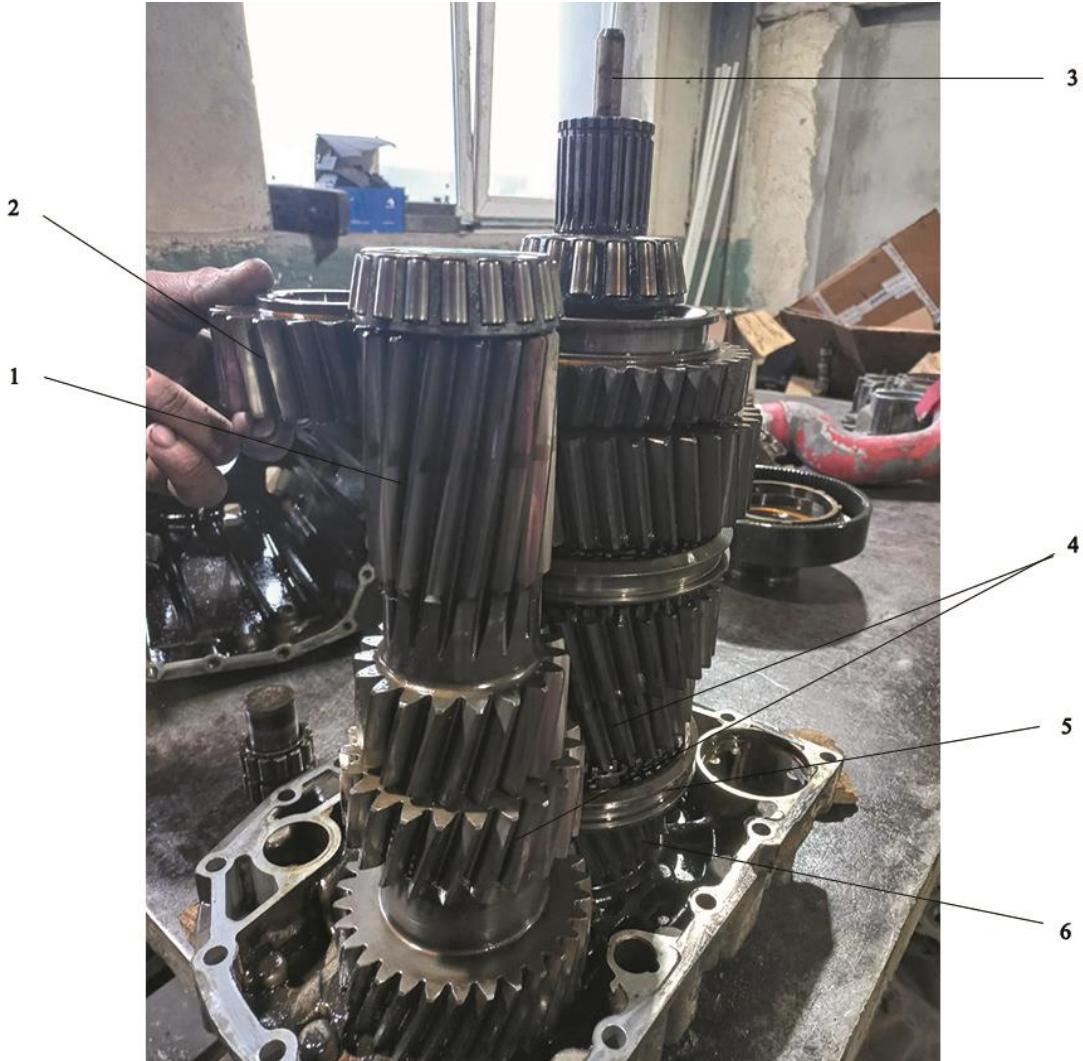


Рисунок 1. Механічна коробка перемикання передач ZF 8s180

1 – проміжний вал; 2 – паразитна шестерня; 3 – вторинний вал; 4 – шестерні, які підлягають заміні; 5 – муфта; 6 – первинний вал

Для порівняльного аналізу середні результати обчислень витрат пального до та після модернізації трансмісії дослідних машин на різних маршрутах зведено в табл. 2. Встановлено, що максимальну економію отримано на маршруті Тернопіль–Щецин, де переважає швидкісна траса, а мінімальну на маршруті Тернопіль–Харків, де якість доріг нижча так як на такий маршрут потрібна тягова, а не швидкісна трансмісія.

Вартість такої модернізації. Ціна запчастин ~ 30000 грн. [5]. Робота майстра ~ 13 год·280 грн/год = 3640 грн. Отже загальна вартість модернізації становить $C=33000+3640= 36640$ грн.

Розрахуємо техніко-економічні показники.

Витрати пального транспортного засобу розрахуємо за формулою:

$$V_1 = L/100 \cdot r_1 \cdot c \quad (2)$$

$$V_2 = L/100 \cdot r_2 \cdot c \quad (3)$$

де c – ціна на паливо, грн;

L – довжина маршруту, км;

r_1 – середній розхід палива до модернізації, л/100км;
 r_2 – середній розхід палива після модернізації, л/100км;
 V_1 – витрати пального до модернізації;
 V_2 – витрати пального після модернізації

Таблиця 1. Порівняння характеристик автобуса Van Hool 915 Acron до та після модернізації трансмісії на маршруті Тернопіль – Харків

Швидкість руху, км/год	Van Hool 915 Acron Середня кількість обертів об/хв		NEOPLAN N316/ 3 UL Середня кількість обертів об/хв		Передача
	до модернізації	після модернізації	до модернізації	після модернізації	
10	1551	1247	1550	1250	1
20	1549	1250	1545	1249	2
30	1552	1252	1550	1250	3
40	1553	1251	1554	1250	4
50	1555	1250	1550	1253	5
60	1547	1253	1555	1250	6
70	1247	1000	1252	998	7
80	1552	1250	1554	1250	7
90	1256	1000	1250	1002	8
100	1548	1250	1550	1255	8

Витрати пального на маршруті Тернопіль-Харків. Довжина шляху (через м. Київ) $L=1800$ км. Ціна на паливо для підприємств $c= 65$ грн/л, середній розхід палива, до удосконалення КПП $r_1= 36,3$ л/100км, після удосконалення $r_2=34,05$ л/100км. Отже, виходячи з формул(2) і (3), витрати пального до модернізації $V_1=42471$ грн., а витрати пального після модернізації становлять $V_2=39838,5$ грн.

Таким чином, за один рейс підприємець економить:

$$E = V_1 - V_2 \quad (4)$$

$E=2632,5$ грн.

Термін окупності такої модернізації:

$$N = C/E \quad (5)$$

$N=13,918$ рейсів.

Отже удосконалення КПП на маршруті Тернопіль-Харків окупиться за 14 рейсів.

Розрахуємо техніко-економічні показники на маршруті Тернопіль-Щецин. Довжина шляху $L=2250$ км. Середній розхід палива до удосконалення КПП $r_1= 34,05$ л/100км, після удосконалення $r_2 =32,05$ л/100км. Отже витрати пального до модернізації становлять (2):

$V_1=49798$ грн.

Витрати пального до модернізації становлять (3):

$V_2=46873,5$ грн.

Таблиця 2. Порівняння середніх витрат пального автобусів Van Hool 915 Acron та NEOPLAN N316/ 3 UL до та після модернізації трансмісії на різних маршрутах

Маршрут	Van Hool 915 Acron Середній розхід пального л/100км		NEOPLAN N316/ 3 UL Середній розхід пального л/100км	
	до модернізації	після модернізації	до модернізації	після модернізації
Тернопіль-Київ	36,2	33,7	36	33,6
Тернопіль-Харків	36,3	34,1	36,3	34
Тернопіль-Запоріжжя	36,2	33,6	36,1	33,5
Тернопіль-Щецин	34,1	32,1	34	32
Тернопіль-Слупськ	34,2	32,2	34,1	32,1

Тернопіль-Колбжег	34,5	32,5	34,4	32,4
-------------------	------	------	------	------

Таким чином, за один рейс підприємець економить (4):

$E = 2924,5$ грн.

Термін окупності такої модернізації:

$N = 12,53$ рейсів

Отже реконструкція КПП на маршруті Тернопіль-Щецин окупиться за 13 рейсів.

ВИСНОВКИ

Так як середній розхід паливно мастильних матеріалів автобусів Van Hool 915 Acron та NEOPLAN N316/ 3 UL, котрі здійснюють пасажирські перевезення на підприємстві Ф.О.П. Стецик перевищує паспортні дані на 20%, та у зв'язку із зростанням цін на паливо, було прийнято рішення удосконалити трансмісії транспортних засобів, з метою забезпечення економії палива. Після заміни пари шестерень на вторинному та проміжному валах коробок передач ZF 8s180 на автобусах було досягнуто збільшення оборотів на вторинному валі, в результаті чого трансмісія стала більш швидкісною. Динамічні характеристики транспортних засобів перевірено на практиці на різних маршрутах та встановлено зниження середніх витрат палива приблизно на 10%. Розраховано, що така модернізація окупить себе за 4 рейсів на маршруті Тернопіль-Харків, та за 13 на маршруті Тернопіль-Щецин. Доцільність проведення удосконалення коробки перемикачів передач ZF 8s180 на автобусах Van Hool 915 Acron та NEOPLAN N316/ 3 UL підтверджено перевізником.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

- [1.https://studopedia.com.ua/1_213193_osnovni-kontseptsii-rozvitku-energetichnih-zasobiv-i-ih-korotkiy-analiz.html](https://studopedia.com.ua/1_213193_osnovni-kontseptsii-rozvitku-energetichnih-zasobiv-i-ih-korotkiy-analiz.html).
- Забезпечення енергоефективності трансмісій автомобілів і тракторів при модернізації зі зміною числа циліндрів ДВЗ / М. А. Подригалю1А. А. Кашканов2А. А. Коряк// Вісник машинобудування та транспорту №1 (13), 2021. С 102-110.
- [3.https://www.gaislerlidis.com/en/2214/99.ZF0024-gear-3rd-speed-1304304636](https://www.gaislerlidis.com/en/2214/99.ZF0024-gear-3rd-speed-1304304636).
- [4.https://www.gaislerlidis.com/en/1856/MT0261-gear-5th-speed-1250304135](https://www.gaislerlidis.com/en/1856/MT0261-gear-5th-speed-1250304135).
- [5.https://www.zf.com/mobile/en/homepage/homepage.html](https://www.zf.com/mobile/en/homepage/homepage.html).
- Innovative engines in the history of automobile building / Rozum R.I., Buriak M. V., Zakharchuk O. P. // Modern engineering and innovative technologies Heutiges Ingenieurwesen und innovative Technologien .Issue №18. 2021. Part 2. P 64-67.
- Дзядикевич Ю. Пошукове конструювання колісних транспортних засобів Ю. Дзядикевич, О. Захарчук, П. Прогній, М. Микола, П. Попович, О. Шашкевич, Ю. Коваль/ Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті// 2021/5/20. Volume 1. Issue 16. С 54-65.

REFERENCES

- [1.https://studopedia.com.ua/1_213193_osnovni-kontseptsii-rozvitku-energetichnih-zasobiv-i-ih-korotkiy-analiz.html](https://studopedia.com.ua/1_213193_osnovni-kontseptsii-rozvitku-energetichnih-zasobiv-i-ih-korotkiy-analiz.html).
- Zabezpechennya enerhoefektyvnosti transmisiiy avtomobiliv i traktoriv pry modernizatsiyi zi zminoyu chysla tsylindriv DVZ / M. A. Podryhalo1A. A. Kashkanov2A. A. Koryak// Visnyk mashynobuduvannya ta transportu №1 (13), 2021. S 102-110.
- [3.https://www.gaislerlidis.com/en/2214/99.ZF0024-gear-3rd-speed-1304304636](https://www.gaislerlidis.com/en/2214/99.ZF0024-gear-3rd-speed-1304304636).
- [4.https://www.gaislerlidis.com/en/1856/MT0261-gear-5th-speed-1250304135](https://www.gaislerlidis.com/en/1856/MT0261-gear-5th-speed-1250304135).
- [5.https://www.zf.com/mobile/en/homepage/homepage.html](https://www.zf.com/mobile/en/homepage/homepage.html).
- Innovative engines in the history of automobile building / Rozum R.I., Buriak M. V., Zakharchuk O. P. // Modern engineering and innovative technologies Heutiges Ingenieurwesen und innovative Technologien .Issue №18. 2021. Part 2. P 64-67.
- Dzyadykevych YU. Poshukove konstruyuvannya kolisnykh transportnykh zasobiv YU. Dzyadykevych, O. Zakharchuk, P. Prohniy, M. Mykola, P. Popovych, O. Shashkevych, YU. Koval'/ Suchasni tekhnolohiyi v mashynobuduvanni ta transporti// 2021/5/20. Volume 1. Issue 16. S 54-65.

O. Zakharchuk, R. Rozum, M. Buriak, N. Falovych. Feasibility of improving the transmission of passanger buses Van Hool Acron 915 and NEOPLAN N316/ 3 UL.

The paper examines the operation of Van Hool 915 Acron and NEOPLAN N316 / 3UL buses involved in long-distance domestic and international transportation. Due to the conducted research, the consumption of

fuel and lubricants was found to increase up to twenty percent in relation to passport data. The technical and economic feasibility of reconstruction of transmission units by replacing a pair of gears is proved, in particular the replacement of secondary shafts gear by a smaller one and intermediate shafts gear by a bigger one. Such replacements allow to increase the gear ratio of the crankshaft and reduce the consumption of fuel and lubricants. Van Hool 915 Acron passenger buses (engine D2866 LOH29 MAN, volume 11967.00 cm³, power 280 kW, diesel, compliance with Euro-3 environmental standards) and NEOPLAN N316 / 3 UL (engine MAN 2866 LOH 29 volume 12000cm³, power 280 kW, diesel, compliance with Euro-3 environmental standards) were selected for the study, which provide 80% of transportation at the company of Stetsyk T.V. During the study, the improvement of transmission by upgrading the mechanical eight-speed gearbox ZF 8s180 was substantiated, resulting in improved speed characteristics and fuel economy. The efficiency of the improved transmission has been tested in practice on the routes Ternopil-Kyiv, Ternopil-Kharkiv, Ternopil-Zaporizhia, Ternopil-Szczecin, Ternopil-Slupsk, Ternopil-Kolbzhzeg. The minimum and maximum economy of fuel and lubricants is considered in the article, as well as the payback period of such unification on the most profitable and least profitable routes in terms of the number of passengers transported routes. Based on calculations and practical research, the carrier confirmed the feasibility of upgrading the gearbox ZF 8s180 on buses Van Hool 915 Acron and NEOPLAN N316 / 3 UL. In the article, the authors prove that vehicles operating on international routes, where the highway is predominant, should be modernized first and foremost.

Key words: gearbox, gear ratio, tilting shaft, secondary shaft, intermediate shaft, performance characteristics of the shuttle bus, transmission.

ЗАХАРЧУК Олена Павлівна, кандидат технічних наук, доцент, викладач циклової комісії інформатики та комп'ютерної інженерії ВСП ФКЕПІТ (Тернопіль, Україна) e-mail: olenaskyba8500@gmail.com; <https://orcid.org/0000-0001-9452-9850>.

РОЗУМ Руслан Іванович — кандидат технічних наук, доцент кафедри транспорту і логістики, Західноукраїнський національний університет e-mail: Rozoom_ruslan@ukr.net <https://orcid.org/0000-0001-7812-8248>

БУРЯК Микола Васильович — кандидат технічних наук, доцент кафедри транспорту і логістики, Західноукраїнський національний університет e-mail: Burjak74@ukr.net <https://orcid.org/0000-0001-5332-1498>

ФАЛОВИЧ Наталія Миколаївна, кандидат економічних наук, доцент, доцент кафедри транспорту і логістики, Західноукраїнський національний університет, e-mail: n.falovych@gmail.com <https://orcid.org/0000-0003-1651-3022>

Olena ZAKHARCHUK, Ph.D, teacher of the Cycle commission of Informatics and Computer Engineering of Professional College of Law Economics and Information Technology, West Ukrainian National University e-mail: olenaskyba8500@gmail.com; <https://orcid.org/0000-0001-9452-9850>.

Ruslan ROZOOM, PhD, Associate Professor of Transport and Logistics, West Ukrainian National University e-mail: Rozoom_ruslan@ukr.net <https://orcid.org/0000-0001-7812-8248>.

Mykola BURYAK - PhD, Associate Professor of Transport and Logistics, West Ukrainian National University e-mail: Burjak74@ukr.net <https://orcid.org/0000-0001-5332-1498>.

Nataliia FALOVYCH, Ph.D, Associate Professor of Transport and Logistics, West Ukrainian National University e-mail: n.falovych@gmail.com <https://orcid.org/0000-0003-1651-3022>.

DOI 10.36910/automash.v1i18.763

Кашканов А. А., Пальчевський О. В.
Вінницький національний технічний університет

ПРОБЛЕМИ ФУНКЦІОНУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ ВЕЛИКИХ МІСТ УКРАЇНИ В СУЧАСНИХ УМОВАХ

Важливість постійного розширення існуючих мереж транспортних систем для сучасного суспільства є незаперечною. Однак, щоб забезпечити якісне функціонування транспортної мережі, потрібно врахувати безліч умов та закономірностей, що значно ускладнює її реалізацію. Основними умовами є зниження навантаження на транспортну систему, забезпечення найвищого рівня безпеки та екологічності. Виконання цих умов потребує значних витрат на поліпшення транспортної інфраструктури, перетворення її на варіативну, багатофункціональну логістичну систему. Без врахування цих умов при проектуванні транспортних мереж, шанс виникнення ускладнень при їх експлуатації надзвичайно високий.

В роботі на основі статистичних даних за останні роки було виявлено сталий ріст чисельності транспортних засобів та темпів автомобілізації, які випереджають розвиток транспортної інфраструктури міст України. Це спричиняє зростання рівня завантаженості доріг, унеможлиблює ефективне пересування містом, збільшує кількість дорожньо-транспортних пригод та обсяги шкідливих викидів до атмосфери. Аналіз результатів оцінювання впливу окремих елементів вулично-дорожньої мережі на ефективність організації дорожнього руху показує, що насправді дієві рішення можна напрацювати лише на основі комплексного підходу. Виконане дослідження дозволило окреслити перспективи розвитку функціонування транспортних систем великих міст України та запропонувати шляхи підвищення якості та надійності автомобільних перевезень з метою мінімізації соціально-економічних втрат користувачів вулично-дорожніх мереж.

Ключові слова: транспортні системи міст, автомобільний транспорт, ефективність сполучення, організація дорожнього руху, дорожня та екологічна безпека.

ВСТУП

В Україні спостерігається щорічний приріст кількості автомобілів [1], що спричиняє зростання рівня завантаженості доріг, унеможлиблює ефективне пересування містом, збільшує кількість дорожньо-транспортних пригод (ДТП) та обсяги шкідливих викидів до атмосфери. Водії, долаючи ту саму відстань, змушені свідомо витрачати додатковий час та кошти, які могли б бути заощаджені, при запровадженні сучасних підходів з організації дорожнього руху та забезпечення пропускну здатності вулично-дорожніх мереж (ВДМ), дорожньої та екологічної безпеки на автомобільному транспорті. Саме тому вивчення та розробка нових методик щодо оптимізації роботи транспортних систем та оцінювання якості їх функціонування є актуальними в теоретичному і практичному плані.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Розвитком теорії організації дорожнього руху займалися такі закордонні та вітчизняні дослідники як N. Gartner, B. Kerner, D. Drew, R. Herman, F. Haight, B. V. Сильянов, Г.І. Клінковштейн, В.Ф. Бабков, А.П. Васильєв, М.С. Фішельсон, Я.В. Хомяк, Е.В. Гаврилов, В.П. Поліщук.

В наш час теоретичними та практичними питаннями, які пов'язані з організацією руху автомобільного транспорту, забезпеченням дорожньої та екологічної безпеки на ВДМ, активно займаються R. Babit [2], K. Chen [3], R. Mahnke [4], T. Mathew [5], Є.Ю. Форнальчик, І.А. Могила, В.Е. Трушевський, В.В. Гілевич [6], О.О. Лобашов, О.В. Прасоленко [7], О.Т. Лановий [8], О.О. Бакуліч, О.П. Дзюба, В. І. Єресов, В.П. Поліщук [9], Аулін В.В., Голуб Д.В., Гриньків А.В., Лисенко С.В. [10] та багато інших.

Аналіз останніх публікацій та фактичного стану забезпечення автомобільних перевезень у містах України показує, що проблема організації дорожнього руху в умовах насиченості транспортних потоків актуалізується зі збільшенням чисельності транспортних засобів (ТЗ) та темпів автомобілізації, які випереджають розвиток транспортної інфраструктури міст. Рух транспорту в умовах насичення транспортних потоків характеризується інтенсивністю, складом та швидкістю руху, інтервалами між автомобілями та щільністю потоку. Внаслідок взаємодії автомобілів в потоці усі ці характеристики функціонально пов'язані одна з іншою. Діюча, історично сформована, дорожня мережа не справляється з існуючим навантаженням, що призводить до системних заторів, а відповідно, до великих витрат часу сполучення на власному чи суспільному транспорті.

З метою підвищення ефективності проектування та експлуатації дорожніх мереж за останні роки розроблені методичні рекомендації з моделювання транспортних потоків під час оцінювання ефективності проектних рішень щодо дорожньої інфраструктури, з оцінювання відповідності існуючих

дорожніх умов вимогам безпеки руху з урахуванням інтенсивного руху та складу транспортних потоків, з визначення загальної соціально-економічної ефективності фінансування робіт з нового будівництва, реконструкції та ремонтів автомобільних доріг загального користування. Виконано багато науково-дослідних робіт з оцінювання впливу окремих елементів, таких як: пішохідний рух та пішохідні переходи, регульовані перетинання міських вулиць, паркування автомобільного транспорту, рух маршрутного транспорту загального користування, стан дорожнього покриття, керування дорожнім рухом. Дослідження результатів оцінки впливу окремих елементів ВДМ на ефективність організації дорожнього руху, безумовно, важливе завдання, яке дозволяє детально опрацювати ступінь впливу окремих елементів та запропонувати рекомендації щодо зниження їх негативного впливу. Але насправді дієві рішення можна напрацювати лише на основі комплексного підходу, який дозволяє врахувати вплив усіх елементів ВДМ одночасно.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Виявлення причин зниження якості та надійності автомобільних перевезень у містах України й формування напрямків подальших розробок щодо мінімізації соціально-економічних втрат користувачів ВДМ.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Під час проведення аналізу проблеми перенасичення транспортних мереж в Україні, було виявлено ряд критеріїв, що вказують на необхідність застосування заходів із реорганізації транспортної системи більшості міст. Серед досліджуваних критеріїв було вирішено зосередитись на розгляді таких, що в достатній мірі описують стан досліджуваної проблеми – це кількість дорожньо-транспортних пригод, рівень завантаженості доріг та показники кількості шкідливих речовин, які виділяють автомобілі. Для найбільшої об'єктивності аналізу було вирішено розглядати показники на основі зібраних даних у місті Київ, що обумовлено найбільшою інформативністю наявних даних.

Аналіз аварійності на дорогах України за статистичними даними Патрульної поліції [11] у 2014-2021 роках вказує на повільне зростання кількості ДТП (рис. 1).

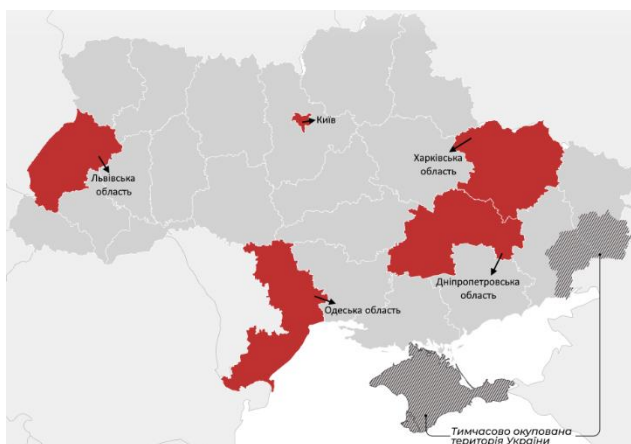
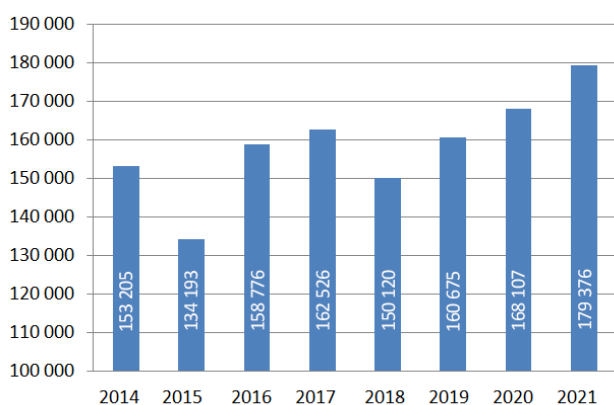


Рисунок 1. Загальна кількість ДТП в Україні та регіони з найбільшою аварійністю

Як видно із графіку (рис. 1), мінімальна кількість ДТП, за останні 8 років, спостерігалась у 2015 році, а максимальна – у 2021 році. Крім того, загальна аварійність із плином часу тільки збільшується. Основною причиною цього є збільшення кількості ТЗ на дорогах, що, в свою чергу, призводить до виникнення низки інших проблем. Наприклад, виникнення великої кількості заторів призводить до марної витрати палива та часу учасників дорожнього руху, підвищеної загазованості окремих ділянок доріг.

Негативною тенденцією останніх років є поступове зростання кількості часу, необхідного на подолання одного і того ж маршруту. Ця тенденція на перший погляд може здатись несуттєвою, проте, якщо поррахувати яку частку складає простій у пробках від загального часу поїздки, одразу виникає розуміння того, що це є свідченням неефективного функціонування транспортної мережі міст і ситуація потребує вирішення та корегування під сучасні умови.

Для прикладу розглянемо стан проблеми у місті Київ, ситуація в якому найкращим чином відображає тенденцію прогресування у менших містах України, в яких, хоч і не в такій мірі, але вже стає відчутним це явище. За даними моніторингового сервісу TomTom [12], мешканці Києва через затори, у 2021 році, в середньому витрачали на 56% більше часу у поїздки, ніж вони б витрачали за їх

відсутності. Тобто, для проїзду по маршруту, розрахованого на 30 хвилин, потрібно витратити 17 додаткових хвилин на подолання заторів. У зібраних сервісом даних за останні 5 років (рис. 2), найменший рівень завантаженості становив 44% у 2017 році, а найвищий – 56% у 2021 році, при цьому в години «пік» рівень завантаженості близький до 100%.

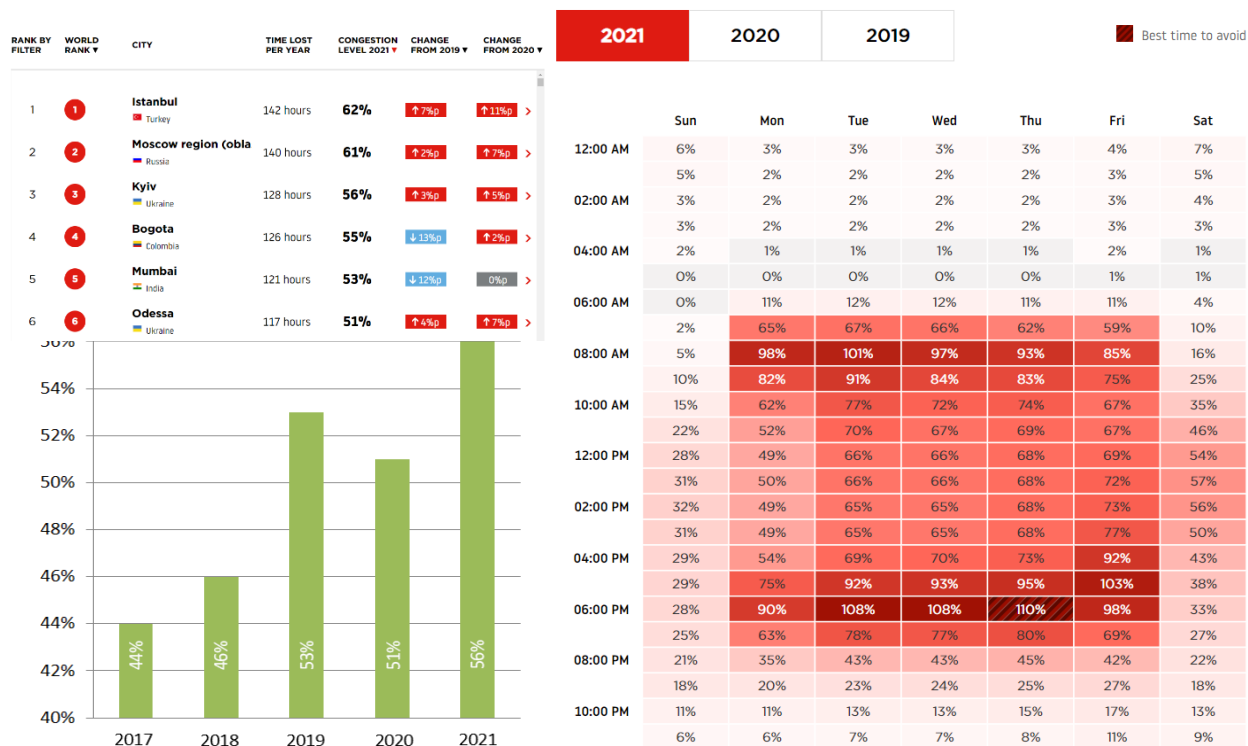


Рисунок 2. Середня завантаженість доріг у місті Київ та його місце у світовому рейтингу

Як і у випадку із загальною аварійністю, показник завантаженості доріг вказує на нездатність існуючої транспортної мережі міста справлятися із постійним зростанням кількості учасників дорожнього руху. Супутньою до попередніх двох факторів є проблема негативного впливу заторів на екологічну ситуацію. Процеси пуску двигуна та активного зниження швидкості автомобіля продукують інтенсивніше вивільнення шкідливих викидів, ніж їзда у належному режимі – зі сталою швидкістю. Ці викиди, як усім відомо, є доволі шкідливими, та становлять біля 55% від усього обсягу, що потрапляють у навколишнє середовище. Один із результатів збору статистичних даних групою дослідників про кількість автомобілів у місті Київ [13], та рівень викидів, що вони виділяють, відображено нижче (табл.1).

Таблиця 1. Рівень забруднення навколишнього середовища у м. Київ за 2009-2018 р.

Рік	Викиди від заторів в м. Київ, т							Кількість АТЗ в м. Київ, тис. шт.
	Оксид вуглецю	Вуглеводні	Оксиди азоту	Ангідрид сірчаної кислоти	Альдегіди	Сажа	Свинець	
2009	6064	340	407	117	22	71	7	906
2010	6312	354	424	122	23	74	7	936
2011	6569	369	441	127	23	77	7	951
2012	6838	384	459	132	24	80	8	1026
2013	7117	399	478	138	25	84	8	1064
2014	7407	415	497	143	26	87	8	1055
2015	7709	432	518	149	28	91	9	1048
2016	8024	450	539	155	29	94	9	1051
2017	8352	468	561	161	30	98	9	1052
2018	8692	488	584	168	31	102	10	1060

Дана таблиця ілюструє закономірність зростання кількості шкідливих речовин, що потрапляють у навколишнє середовище до загальної кількості автомобілів по місту. Дослідниками було визначено, що збільшення викидів в заторах залежить на 82 % від зростання автопарку в Києві. Крім того, було виявлено, що за 1 км шляху одним середньостатистичним автомобілем виділяється 30 г чадного газу, який утилізується дуже повільно, 4 г оксидів азоту і 2 г отруйних 13 вуглеводнів. Разом із тим, через часту зміну режиму руху (тобто – «холостий хід», прискорення, гальмування) виникає додаткове зношування і руйнування деталей, вузлів та агрегатів, що призводить до потреби у ремонті та обслуговуванні транспортного засобу.

Таким чином, щільний взаємозв'язок цих окремо взятих проблем, який прослідковується у зібраних даних, вказує на нездатність коректного функціонування транспортної системи в умовах сучасної насиченості трафіку. Усі ці фактори впливають на побут не тільки учасників руху, а й усього населення, держави загалом, що має вираження не тільки у часі, який люди витрачають на дорогу, чи кількості ДТП, або ж екологічній ситуації, наслідки нехтування якою змусять колись звернутися до цього питання першочергово, - це виражається ще і в економічному плані. Комплексний ефект від накладання однієї проблеми на іншу, призводить до економічних втрат. Відсутність дієвих підходів у коригуванні та виправленні цих проблем у найближчі 10 років призведе до досить суттєвих наслідків, які буде ще складніше вирішувати, коли вони стануть критичними. Саме тому, як і в Україні так і в усе більшої кількості країн світу, виникає потреба у дієвих заходах щодо оптимізації та реорганізації транспортних систем міст, що стикаються із перенасиченням транспортних мереж учасниками дорожнього руху. Розв'язку поставленої задачі щоденно присвячують свої роботи все більше науковців та, безпосередньо, фахівців у цій області. Основну частку цих робіт можна умовно поділити на фундаментальні методик, методик обмеження руху та методик засновані на використанні інтелектуальних транспортних систем (ІТС).

Фундаментальний підхід засновується на конструктивних змінах існуючих мереж, або ж розробці та забудові нових. Використання його є найочевиднішим та найзатратнішим. Теоретично, застосування такого методу має дієво боротися із заторами, та розподіляти навантаження з одних ділянок транспортної мережі на інші. Проте, досвід великої кількості країн, які вирішували це питання таким чином, свідчить про недієвість фундаментальних методик, яка полягає у відкладеному попиті (індукованому попиті).

Іншим підходом до вирішення поставленого питання є перерозподіл транспортного навантаження з приватного транспорту на громадський. Теоретично, транспорт, який має перейняти на себе більшу частку пасажирів, повинен поєднувати у собі швидкість перевезень, пасажиромісткість та найменшу величину інвестицій. При необхідності у збільшенні провізної здатності транспортної мережі громадським транспортом звертаються до варіантів у вигляді метро, швидкісного трамваю або автобуса. За наявності у місті метрополітену, існуючу мережу можна розширити. Проте, розширення протяжності мережі потребує значних вкладень, коштів та часу на забудову, а ефект від такої інвестиції буде мінімальним. За ті ж кошти, що були витрачені на таке розширення, можна збудувати мережу швидкісного трамваю та швидкісного автобуса, що зможуть задовольнити попит у більшій мірі, ніж побудова аналогічної протяжності мережі метро [14]. Дієвою комбінацією може стати утворення ефективних пересадних вузлів, що дозволять інтегрувати між собою декілька видів громадського транспорту. Важливою складовою є і заміна маршрутних таксі на більш практичні автобуси, місткість та комфорт яких є більшими, а маневреність майже ідентичною, особливо в умовах транспортного потоку. Виділення окремої смуги під потреби громадського транспорту є надзвичайно дієвим заходом. Тим не менш, для коректного функціонування виділеної смуги вона має повноцінно контролюватись, щоб нею користувався виключно громадський транспорт, а рухомий склад був у належному стані, кількість якого повністю задовольняла би попит на нього. Також фахівці розглядають заходи часткового рішення проблем, наприклад, через організацію «перехоплювальних паркінгів», або ж платного паркування та в'їзду до центру міста, що дозволили б звільнити дороги від приватного транспорту, та розподілити учасників руху серед громадського транспорту. Проте, для реалізації цих методів потрібна ефективна мережа громадського транспорту, аби надати можливість водієві та пасажирам приватного транспорту без дискомфорту пересісти на інший вид транспорту. Тобто, однією із головних цілей даного підходу із реорганізації транспортної системи є заохочення найбільшої кількості водіїв, які щодня пересуваються приватним транспортом, до користування громадським транспортом, тим самим розвантажуючи транспортну мережу.

Нині найбільш ефективним та популярним методом вирішення проблем організації функціонування транспортної системи є організація ІТС на вже існуючих мережах або тих, які тільки

планується збудувати [15]. Саме для таких цілей, як правило, застосовуються програмні комплекси макро-, мезо- та мікроскопічного моделювання дорожнього трафіку та супутніх змінних. Результатом роботи в даних програмних комплексах є можливість реалізації достатньо ефективної моделі, що вирішує переважну більшість вихідних задач. Обсяг можливостей, які містять у собі комплекси імітаційного моделювання є надзвичайно широкими. Це дозволяє враховувати безмежну варіативність дорожньо-транспортних ситуацій та їх наслідки, що надає цьому способу моделювання найбільшої реалістичності. Ефективні моделі ІТС мають керувати транспортними потоками завдяки збору фактичної інформації на усіх ділянках такої мережі, регулюванню світлофорів, динамічній зміні тарифів на в'їзд чи паркування в завантажених ділянках та інших складових управління дорожнім рухом [16]. Тобто, система збирає фактичні дані всередині транспортної мережі, аналізує їх, а вже після, за потреби, коригує параметри, внаслідок чого критична ситуація усувається. Саме застосування методів ІТС потенційно несе в собі рішення комплексу проблем – зниження аварійності, зниження кількості шкідливих викидів до атмосфери, зниження економічних та часових витрат на подолання шляху.

Серед опублікованих робіт можна виділити такі [17, 18], що змістовно відрізняються серед більшості. В своїй роботі [17] Абрамова Л.С. використовує принципи децентралізації, автоматизації та інші принципи ІТС як основу методики. В основі методики лежить багаторівнева автоматична система управління дорожнім рухом, кожному рівню призначається окреме завдання із управління певним процесом, після обробки результату своєї роботи передає іншим, пов'язаним із ним, рівням та об'єкту управління. Об'єктом управління в даній системі виступає дорожній рух. Рівні управління складають ієрархічну структуру (рис. 3), в залежності від поставленої цілі, і поділяються на локальні, стратегічні, тактичні та оперативні.

На локальному рівні управління об'єктом прийняття рішень здійснюється технічними засобами регулювання (світлофори, керовані дорожні знаки, засоби контролю за рухом та ін.), що прямим чином впливають на дорожній рух. Сигналом до коригування умов дорожнього руху на локальному рівні є команда системи тактичного рівня.

Функціонування тактичного рівня проходить за принципом системи узгодження, керуючий вплив якого формується на основі визначених керованих змінних для заданого алгоритму управління. На даному рівні здійснюється вирішення завдань систем автоматичного управління, які базуються на оцінці зміни параметрів об'єкту управління у часі.

Стратегічний рівень управління призначений для оптимізації параметрів управління, на якому системі потрібно врахувати пріоритети підлеглих йому рівнів, реалізація чого забезпечується системою програмного управління.

Головним за ієрархією є рівень прийняття рішень, або ж оперативного управління. Призначенням даного рівня є конкретизація загальних цілей у чіткі задачі для нижчих рівнів управління. Здійснюється це у відповідності до загального критерію ефективності управління дорожнім рухом. В цілому, оперативний рівень призначений для узагальненого контролю за функціонуванням об'єкту управління, та, за потреби, виборі міри впливу на об'єкт управління.

Саме такий спосіб організації роботи системи управління дорожнім рухом забезпечує збалансований розподіл ресурсів управління серед підсистем, що у сукупності, із повною автоматизацією системи, дозволяє підвищити швидкість та якість прийняття рішень.

Робота ж Бенто Л. [18], заснована на дещо радикальніших принципах організації структури транспортної системи міста, хоч і використовує переважно принципи ІТС. Загальна відмінність полягає у її орієнтації на транспортні засоби із можливістю часткового коригування руху допоміжними системами авто, або ж наявним повним автопілотом. Майбутнє застосування методики передбачає часткову модернізацію автомобіля - компонентну або ж програмну, що дозволить в повній мірі інтегруватися користувачу такої транспортної системи у керований транспортний потік. Проте, автор врахував, у розроблених алгоритмах інтелектуального управління трафіком (ІТМ), можливість застосування непідготовлених транспортних засобів, за умови обмеженої взаємодії з іншими учасниками руху. На відміну від роботи Абрамової Л.С., в цій роботі більше уваги приділено саме розробці методології для управління рухом на перехрестях. Автором розроблено алгоритми ІТМ, які базуються на принципі резервування клітин просторово-часової матриці, що забезпечують проїзд транспортних засобів через перехрестя без зіткнення з іншими транспортними засобами, одночасно зменшуючи затримку на перехресті та вплив на навколишнє середовище. Коли транспортний засіб в'їжджає у заздалегідь визначений радіус контролю, агент інфраструктури запускає вибраний алгоритм ІТМ. Для кожного запиту від транспортного засобу, вибраний алгоритм ІТМ генерує шлях без зіткнень, за яким буде рухатися транспортний засіб під час перетину перехрестя. Шлях без зіткнень розкладається

на двовимірний шлях і пов'язаний швидкісний режим. Двовимірний шлях і швидкісний режим використовуються в процедурі резервування тривимірної матриці. Тривимірна матриця складається з набору шарів, по одному шару на кожен момент часу. Кожен шар поділений на клітинки, де кожна клітинка представляє двовимірний простір на карті сценарію.

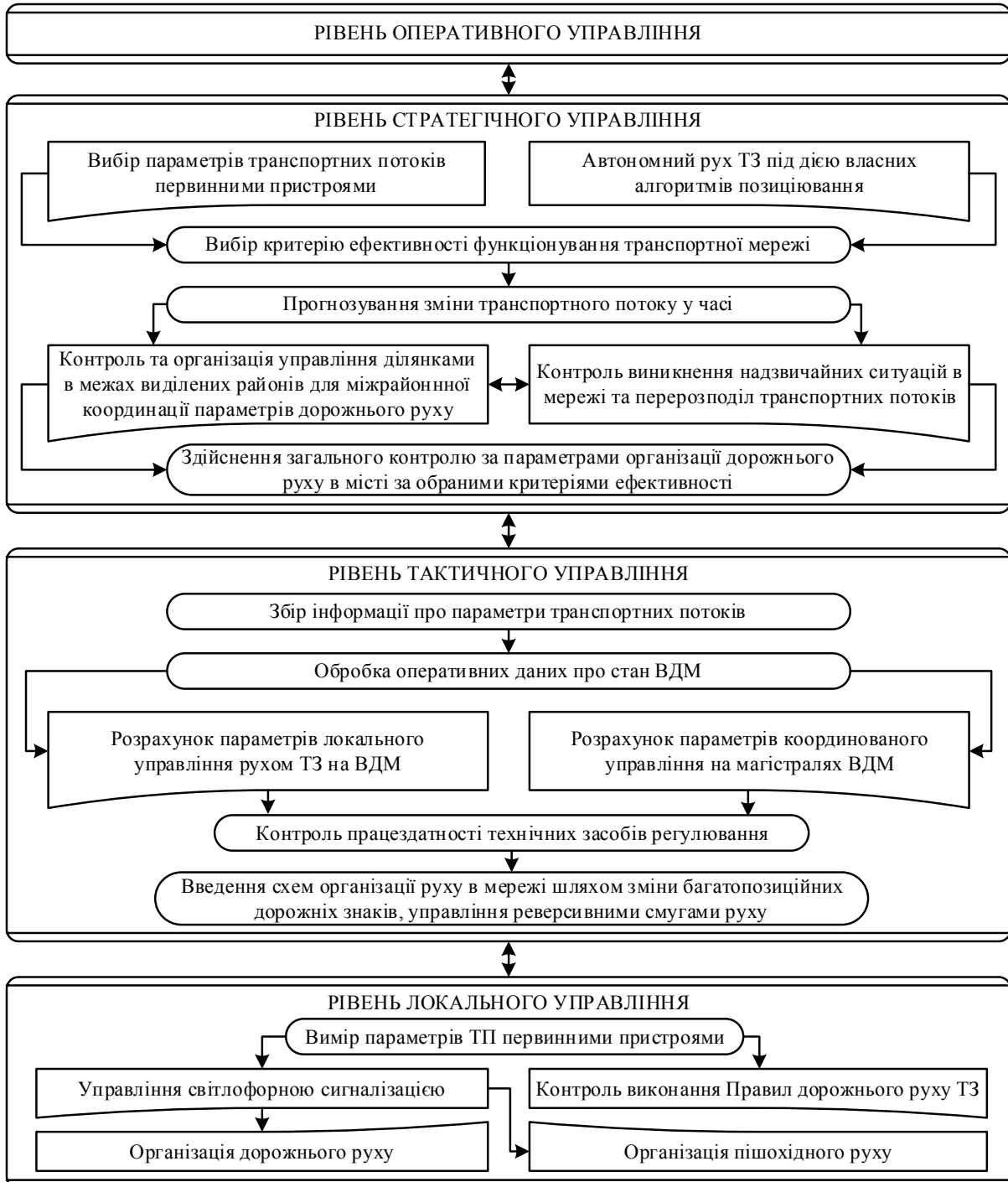


Рисунок 3. Схема функціонування системи управління дорожнім рухом за методикою Абрамової Л.С.

Концепція майбутньої мережі наступна (рис. 4) – ділянки під'їздів до перехресть та самих перехресть будуть обладнані набором датчиків, зокрема датчиками руху, які в свою чергу транслюватимуть зібрані дані до локальної системи управління. Сама система аналізуватиме дані кожного учасника руху, та бронюватиме конкретну клітину просторово-часової матриці. У залежності від наданої автомобілю системою клітини, по відношенню до нього, через розроблену систему зв'язку автомобіль-інфраструктура (V2X), буде застосований один із трьох алгоритмів. Перший алгоритм (WMITM) уповільнює ТЗ і резервує для нього клітину наступного шару після того, як клітини поточного шару просторово-часової матриці будуть укомплектовані іншими ТЗ. Другий алгоритм (EMITM)

уповільнює транспортний засіб і резервує вільні клітини найбільш ранніх із доступних шарів просторово-часової матриці. Третій алгоритм (FMТМ) прискорює транспортний засіб і резервує вільні клітини шару просторово-часової матриці швидше, ніж це було б, якби транспортний засіб рухався у звичайному швидкісному режимі.

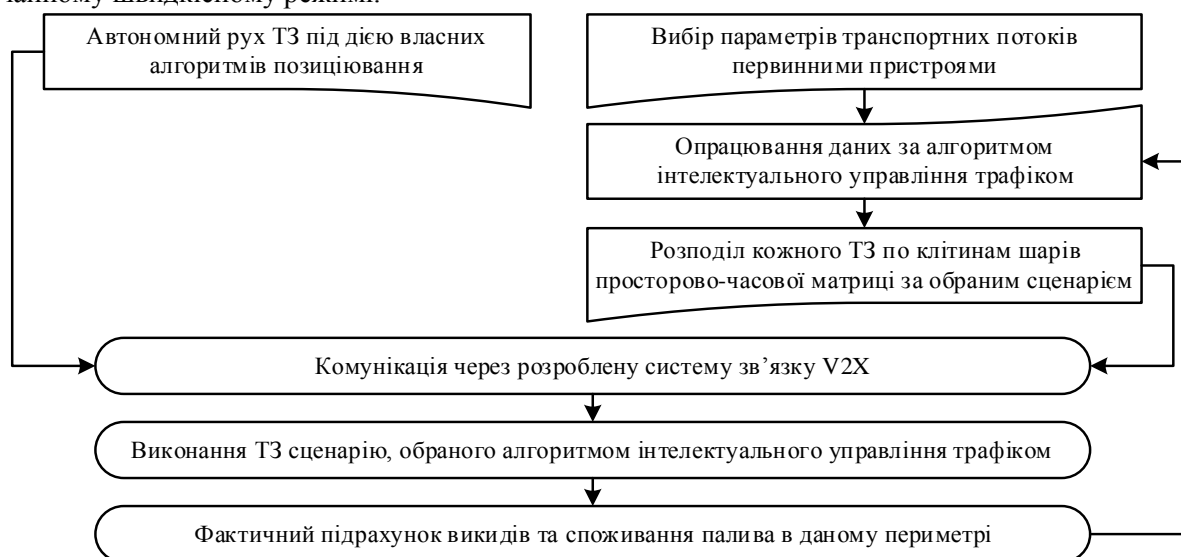


Рисунок 4. Схема функціонування системи управління дорожнім рухом за методикою Бенто Л.

Позиціонування та зміна напрямку руху ТЗ на дорозі відбувається за допомогою розробленого оцінювача положення, що забезпечує автономну навігацію навіть у випадку відсутності контакту із системою управління дорожнього сегменту. Інструмент оцінки позиції транспортного засобу був додатково розширений, щоб забезпечити з'єднання датчиків між транспортними засобами для більш високої точності позиціонування автомобіля. Це розширення включає доповнення локалізації через глобальну навігаційну супутникову систему (GNSS) іншою сенсорною інформацією.

У рамках цього дослідження автор розробив систему ISR - Traffic Simulator (ISR-TRAFSIM) як середовище моделювання. Також було розроблено декілька алгоритмів ІТМ, спрямованих на мінімізацію аварій, заторів і, як наслідок, екологічних витрат при дорожньому русі. Це дослідження демонструє, що існує потенціал скорочення викидів та оптимізації потоку трафіку завдяки використанню цих алгоритмів ІТМ.

Результати проведеного моделювання та підрахунків показують, що ці покращення є більш значимими, коли транспортний потік збільшується. Що стосується викидів CO₂ та інших супутніх елементів, то вони значно зменшуються, до тих пір поки розроблена система здатна розподіляти транспортний потік без значних затримок.

«Проведений аналіз двох розглянутих робіт показує, що обсягу розроблених авторами методик достатньо, щоб в повній мірі виконувати початково поставлені завдання. Запропоновані методики включають в себе алгоритми, ефективність яких, теоретично, забезпечує дієву роботу на усіх рівнях управління трафіком, що є невід'ємною частиною від загальної системи управління. Робота цієї системи є надійною та шкідливою, що належним чином реалізується через ієрархічних розподіл оперативних задач. Результатом такого підходу є ефективне управління як на дорожній ділянці, так і в межах міста. Про це свідчить й оптимізація транспортних потоків, на що вказує помітне зниження аварійності у мережі. Також виявлено, що оптимізація впливає і на рівень викидів до атмосфери, скорочуючи їх обсяг.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Для успішного пристосування до умов сьогодення та реалізації уже розроблених різними авторами методик [15-18] потрібна велика кількість ресурсів та часу на переобладнання або перебудову. Це обумовлено складністю самих методик, та неможливістю користування частково переобладнаною транспортною системою. До того ж, системи в тій чи іншій мірі піддаються впливу несправностей чи збоїв у роботі виконавчих вузлів та оснащення транспортних мереж, що під час максимального насичення доріг може призвести до наслідків у вигляді тривалих заторів або ж великої кількості ДТП. Остання методика [18], із розглянутих, хоч і структурно найпростіша, але у реалізації є найскладнішою, принцип її функціонування унеможливує швидку адаптацію існуючих транспортних мереж під умови майбутнього використання, час впровадження якої слугуватиме значним ускладненням нормальній циркуляції трафіку по ним. Але, навіть систему такої складності

можна відбудувати ефективно та з мінімальними перешкодами при переобладнанні, якщо закласти у її структуру можливість поетапної модернізації, що, із впровадженням нового функціонального модуля, розширювало би набір можливостей та ефективність самої системи. Тим не менш, потенційні складнощі при впровадженні подібних систем відштовхують відповідні служби і органи від розгляду їх як вирішення поточних проблем транспортної системи.

Поточний стан транспортних систем міст України ще дозволяє не вдаватися до їх кардинальної перебудови, та дає можливість поступово впроваджувати та перевіряти на практиці більш прості, але принципово близькі до розглянутих методик, підходи. Можна сказати, що в даних умовах доцільною буде розробка методики, яка включала б основні переваги методик із раніше розглянутих робіт, та дозволила би уникнути недоліків, частково викликаних складністю таких підходів. Для впровадження вона має бути структурно простою, це дозволило б інтегрувати її у вже існуючі системи, та, за потреби, застосовувати. Обов'язковою є можливість поетапної модернізації, періоди роботи над якою найменшим чином впливали б на ефективність функціонування транспортної системи.

Окремої уваги потребує комплекс вирішення ситуацій пов'язаних із несправністю або виведенням з ладу певного компонента чи групи компонентів такої системи управління та розробка алгоритмів комплексного оцінювання якості роботи транспортних систем як на стадії експлуатації, так і за результатами моделювання. Врахування цього переліку вимог дозволило би спростити впровадження подібної інтелектуальної системи управління та забезпечити перехід до ідейно складнішої системи.

ВИСНОВКИ

Зростання попиту на якісний та ефективний міський транспортний рух гостро вказує на необхідність у реформуванні транспортної системи міст, принципи роботи якої не змінювались впродовж багатьох років. Про це свідчить проведений аналіз основних показників її функціонування, який виявив тенденцію до щорічного зростання кількості ДТП, заторів та шкідливих викидів до атмосфери.

Серед обсягу робіт, спрямованих на дослідження питань належного функціонування транспортної системи, що мають принципову різницю у методах їх вирішення, було обрано найбільш ґрунтовні та багатofункціональні. Порівняльний аналіз цих робіт вказує на великий потенціал до реалізації розроблених систем у містах. Результати моделювання, які проводили автори, зазначають суттєве розвантаження транспортної системи, скорочення обсягу викидів до атмосфери та підвищення рівня безпеки на дорогах. Як бачимо, розглянуті вище підходи розраховані на роботу із різними компонентами транспортної системи – транспортною мережею, структурою рухомого складу та регулюючою структурою. Навіть поодиночі, застосування цих підходів є потенційно ефективними, проте дієвим рішенням може стати утворення комплексного підходу, який би включав у себе принципи декількох.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Автопарк України досяг 10 мільйонів одиниць: який середній вік авто? [Електрон. ресурс]. – Режим доступу: https://auto.24tv.ua/avtopark_ukrainy_v_2021_rotsi_statystyka_n28094.
2. Babit R. Level of service concept in urban roads / R. Babit, V. Charma, A.K. Duggal // *International Journal of Engineering Science Invention Research & Development*; Vol. III, Issue I, 2016, pp. 44-48.
3. Chen K. C. Determination of Level of Service (LOS) on Different Roads in Kuching Area (A Case study) / K.C. Chen, S.T. Larry // *UNIMAS E-Journal of Civil Engineering*, Vol 1: issue 1, 2009. <https://doi.org/10.33736/jcest.61.2009>.
4. Mahnke R. Probabilistic description of traffic flow / R. Mahnke, J. Kaupuzs, I. Lubashevsky // *Phys. Rep.* 2005. Vol. 408. P. 1–130. <https://doi.org/10.1016/j.physrep.2004.12.001>.
5. Mathew T. *Transportation Systems Engineering* / T. Mathew // ІТ Bombay, 2014, pp. 21.1-21.5.
6. Управління дорожнім рухом на регульованих перехрестях у містах : монографія / Є.Ю. Форнальчик, І.А. Могила, В.Е. Трушевський, В.В. Гілевич ; за заг. ред Є.Ю. Форнальчика. – Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2018. – 236 с.
7. Лобашов О.О. Практикум з дисципліни «Організація дорожнього руху» : навч. посіб. / О.О. Лобашов, О.В. Прасоленко. – Харків : ХНАМГ, 2011. – 221 с.
8. Лановий О.Т. Аналіз впливу функціонування мережі автомобільних доріг на економічну систему України та її суспільство // *Управління проектами, системний аналіз і логістика. Науковий журнал*. – К. : НТУ, 2014. – Вип. 14. Частина 1: Серія «Технічні науки». – С. 99-109.

9. Організація та регулювання дорожнього руху : підручник / [О.О. Бакуліч, О.П. Дзюба, В.І. Єресов та ін.]; за заг. ред. В. П. Поліщука. – К. : Знання України, 2012. – 467 с.
10. Аулін В.В., Голуб Д.В., Гриньків А.В., Лисенко С.В. Методологічні і теоретичні основи забезпечення та підвищення надійності функціонування автомобільних транспортних систем: монографія під заг. ред. д.т.н., проф. Ауліна В.В. – Кропивницький: Видавець «КОД», 2017. – 370с.
11. Статистика. Офіційний сайт патрульної поліції України. [Електрон. ресурс]. – Режим доступу: <http://patrol.police.gov.ua/statystyka/>
12. Kyiv in Traffic index 2021. [Електрон. ресурс]. – Режим доступу: https://www.tomtom.com/en_gb/traffic-index/kyiv-traffic/
13. International Organization of Motor Vehicle Manufacturers OICA is the voice speaking on automotive issues in world forums. [Електрон. ресурс]. – Режим доступу: <http://www.oica.net>
14. Сментина Н.В. Модернізація міського електротранспорту на шляху забезпечення збалансованого розвитку міста / Н.В. Сментина, Н.В. Доброва // Економіка. Фінанси. Право. – 2017. – № 5(2). – С. 55-60.
15. Методологічні основи проектування та функціонування інтелектуальних транспортних і виробничих систем : монографія / В.В. Аулін, А.В. Гриньків, А.О. Головатий [та ін.]; під заг. ред. В.В. Ауліна. – Кропивницький : Лисенко В. Ф., 2020. – 428с.
16. Бойко В.В. «Інформаційна технологія організації логістичних систем автоматизованого управління та безпеки руху міського пасажирського транспорту» дис. канд. техн. наук., фак-т інф. техн. і сист., Черк. держ. тех. ун-т, Черкаси, 2021.
17. Л.С. Абрамова, «Теоретичні основи формування розподілених систем управління дорожнім рухом у містах.» дис. д-ра. техн. наук, м-во освіти і науки України, Харків. нац. автомоб.-дор. ун-т, Харків, 2020.
18. L.M.K. Bento, “Intelligent traffic management algorithms for environmental impacts reduction at city centers aided GNSS positioning.” Ph. D. thesis, Dept. Elect. and Comp. Eng., Coimbra Univ., Coimbra, Portugal, 2016.

REFERENCES

1. Avtopark Ukrainy dosiah 10 milioniv odynyt: yakiy serednii vik avto? [Elektron. resurs]. – Rezhym dostupu: https://auto.24tv.ua/avtopark_ukrainy_v_2021_rotsi_statystyka_n28094.
2. Babit R. Level of service concept in urban roads / R. Babit, V. Charma, A.K. Duggal // International Journal of Engineering Science Invention Research & Development; Vol. III, Issue I, 2016, pp. 44-48.
3. Chen K. C. Determination of Level of Service (LOS) on Different Roads in Kuching Area (A Case study) / K.C. Chen, S.T. Larry // UNIMAS E-Journal of Civil Engineering, Vol 1: issue 1, 2009. <https://doi.org/10.33736/jcest.61.2009>.
4. Mahnke R. Probabilistic description of traffic flow / R. Mahnke, J. Kaupuzs, I. Lubashevsky // Phys. Rep. 2005. Vol. 408. P. 1–130. <https://doi.org/10.1016/j.physrep.2004.12.001>.
5. Mathew T. Transportation Systems Engineering / T. Mathew // ИТ Bombay, 2014, pp. 21.1-21.5.
6. Upravlinnia dorozhnim rukhom na rehulovanykh perekhrestyakh u mistakh : monohrafiia / Ye.Iu. Fornalchyk, I.A. Mohyla, V.E. Trushevskiy, V.V. Hilevych ; za zah. red Ye.Iu. Fornalchyka. – Lviv : Vydavnytstvo Lvivskoi politekhniki, 2018. – 236 s.
7. Lobashov O. O. Praktykum z dystsypliny «Orhanizatsiia dorozhnoho rukhu» : navch. posib. / O. O. Lobashov, O. V. Prasolenko. – Kharkiv : KhNAMH, 2011. – 221 s.
8. Lanovyi O.T. Analiz vplyvu funktsionuvannia merezhi avtomobilnykh dorih na ekonomichnu systemu Ukrainy ta yii suspilstvo // Upravlinnia proektamy, systemnyi analiz i lohistyka. Naukovyi zhurnal. – K. : NTU, 2014. – Vyp. 14. Chastyna 1: Seriia «Tekhnichni nauky». – S. 99-109.
9. Orhanizatsiia ta rehuliuвання dorozhnoho rukhu : pidruchnyk / [О.О. Бакуліч, О.П. Дзюба, В.І. Єресов та ін.]; за заг. ред. В. П. Поліщука. – К. : Знання України, 2012. – 467 с.
10. Аулін В.В., Голуб Д.В., Гриньків А.В., Лисенко С.В. Методологічні і теоретичні основи забезпечення та підвищення надійності функціонування автомобільних транспортних систем: монографія під заг. ред. д.т.н., проф. Ауліна В.В. – Кропивницький: Видавець «КОД», 2017. – 370с.
11. Статистика. Офіційний сайт патрульної поліції України. [Електрон. ресурс]. – Режим доступу: <http://patrol.police.gov.ua/statystyka/>
12. Kyiv in Traffic index 2021. [Електрон. ресурс]. – Режим доступу: https://www.tomtom.com/en_gb/traffic-index/kyiv-traffic/
13. International Organization of Motor Vehicle Manufacturers OICA is the voice speaking on

automotive issues in world forums. [Elektron. resurs]. – Rezhym dostupu: <http://www.oica.net>

14. Smentyna N.V. Modernizatsiia miskoho elektrotransportu na shliakhu zabezpechennia zbalansovanoho rozvytku mista / N.V. Smentyna, N.V. Dobrova // *Ekonomika. Finansy. Pravo.* – 2017. – № 5(2). – S. 55-60.

15. Metodolohichni osnovy proektuvannia ta funktsionuvannia intelektualnykh transportnykh i vyrobnychykh system : monohrafiia / V.V. Aulin, A.V. Hrynkiv, A.O. Holovatyi [ta in.] ; pid zah. red. V.V. Aulina. – Kropyvnytskyi : Lysenko V.F., 2020. – 428s.

16. Boiko V.V. «Informatsiina tekhnolohiia orhanizatsii lohistychnykh system avtomatyzovanoho upravlinnia ta bezpeky rukhu miskoho pasazhyrskoho transportu» dys. kand. tekhn. nauk., fak-t inf. tekhn. i syst., Cherk. derzh. tekhn. un-t, Cherkasy, 2021.

17. L.S. Abramova, «Teoretychni osnovy formuvannia rozpodilynykh system upravlinnia dorozhnim rukhom u mistakh.» dys. d-ra. tekhn. nauk, m-vo osvity i nauky Ukrainy, Kharkiv. nats. avtomob.-dor. un-t, Kharkiv, 2020.

18. L. M. K. Bento, “Intelligent traffic management algorithms for environmental impacts reduction at city centers aided GNSS positioning.” Ph. D. thesis, Dept. Elect. and Comp. Eng., Coimbra Univ., Coimbra, Portugal, 2016.

A. Kashkanov, O. Palchevskyi. Problems of transport systems functioning of Ukraine large cities in modern conditions

The importance of constantly expanding existing networks of transport systems for modern society is undeniable. However, to ensure the proper functioning of the transport network, it is necessary to take into account many conditions and patterns, which greatly complicates its implementation. The main conditions are to reduce the load on transport systems, ensuring the highest level of safety and environmental friendliness. Meeting these conditions requires significant costs to improve the transport infrastructure, turning it into a variable, multifunctional logistics system. Without taking these conditions into account when designing transport networks, the chance of complications during their operation is extremely high.

Based on statistical data in recent years, a steady increase in the number of vehicles and the pace of motorization, which is ahead of the development of transport infrastructure of Ukrainian cities. This increases the level of road congestion, prevents efficient urban movement, increases the number of road accidents and the amount of harmful emissions into the atmosphere. Analysis of the results of assessing the impact of individual elements of the road network on the effectiveness of traffic organization shows that in fact effective solutions can be developed only on the basis of an integrated approach. The study allowed to outline the prospects for the development of transport systems in major cities of Ukraine and suggest ways to improve the quality and reliability of road transport in order to minimize socio-economic losses of users of street and road networks.

Key words: urban transport systems, road transport, efficiency of traffic, traffic organization, road and environmental safety.

КАШКАНОВ Андрій Альбертович, доктор технічних наук, професор, професор кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, Вінницький національний технічний університет, e-mail: a.kashkanov@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0003-3294-6135>

ПАЛЬЧЕВСЬКИЙ Олег Вадимович, аспірант кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, Вінницький національний технічний університет, e-mail: palchevskyi.o@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0003-3171-2740>

Andrii KASHKANOV, Doctor of Science in Engineering, Professor, Professor of the Department of Automobiles and Transport Management, Vinnytsia National Technical University, e-mail: a.kashkanov@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0003-3294-6135>

Oleh PALCHEVSKYI, postgraduate student of the Department of Automobiles and Transport Management, Vinnytsia National Technical University, e-mail: palchevskyi.o@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0003-3171-2740>

DOI 10.36910/automash.v1i18.764

Кищун В. А.
Луцький національний технічний університет

ВІДНОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ КЛАПАНА КЕРУВАННЯ ПАЛИВНИХ ФОРСУНОК BOSCH З П'ЕЗОЕЛЕКТРИЧНИМ ПРИВОДОМ

Параметри паливної форсунки із п'єзоелектричним приводом залежить від розпилювача і клапана керування, технічний стан яких суттєво впливає на економічні та екологічні показники роботи двигуна. У випадку виходу з ладу цих прецизійних пар, фірма BOSCH рекомендує заміну цілої форсунки, а це підвищує вартість ремонту.

Практика експлуатації показує, що першочергово руйнуються голка і корпус розпилювача та клапан керування. Виходячи з аналізу виду пошкоджень, сервісні центри ухвалюють рішення стосовно способу повернення параметрів форсунки до нормативних. Зокрема, якщо погіршення роботи форсунки викликане зношенням контактних поверхонь голки і корпусу розпилювача, то проводилася реставрація цих деталей.

Натомість, технологія відновлення клапанів керування форсунок BOSCH не завжди відповідає заводській, оскільки потребує спеціального обладнання, тому станції з ремонту паливної апаратури, кожна своїми методами, проводять реставрацію фірмових форсунок. Зазвичай, використовується процес взаємного притирання штока клапана до сідла, що може навпаки вивести форсунку з ладу.

У статті пропонується технологія відновлення роботоздатності клапана керування паливних форсунок BOSCH із п'єзоелектричним приводом, яка на практиці підтвердила свою ефективність. Процес відновлення спряжених поверхонь клапана керування відбувається поетапно. На першому етапі проводиться перешліфування обох конусів штока клапана. З цією метою був розроблений комплекс, основою якого став спеціально спроектований і виготовлений пристрій для перешліфування. На другому етапі методом притирання на універсальному притирочному станку MP-250 відновлюється поверхня сідла клапана. Заключний етап – це шліфування поверхні прилягання сідла клапана до дроселюючої пластини.

Запропонована технологія відновлення клапана керування паливних форсунок фірми BOSCH із п'єзоелектричним приводом дозволяє продовжити їх експлуатацію із збереженням технічних і економічних показників роботи та зменшити кошти на ремонті.

Ключові слова: п'єзофорсунка BOSCH, клапан керування, шток і сідло клапана, спряжені поверхні, технологія відновлення.

ВСТУП

У світовому автомобілебудуванні все більшого поширення набирає тенденція проектування і випуску електромобілів. Разом з тим, відомі автовиробники не знімають з конвеєрів транспортні засоби укомплектовані сучасними економічними та досить ефективними дизельними двигунами.

Серед різноманітних систем дизельного двигуна найскладнішою вважається система живлення, яка має забезпечувати низьку витрату пального, зменшення шкідливих речовин у вихлопних газах, безшумність роботи двигуна тощо. Більшості цих вимог відповідає паливна система Common Rail, укомплектована дизельними форсунками з п'єзоелектричним приводом.

Надійність роботи, у тому числі, паливної п'єзофорсунки BOSCH залежить від її прецизійних пар, а саме розпилювача і клапана керування. Їх технічний стан суттєво впливає на економічні та екологічні показники роботи дизельного двигуна [1, 2]. Однак складність конструкції п'єзофорсунки BOSCH, на відміну від електромагнітної, унеможливила застосування заводської технології відновлення в умовах навіть спеціалізованих СТО [3]. Тому, коли ці пари суттєво погіршували роботу форсунки, виробник радив її замінити, що, своєю чергою, негативно впливало на вартість ремонту.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Переважаючому зношенню у п'єзофорсунці піддається, у противагу електричній, механічна частина, зокрема, розпилювач і клапан керування, а найчастіша причина ремонту – швидке зношення останнього (див. рис. 1) [2]. У процесі експлуатації відбувається кавітаційне зношення штока клапана, а також промиви сідла штока (див. рис. 2) [2]. Як наслідок, втрачається гідравлічна щільність клапана і, відповідно, погіршуються технічні параметри форсунки.

Головні причини та види руйнувань прецизійних пар розпилювача і клапана керування форсунки BOSCH детально розглядалися у роботі [4].

Технологічний процес ремонту розпилювача форсунок BOSCH докладно описаний у роботі [5]. Суть ремонту полягає у відновленні спряжених поверхонь розпилювача шляхом прешліфування конуса голки розпилювача, притирання поверхні конуса корпусу спеціальним притиром та взаємного тонкого притирання.

Аналогічно, з метою забезпечення герметичної щільності п'єзофорсунки, використовувався метод взаємного притирання штока і гнізда клапана керування [2, 6]. Таке відновлення допускається,

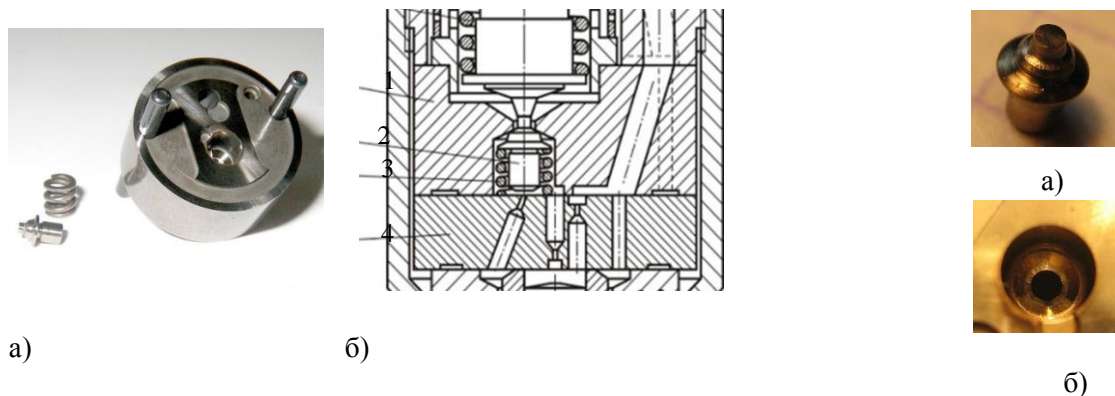


Рисунок 1 – Клапан керування п'єзофорсунки BOSCH:
а – деталі клапана; б – будова клапана керування
(1– сідло; 2 – шток; 3 – пружина; 4 – дросельна пластинка)

Рисунок 2 – Зношення клапана керування: а – кавітаційне
зношення штока; б – промиви
сідла штока

але лише у випадку незначного зношення клапана. При суттєвому зношенні, притирання поверхонь прецизійної пари клапана різко змінює геометрію спряжених конусів. Збільшується площа контакту, у результаті чого зменшується питомий тиск у зоні, зростає гідравлічний опір клапана, що веде до зміни параметрів форсунки загалом. Форсунка може зменшити подачу пального або взагалі перестане функціонувати.

Сьогодні стала можливою технологія відновлення в умовах спеціалізованих СТО не лише пари «голка-розпилювач» але і прецизійної пари клапана керування п'єзофорсунки BOSCH.

ЦІЛІ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Завданням дослідження стала розробка технологічного процесу реставрації спряжених деталей клапана керування паливної форсунки фірми BOSCH із п'єзоелектричним приводом, який дозволив би відновити необхідну її роботоздатність.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Як вже зазначалося, гідравлічна щільність клапана керування званою мірою залежить від геометрії запірних конусів штока і сідла клапана. У якості об'єкта досліджувалася паливна форсунка з п'єзоелектричним приводом Bosch №0445115069.

Для відновлення робочої поверхні штока клапана керування був зібраний окремий комплекс, який складається з пристрою для перешліфування запірних конусів клапана 1, електронного мікроскопа 2, настінного монітора 3 з метою відтворення зони обробки і цифрового кутоміра для виставлення кутів шліфування штока клапана 4 (див. рис. 3). За конструкцією він аналогічний комплексу для відновлення запірних конусів голки розпилювача описаного у роботі [6]. Додатковий комплекс із спеціально спроектованим і виготовленим пристроєм для перешліфування запірних конусів штока дозволив уникнути постійної переналадки обладнання не залежно від того, що відновлюється – голка розпилювача чи шток клапана форсунки, одночасно чи порізно.

Основою пристрою для перешліфування запірних конусів клапана служить плита 1 до якої кріпляться різні вузли (див. рис. 4). Так, на плиті встановлений координатний стіл 2, який може рухатися у двох напрямках шляхом застосування гвинтових пар з кроком різьби, що забезпечує подачу 1,0 мм за оберт. На координатному столі розташований ще один поворотний столик 3. Він здатний обертатися навколо вертикальної осі. На його поворотній плиті розташована система фіксації штока клапана 4 і механізм привода штока 5 для надання йому обертового руху (див. рис. 4).

Також на плиті розміщена фортуна 5 з шліфувальним кругом. Останній приводиться у рух електродвигуном, а частота його обертання регулюється через пасову передачу (див. рис. 4).

Для досягнення необхідних результатів при шліфуванні мають бути забезпечені такі параметри стосовно частота обертання:

- абразивного круга – 4500 хв^{-1} ;
- штока клапана – 400 хв^{-1} .

Шліфувальний круг виготовлений з білого електрокорунду на керамічній основі. Вимірювання кута шліфування здійснюється за допомогою енкодера з числовою індикацією (точність до $2''$), який

встановлений на осі обертання поворотного столика. Для візуального контролю кута, сигнал від енкодера передається на цифровий кутомір 4 (див. рис 3).

Невеликі розміри штока клапана керування вимагали створення додаткової оправки для його попередньої фіксації, тому шток кріпиться у спеціальній цанзі (див. рис. 5).

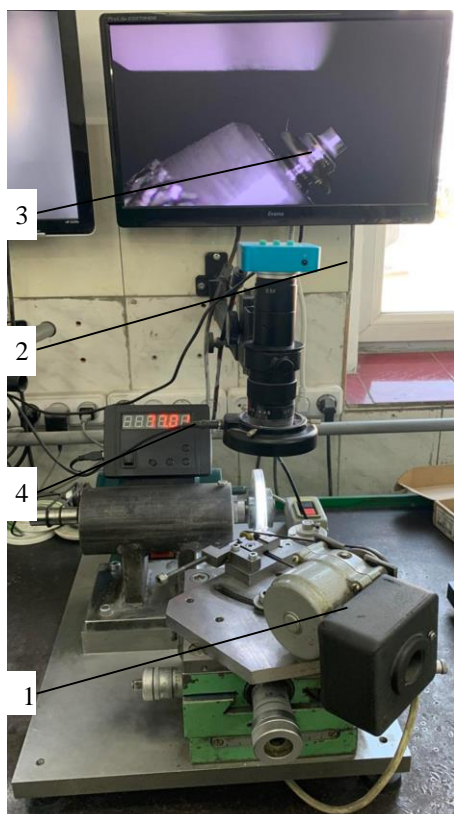


Рисунок 3 – Комплекс для відновлення запірних конусів штока клапана керування: 1– пристрій для перешліфування; 2 – електронний мікроскоп; 3 – настінний монітор; 4 – цифровий кутомір



Рисунок 4 – Пристрій для перешліфування штока клапана: 1 – плита; 2 – координатний стіл; 3 – поворотний столик; 4 – система фіксації цанги із штоком; 5 – привод штока; 6 – фортуна із шліфувальним кругом



Рисунок 5 – Спеціальна цанга із закріпленим штоком клапана

Відновлення робочої поверхні штока відбувається за рахунок перешліфування двох запірних кутів 77 та 126 градусів (див. рис. 6, а; б).

Працює пристрій таким чином: цанга із штоком клапана, що підлягає реставрації розміщується у призмах і прижимається до них пасом, який є одночасно приводною ланкою від електричного двигуна з редуктором. Далі виставляється необхідна величина кута, на який необхідно шліфувати шток.

Ввімкненням електродвигунів цанга із штоком і абразивний круг приводиться у рух. Після цього механізмом переміщення шток клапана підводиться до абразивного круга і шліфується до досягнення однорідної поверхні конуса.

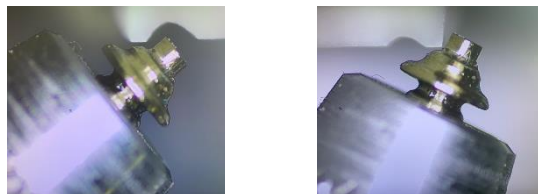
Безпосередньо технологічний процес відновлення та якість обробленої поверхні контролюється за допомогою електронного мікроскопа зображення з якого для робітника виводиться на монітор 3 пристрою (див. рис. 3).

Відновлення запірних конусів штока і сідла клапана керування призводить до збільшення ходу клапана h до $h_{рем}$ (див. рис. 7, а; б), що, у свою чергу, змінює гідравлічну характеристику клапана та знижує подачу форсунки. За допомогою індикаторної головки проводиться вимірювання ходу клапана після чого необхідно повернути його заводське значення, яке становить 30 мкм. Корекція ходу клапана керування проводиться шляхом знімання шару металу з поверхні прилягання сідла клапана до дроселюючої пластини.

Операція виконується за допомогою шліфувального станка GM-08 «Dieseland» [7]. Для цього

сідло клапана встановлюється в утримуючу оправку і примагнічується до магнітної плити (див. рис. 8). У процесі шліфування вертикальна подача складає не більше 10 мікрон за один прохід і змінюється після двох поздовжніх проходів. Після проходження циклу шліфування шток клапана встановлюється у сідло і перевіряється хід.

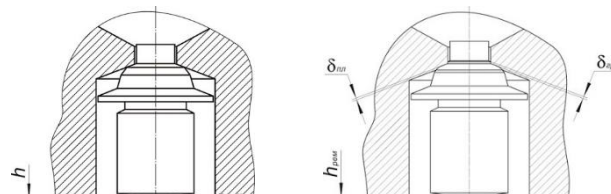
При проведенні шліфування поверхні прилягання сідла клапана необхідною умовою є дотримання паралельності опорних площин для запобігання протікання пального у негерметичний стик двох деталей.



а)

б)

Рисунок 6 – Шліфування кута 77° (а) і 126° (б) штока клапана



а)

б)

Рисунок 7 – Розріз клапана до (а) та після відновлення (б) [2]

Робочу поверхню сідла клапана відновлюють за допомогою притирального станка МР-250 [8]. Сідло клапана встановлюється в утримувач з отворами під установочні штифти і розміщується на робочому столі верстата (див. рис. 9). В отвір запірного штока наноситься абразивна паста зернистістю 5 мкм замішана на моторній оливі. У самозатискний патрон шпинделя станка закріплюється притир з кутом 124° і маховичком осьової подачі прижимається до робочої кромки сідла клапана. У спеціальному режимі осциляції, коли обертання притиру відбувається з вібрацією поздовж власної осі та притиральної пасти з поверхні сідла клапана знімається необхідний шар металу. Як правило, – це 10...40 мкм або до повного усунення слідів зносу з робочої поверхні сідла.



Рисунок 8 – Шліфувальний верстат GM-08 і шліфування поверхні прилягання сідла клапана



Рисунок 9 – Притиральний станок МР-250 і відновлення сідла клапана

Контроль якості обробки проводиться за допомогою мікроскопа.

При значних спрацюваннях деталей сідла і штока форсунки коли з тіла обох деталей при

відновленні знімається шар металу більше 70 мкм, гідравлічний компенсатор виходить за межі свого робочого ходу, тому необхідно відкоригувати розмір штока клапана. Для цього, за допомогою електронного мікрометра вимірюється товщина сідла клапана після відновлення ходу. Результат вимірювання віднімається від номінальної товщини сідла, яка складає 7,05 мм; отримане число буде величиною корекції штока клапана.

Корекція розміру штока проводиться шляхом шліфування його торця за допомогою притиральної плити на розраховану величину у спеціальній оправці. Точність обробки при проведенні операції знаходиться у межах 20 мкм.

Перед складанням форсунки, з метою дотримання розмірного ланцюга, необхідно за допомогою окремого пристрою провести калібрування гідрокомпенсатора.

Загалом, описаний технологічний процес ремонту п'єзофорсунки BOSCH буде складатися з таких етапів: перевірка форсунки на стенді, розбирання форсунки, мийка і дефектування деталей, відновлення деталей розпилювача і клапана керування, складання і регулювання форсунки, випробування форсунки на стенді.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Розроблена технологія відновлення клапанів керування паливної форсунки BOSCH із п'єзоелектричним приводом була запроваджена у виробництво на спеціалізованій СТО Волинської області. Отримані позитивні результати дали можливість підприємству встановлювати піврічний гарантійний термін на виконанні роботи, а клієнтам суттєво зменшити витрати на ремонт.

ВИСНОВКИ

Розроблений технологічний процес відновлення клапана керування паливних форсунок фірми BOSCH із п'єзоелектричним приводом дозволяє забезпечити форсункам, практично, заводські параметри, продовжити експлуатацію та заощадити кошти під час їх ремонту.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Топливные системы дизелей с насос-форсунками и индивидуальными ТНВД. Перевод с английского. Учебное пособие – М.: ЗАО «Легион-Автодата», 2005. – 48 с.
2. Пьезофорсунки BOSCH Common Rail. Принцип работы, конструкция, концепция ремонта. URL: <http://reforsbel.blogspot.com/2016/12/piezo-bosch.html> (дата звернення: 28.10.2021).
3. Ремонт или замена инжектора. URL: <https://avto.tatar/services/remont-inzhektora/companies> (дата звернення: 28.10.2021).
4. Кищун В. А., Нестеренко Л. В. Причины втрати роботоздатності дизельних форсунок із п'єзоелектричним приводом. *Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за галузями знань «Технічні науки»)*. Луцьк : Редакційно-видавничий відділ Луцького національного технічного університету, 2018. Вип. 62. С. 138–143.
5. Кищун В. А., Мулярчук Д. Ю. Відновлення деталей прецизійних пар паливних форсунок BOSCH з електромагнітним приводом. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал*. Луцьк: Луцький НТУ. 2020. №2 (15). С. 29–34.
6. Ремонт пьезофорсунки BOSCH. URL: <https://bestfors.com.ua/remont-piezo-bosch/> (дата звернення: 17.10.2021).
7. Плоскошлифовальный станок с нижним подвижным рабочим столом – GM-08. URL: <https://dieselbel.com.ua/ploskoshlifovalnyy-standok-s-nizhnim-podvizhnym-rabochim-stolom-gm-08.html> (дата звернення: 17.11.2021).
8. MP-250 SASH. Станок притирочный для клапанов форсунок CR. URL: <https://dieselbel.com.ua/standok-pritirochnyy-dlya-klapanov-forsunok-cr-mp-250-sash.html> (дата звернення: 17.10.2021).

REFERENCES

1. *Fuel systems of diesel engines with pump nozzles and individual high pressure fuel pumps. Translation from English. Tutorial* (2005). [Топливные системы дизелей с насос-форсунками и индивидуальными ТНВД. Перевод с английского. Учебное пособие] Moscow, ЗАО «Legion-Avtodata» Publ. 48 p.
2. Piezoforsunki BOSCH Common Rail. Printsip raboty, konstruktsiya, kontseptsiya remonta. URL: <http://reforsbel.blogspot.com/2016/12/piezo-bosch.html> (data zvernennya: 17.10.2021).
3. Remont yly zamena ynzhektora. URL: <https://avto.tatar/services/remont-inzhektora/companies> (data zvernennya: 08.10.2021).
4. Kyshchun V., Nesterenko L. (2018). *Operability loss causes for diesel fuels spray nozzle with piezoelectric driver*. [Prychyny vtraty robotozdatnosti dyzel'nykh forsunok iz p'yezoelektrychnym pryvodom].

«Scientific notes». Intercollegiate collection (according to the branches of knowledge «Machine-building and metalworking», «Engineering mechanics», «Metallurgy and materials science»). No. 62, Lutsk, NTU Publ. pp. 138–143.

5. Kyshchun V., Muliarchuk D. (2020). *Reconditioning of parts of precision pairs BOSCH fuel injector with electromagnetic drive*. [Vidnovlennya detaley pretsyziynykh par palyvnykh forsunok BOSCH z elektromahnitnym pryvodom]. «Scientific journal». «Advances in mechanical engineering and transport». No. 2 (15), Lutsk, NTU Publ. pp. 29–34.

6. Remont piezoforsunki BOSCH. URL: <https://bestfors.com.ua/remont-piezo-bosch/> (data zvernennya: 17.10.2021).

7. Ploskoshlifovalnyy stanok s nizhnim podvizhnym rabochim stolom – GM-08. URL: <https://dieselbel.com.ua/ploskoshlifovalnyy-standok-s-nizhnim-podvizhnym-rabochim-stolom-gm-08.html> (data zvernennya: 17.10.2021).

8. MP-250 SASH. Stanok prytyrochnyy dlya klapanov forsunok CR. URL: <https://dieselbel.com.ua/standok-prityrochnyy-dlya-klapanov-forsunok-cr-mp-250-sash.html> (data zvernennya: 17.10.2021).

V. Kyshchun. Restoration of control valve parts BOSCH fuel injector with piezoelectric actuator.

The parameters of a piezoelectric fuel injector depend on the sprayer and the control valve, the technical condition of which significantly affects the economic and environmental performance of the engine. In case of failure of these precision pairs, BOSCH recommends replacing the whole injector, which increases the cost of repair.

Operational practice shows that in the first place the control valve and the atomizer's needle and body are destroyed. Based on the analysis of the type of damage, the service centers decide on how to return the parameters of the injector to the standard. In particular, if the deterioration in the operation of the injector is caused by the wear of the contact surfaces of the needle and the sprayer body, then the restoration of these parts is carried out.

Instead, the technology of restoring sprayers and control valves of BOSCH injectors does not always correspond to the factory, as it requires special equipment, so fuel equipment repair stations, each with its methods, restore branded injectors. Usually, the process of mutual grinding of the valve stem to the seat is used, which can, in turn, disable the injector.

The article proposes the technology of restoring the operation of the BOSCH fuel injector control valve with a piezoelectric actuator, which has proved its effectiveness in practice. The process of restoring the conjugate surfaces of the control valve takes place in stages. At the first stage, both cones of the valve stem are reground. For this purpose, a complex was developed, the basis of which was a specially designed and manufactured device for regrinding. In the second stage, the surface of the valve seat is restored by lapping on a universal lapping machine MR-250. The final stage is the grinding of the surface of the valve seat to the throttle plate.

The proposed technology for restoring the control valve of BOSCH fuel injectors with piezoelectric drive allows you to continue their operation while maintaining technical and economic performance and saving money on the repair.

Keywords: BOSCH piezoelectric injector, control valve, valve stem and seat, conjugate surfaces, restoring technology.

КИШЧУН Володимир Андрійович, кандидат економічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, e-mail: kyshchun52@ukr.net. <http://orcid.org/0000-0003-4019-8034>.

Volodymyr KYSHCHUN, PhD. in Economic, Assoc. Professor of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: kyshchun52@ukr.net. <http://orcid.org/0000-0003-4019-8034>.

DOI 10.36910/automash.v1i18.765

Клименко І.Ю., Весела М.А., Мельнікова Ю.І.

*Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», м. Дніпро, Україна***ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ ПУНКТІВ ПРОПУСКУ ЧЕРЕЗ ДЕРЖАВНИЙ КОРДОН З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕОРІЇ МАСОВОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ**

Проведено аналіз сучасного стану розвитку мережі пунктів пропуску через державний кордон. Виявлено, що існуюча мережа пунктів пропуску характеризується застарілою інфраструктурою, тривалим часом перетину кордону, нерівномірністю розміщення пунктів пропуску, високим рівнем навантаження тощо. Найлогічнішою і найочевиднішою відповіддю на виклики перевантаження кордону є створення нових пунктів пропуску. Головною причиною низької ефективності функціонування пунктів пропуску при перетині кордону є допущені на стадії розробки проекту будівництва помилки щодо оцінки очікуваної інтенсивності руху за ними. Істотний вплив на величину фактичних розмірів руху надають прорахунки, що виникають при проектуванні, у визначенні раціональної кількості пунктів, їх розміщення, способів і технологій, що застосовуються. Система обслуговування в зоні пункту пропуску може розглядатися як система масового обслуговування і може класифікуватися за декількома ознаками: кількістю каналів обслуговування, дисципліною обслуговування, схемою обслуговування заявок та кількістю етапів обслуговування. При проектуванні системи пункту пропуску на автомобільній дорозі використано багатоканальну систему обслуговування з очікуванням, коли транспортні засоби по мірі прибуття до пункту пропуску стають в чергу, якщо всі канали обслуговування заняті. Усі можливі умови функціонування багатоканальної системи представлено у вигляді графу. Приведено методичку розрахунку характеристик функціонування багатоканальної системи пункту пропуску з очікуванням та розраховано ймовірності знаходження системи у кожному з станів залежно від кількості каналів обслуговування. Визначення оптимальної кількості каналів обслуговування пункту пропуску дозволило мінімізувати час очікування в черзі та час знаходження транспортних засобів в системі в цілому, що забезпечує підвищення ефективності функціонування пункту пропуску через державний кордон.

Ключові слова: система масового обслуговування, автомобільний транспорт, пункт пропуску, багатоканальна система масового обслуговування з очікуванням, ймовірність станів.

ВСТУП

Безвізовий режим між Україною та Європейським Союзом (ЄС), створення зони вільної торгівлі з ЄС та потужний транзитний потенціал України є передумовами для подальшого зростання обсягів пасажиро- та вантажопотоків через державний кордон України. Особливістю політики ЄС є не лише вільне пересування між країнами-членами, а й спільний підхід до функціонування та охорони зовнішнього кордону. Загальна довжина шенгенсько-українського кордону складає 777 км. На цьому відрізку розташовані 15 автомобільних (з них два – автомобільно-пішохідні), 7 пасажирських залізничних (з них 1 недіючий) і 1 пішохідний пункти пропуску (ПП). Середня щільність автомобільних ПП складає приблизно 1 на 52 кілометри шенгенського кордону, однак ПП розташовані вздовж нього нерівномірно, а під'їзні шляхи мають різний ступінь якості, що додатково зменшує доступність пунктів пропуску. [1-3].

Мережа пунктів пропуску, що функціонують сьогодні, характеризується нерівномірністю розміщення пунктів пропуску, високим рівнем навантаження, тривалим часом перетину кордону, застарілою інфраструктурою, тощо. Тому вдосконалення вже існуючих та відкриття нових пунктів пропуску дозволить перерозподілити пасажиро- та вантажопотоки, а отже і збалансувати вхідні та вихідні потоки на всій ділянці державного кордону. Проте для ефективного функціонування пунктів пропуску при перетині кордону необхідно на стадії проектування якомога точніше оцінити очікувану інтенсивність руху за ними, що дозволить визначити раціональну кількість каналів обслуговування та мінімізувати простой автомобілів в пунктах пропуску.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

За останні роки сформувався висхідний тренд щодо кількості перетинів державного кордону України, що посилює навантаження на існуючі ПП, більшість з яких на сьогодні потребують модернізації та реконструкції. Розрахунок зведеного показника навантаження у розрізі всіх ділянок кордону засвідчив, що розвантаження потребують і українсько-польська, і українсько-угорська, українсько-словацька та українсько-румунська ділянки кордону, особливо у категоріях автобусів та вантажних автомобілів [1, 4, 5].

Згідно з сучасними вимогами до пунктів пропуску вони повинні забезпечувати ефективну обробку даних щодо вантажо- і пасажиропотоків, володіти засобами для виявлення порушень і

створювати позитивне враження про державу. З економічної точки зору, найважливішою передумовою відкриття пункту пропуску є перспектива забезпечення безперервних транспортних потоків через даний пункт пропуску [6].

Мережу пунктів пропуску через державний кордон слід розглядати як складну систему, елементами якої є безпосередньо пункти пропуску, транспортні мережі та транспортні потоки.

Невідповідність між кількістю пунктів пропуску та трафіком призводить до значного перевантаження прикордонної інфраструктури [1]. Суттєва частина пунктів пропуску працює на межі або ж навіть з перевищенням проектної пропускної здатності (таблиця 1).

В представленій таблиці пропускна здатність представляє собою суму середньодобової пропускної здатності пунктів пропуску (за даними Державної прикордонної служби України); фактичний рух – річну кількість перетинів на відповідних пунктах пропуску за рік, поділену на 365 (за даними словацької поліції, Прикордонної служби Польщі, центрального статистичного офісу Угорщини).

Таблиця 1. Пропускна здатність (ПЗ) та фактичний рух (ФР) через шенгенський кордон [1]

Кордон	ПЗ, осіб	ФР, осіб	ПЗ, легкові авто	ФР, легкові авто	ПЗ, вантажні авто	ФР, вантажні авто	ПЗ, автобуси	ФР, автобуси
Українсько-польський	59500	59555	20200	11200	1650	2063	717	448
Українсько-словацький	12000	7288	4000	1295	600	257	50	61
Українсько-угорський	20000	20420	9250	4206	530	449	180	54

Незважаючи на падіння транскордонного руху у зв'язку з пандемією COVID-19 у 2019-2020 роках, в русі через наземний кордон регулярно стаються піки, які супроводжуються проблемами на зразок черг, відсутності санітарних умов (у т.ч. для протидії пандемії), неефективних процедур.

Все це свідчить про те, що рух через наземний шенгенський кордон ще багато років залишатиметься інтенсивним, а отже, системні проблеми, пов'язані з перевантаженням прикордонної інфраструктури та недоліками механізмів управління кордоном, і надалі потребуватимуть вирішення.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою роботи є моделювання системи пункту пропуску через державний кордон як багатоканальної системи обслуговування з очікуванням та визначення її основних характеристик, що забезпечують ефективне функціонування пункту пропуску.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Найлогічнішою і найочевиднішою відповіддю на виклики перевантаження кордону є створення нових пунктів пропуску. В офіційних документах і заявах відомчого, регіонального, національного і міжнародного рівня за останні 10 років згадуються принаймні 26 перспективних пунктів пропуску на шенгенському кордоні для перетину автомобілем, пішки, автобусом, вантажівкою [1]. Проте попри наявність тематики створення пунктів пропуску у кількох програмних документах національного та регіонального рівня, відсутня єдина державна програма або стратегія з розбудови пунктів пропуску та прикордонної інфраструктури, немає органу, який би координував зусилля та концентрував ресурси на цьому напрямку, визначав пріоритетність розбудови ПП.

Головною причиною низької ефективності функціонування пунктів пропуску при перетині кордону є допущені на стадії розробки проекту будівництва помилки щодо оцінки очікуваної інтенсивності руху за ними. Істотний вплив на величину фактичних розмірів руху надають прорахунки, що виникають при проектуванні, у визначенні раціональної кількості пунктів, їх розміщення, способів і технологій, що застосовуються [7, 8].

Вихідними даними для проектування пунктів пропуску є прогнозована інтенсивність дорожнього руху, яку формують транзитні та місцеві транспортні потоки.

Для моделювання оптимальної роботи ПП їх функціонування доцільно розглядати як систему масового обслуговування (СМО), що здійснює багаторазове виконання однотипних операцій [9].

Об'єктивними передумовами функціонування такої системи, як і будь-якої іншої системи масового обслуговування, є наявність наступних її елементів (рис. 1) [10]:

- деякої кількості обслуговуючих пристроїв – вікон для оформлення та перевірки документів, які в теорії СМО прийнято називати каналами обслуговування;
- вхідного потоку заявок – потоку транспортних засобів, що надходять до системи обслуговування пункту пропуску (за точку її початку в просторі зазвичай приймається місце виїзду на площу пункту пропуску) та обслуговуються на цих пунктах;
- черги заявок, що утворюється з автомобілів, які очікують на обслуговування на пунктах пропуску;
- вихідного потоку заявок – потоку обслужених автомобілів, що пройшли через пункти пропуску.

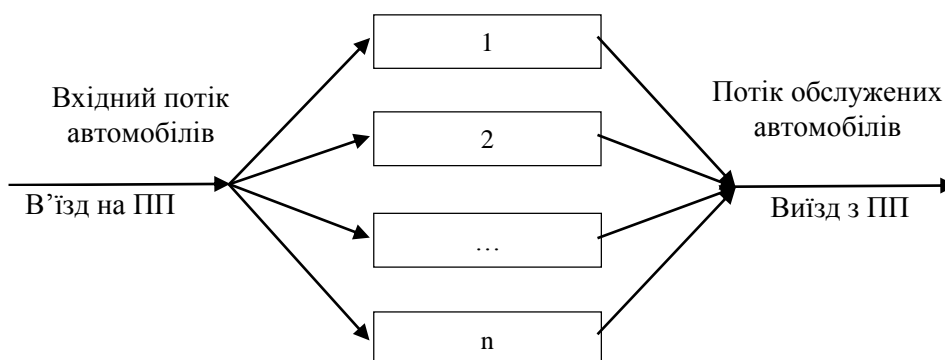


Рисунок 1 – Схема системи масового обслуговування потоку транспортних засобів в пункті пропуску

Система обслуговування в зоні пункту пропуску розглядається як система масового обслуговування і може класифікуватися за декількома ознаками: кількістю каналів обслуговування, дисципліною обслуговування, схемою обслуговування заявок та кількістю етапів обслуговування [11].

За кількістю каналів (вікон обслуговування) пункти пропуску можна розділити на одноканальні та багатоканальні (кількість вікон ПП більше або дорівнює 2). Використання одноканальної системи обслуговування є ефективним тільки при відносно невеликій інтенсивності руху. Для учасників транспортного потоку, які проходять через пункт пропуску, необхідно передбачати багатоканальні системи. Оптимальна кількість каналів обслуговування на ПП розраховується за умови, що розглядається СМО з очікуванням.

Передбачається, що потік автомобілів надходить на пункти пропуску не регулярно (через певні проміжки часу), а випадковим чином (наперед невідомі моменти часу), при цьому час їх обслуговування на цих пунктах також має випадковий характер, оскільки залежить від багатьох факторів, що не піддаються точному обліку.

За дисципліною обслуговування СМО зазвичай поділяються на три класи: з відмовами, з очікуванням та змішаного типу [12]. З розгляду вищенаведених класів обслуговування очевидно, що для проектування системи пункту пропуску на автомобільній дорозі застосовується багатоканальна система обслуговування з очікуванням, коли транспортні засоби по мірі прибуття до пункту пропуску стають в чергу, якщо всі канали обслуговування заняті.

Для багатоканальної системи пункту пропуску змодельємо умови роботи. Автомобіль, що надійшов у цю систему в момент, коли вікна ПП зайняті, стає в чергу і чекає на своє обслуговування, яке в будь-якому випадку обов'язково відбудеться. Така система пропуску може перебувати у різних станах залежно від кількості автомобілів, що знаходяться у СМО як у черзі, так і на обслуговуванні:

S_0 – у пунктах пропуску немає автомобілів, отже, всі канали ПП вільні;

S_1 – зайнято лише одне вікно ПП, решта каналів у пункті пропуску вільні;

S_k – у системі ПП перебуває k автомобілів ($k < n$), тобто зайняті k каналів пункту пропуску, інші $(n-k)$ – вільні;

S_n – у системі перебуває n автомобілів, тобто зайняті всі канали у пункті пропуску, але черги немає;

S_{n+1} – у системі перебуває $n+1$ автомобілів, тобто зайняті всі канали пункту пропуску та один автомобіль перебуває у черзі;

S_{n+m} – у системі перебуває $n+m$ автомобілів, тобто зайняті всі канали пункту пропуску та в черзі знаходяться m автомобілів.

Таким чином, робота системи пункту пропуску може бути представлена одним з $n+m+1$ станів, з яких стани S_0, S_1, \dots, S_k характеризуються тим, що при їх настанні відсутня будь-яка черга автомобілів.

Усі можливі умови функціонування багатоканальної системи ПП представлені на рисунку 2.

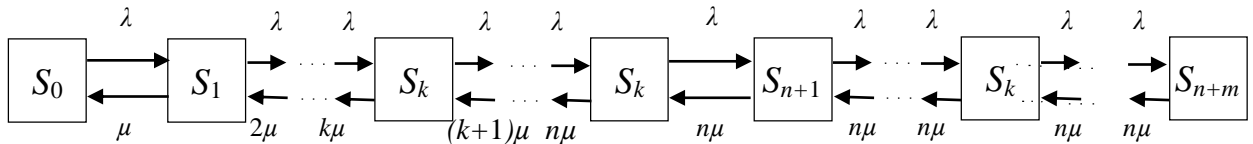


Рисунок 2 – Можливі умови функціонування багатоканальної системи пункту пропуску [10]

Основними характеристиками функціонування багатоканальної системи пункту пропуску з очікуванням є:

- 1) інтенсивність прибуття автомобілів λ , авт/год;
- 2) інтенсивність обслуговування одного каналу μ , авт/год;
- 3) кількість каналів пропуску n , од;
- 4) показник завантаження системи в розрахунку на один канал

$$\psi = \frac{\lambda}{\mu \cdot n} \quad (1)$$

- 5) ймовірність того, що всі канали вільні

$$P_0 = \left(1 + \frac{\psi}{1!} + \frac{\psi^2}{2!} + \dots + \frac{\psi^{n-1}}{(n-1)!} + \frac{\psi^n}{(n-1)!} \cdot \frac{1}{n-\psi} \right)^{-1} \quad (2)$$

- 6) ймовірність станів системи

$$P_k = \frac{\psi^k}{k!} P_0, \quad \text{для } k=1 \dots n; \quad (3)$$

$$P_{n+i} = \frac{\psi^{n+i}}{n^i \cdot n!} P_0, \quad \text{для } i=1, 2, \dots$$

- 7) ймовірність очікування автомобілів у черзі

$$P_q = \frac{\psi^n}{n!} \cdot \frac{n}{n-\psi} \cdot P_0 \quad (4)$$

- 8) середня кількість автомобілів у черзі, авт.

$$N_q = \frac{\psi^{n+1}}{n!} \cdot \frac{n}{(n-\psi)^2} \cdot P_0 \quad (5)$$

- 9) середня кількість автомобілів у системі, авт.

$$N_c = N_q + \psi \quad (6)$$

- 10) середній час очікування у черзі, год

$$t_q = \frac{N_q}{\lambda} \quad (7)$$

- 11) середній час перебування в СМО, год

$$t_c = t_q + \frac{1}{\mu} \quad (8)$$

За приведеною методикою було здійснено моделювання роботи пропускного пункту при запланованій інтенсивності прибуття автомобілів 40 авт/год, інтенсивності обслуговування одним каналом 6 авт/год та кількості каналів обслуговування від 4 до 9. Ймовірність знаходження системи в кожному з станів при різній кількості каналів обслуговування представлено на рис. 3.

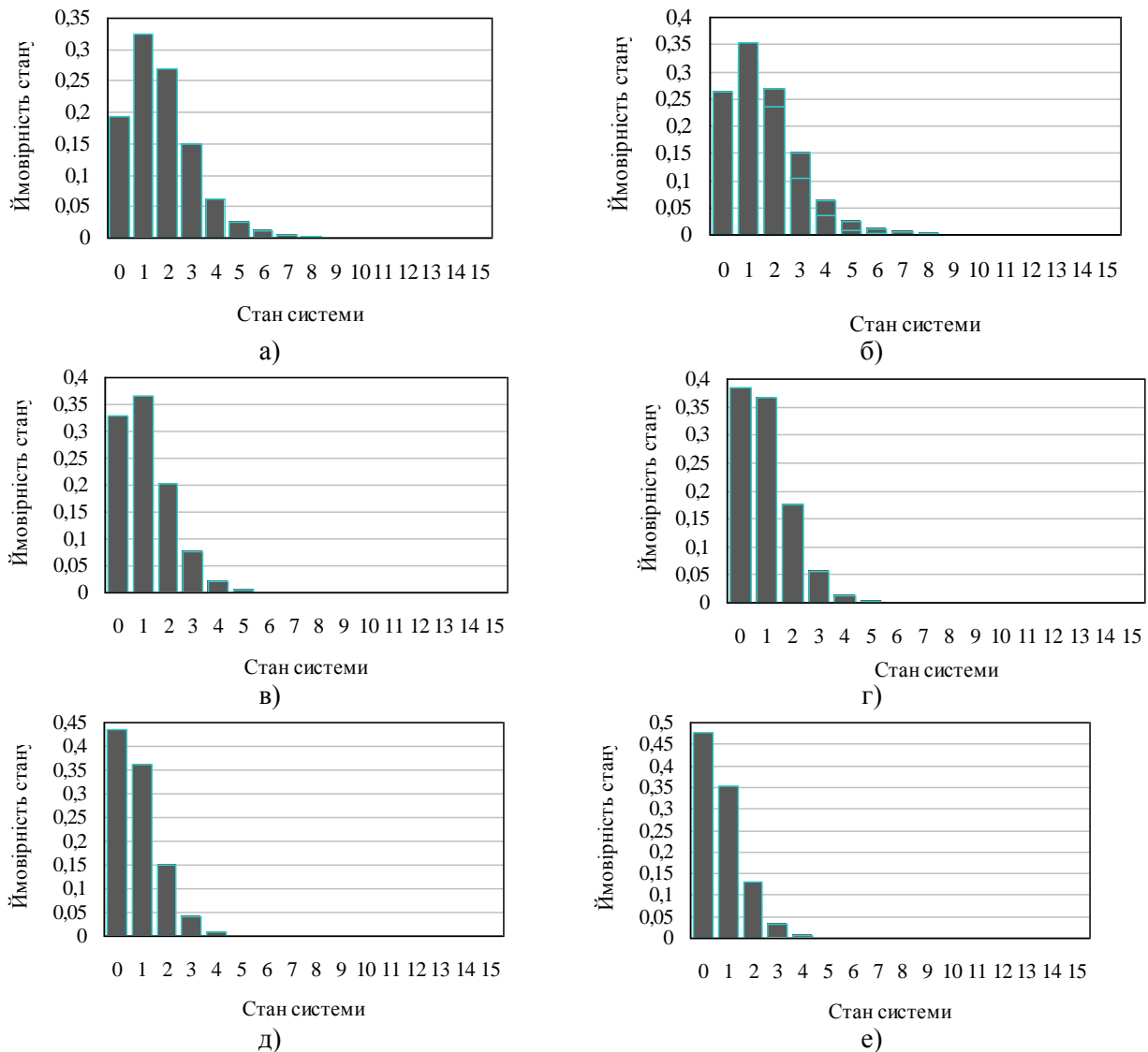


Рисунок 3 – Ймовірність знаходження автомобілів в пункті пропуску в залежності від кількості каналів обслуговування: а) – СМО з 4 каналами обслуговування; б) – СМО з 5 каналами обслуговування; в) – СМО з 6 каналами обслуговування; г) – СМО з 7 каналами обслуговування; д) – СМО з 8 каналами обслуговування; е) – СМО з 9 каналами обслуговування

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Проведений аналіз сучасного стану розвитку мережі пунктів пропуску через державний кордон дозволив встановити, що існуюча мережа пунктів пропуску характеризується застарілою інфраструктурою, тривалим часом перетину кордону, нерівномірністю розміщення пунктів пропуску, високим рівнем навантаження тощо. Найлогічнішою і найочевиднішою відповіддю на виклики перевантаження кордону є створення нових пунктів пропуску.

За приведеною методикою розрахунку характеристик функціонування багатоканальної системи пункту пропуску з очікуванням було проведено моделювання роботи пропускного пункту при проєктованій інтенсивності прибуття автомобілів 40 авт/год, інтенсивності обслуговування одним каналом 6 авт/год та кількості каналів обслуговування від 4 до 9. За результатами моделювання системи пункту пропуску через державний кордон як багатоканальної системи обслуговування було встановлено, що при роботі 7 каналів обслуговування ймовірність очікування автомобіля в черзі близька до 0, що свідчить про ефективну роботу та забезпечення безперебійних транспортних потоків через даний пункт пропуску.

ВИСНОВКИ

Головною причиною низької ефективності функціонування пунктів пропуску при перетині кордону є допущені на стадії розробки проєкту будівництва помилки щодо оцінки очікуваної

інтенсивності руху за ними. Система обслуговування в зоні пункту пропуску була розглянута як система масового обслуговування. За результатами моделювання системи пункту пропуску через державний кордон як багатоканальної системи обслуговування було встановлено, що при роботі 7 каналів обслуговування ймовірність очікування автомобіля в черзі близька до 0, що свідчить про ефективну роботу та забезпечення безперебійних транспортних потоків через даний пункт пропуску. Визначення оптимальної кількості каналів обслуговування пункту пропуску дозволило мінімізувати час очікування в черзі та час знаходження транспортних засобів в системі в цілому, що забезпечує підвищення ефективності функціонування пункту пропуску через державний кордон.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Кравчук П. Кордон 777. Сучасні проблеми шенгенського кордону України / Кравчук П., Сушко І. // Київ : Міжнародний фонд Відродження, 2021. – 50 с.
2. Загальна характеристика державного кордону [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://dpsu.gov.ua/ua/map>
3. Протяжність кордонів України [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://europewb.org.ua/protyazhnist-kordoniv-ukrayiny/>
4. Оцінка перспектив розбудови мережі пунктів пропуску через державний кордон у Закарпатській області : науково-аналітична доповідь / Під ред. Притула Х.М. – Львів : ДУ «Інститут регіональних досліджень імені М.І. Долишнього НАН України», 2020. – 131 с.
5. Перелік пунктів пропуску [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://dpsu.gov.ua/ua/perelik-punktiv-propusku/>
6. Кашуба О.М. Моделі розвитку інфраструктури міжнародних автомобільних пунктів пропуску на кордоні // Містобудування та територіальне планування. –2018. –Випуск 66. – С.232-240.
7. Пасічник А. М. Дослідження пропускової здатності української мережі міжнародних автомобільних транспортних коридорів / А.М. Пасічник, В.С. Мальнов, О.М. Клен // Вісник АМСУ. – 2012. – № 1 (47). – С.28–35.
8. Транскордонне співробітництво України в контексті євроінтеграції: монографія / Н.А. Мікула, В.В. Засадко. – К. : НІСД, 2014. – 316 с.
9. Системологія на транспорті / Е.В. Гаврилов, М.Ф. Дмитриченко, В.К. Доля та ін. – К. : Знання, 2009. – 375 с.
10. Кондратенко Т. Е. Методологія створення платних автомобільних дорог Дальнього Востока на прикладі автомобільної дороги «Восточный обход г. Хабаровска» / Ярмолинский В.А., Кондратенко Т.Е. – Хабаровск: Изд-во Тихоокеан. гос.ун-та, 2014. – 155 с.
11. Литвинов А.Л. Теорія систем масового обслуговування: навч. посібник / Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2018. – 141 с.
12. Імітаційне моделювання систем масового обслуговування: навч. посіб. / В.Б. Толубко, А.Д. Кожухівський, В.В. Вишнівський, Г.І. Гайдур, О.А. Кожухівська. – Київ : ДУТ, 2018. – 175 с.

1. [Kravchuk P., Sushko I. Kordon 777. Suchasni problemy shenhenskoho kordonu Ukrainy \[Cordon 777. Current problems of the Schengen cordon of Ukraine\]. Kyiv, International Renaissance Fund, 2021. 50 p. \(Ukr.\)](#)

2. Zahalna kharakterystyka derzhavnoho kordonu [A salient characteristic of the sovereign cordon]. Available at: <https://dpsu.gov.ua/ua/map>

3. Protiazhnist kordoniv Ukrainy [Length of cordons in Ukraine]. Available at: <https://europewb.org.ua/protyazhnist-kordoniv-ukrayiny/>

4. Prytula Kh.M. *Otsinka perspektyv rozbudovy merezhi punktiv propusku cherez derzhavnyi kordon u Zakarpatskii oblasti* [Assessment of prospects for the development of a network of checkpoints across the state border in the Transcarpathian region]. Lviv, DU «Instytut rehionalnykh doslidzhen imeni M.I. Dolishnoho NAN Ukrainy», 2020. 131 p. (Ukr.)

5. Perelik punktiv propusku [List of checkpoints]. Available at: <https://dpsu.gov.ua/ua/perelik-punktiv-propusku/>

6. Kashuba O.M. *Modeli rozvytku infrastruktury mizhnarodnykh avtomobilnykh punktiv propusku na kordoni* [Models of infrastructure development at international border crossings]. *Mistobuduvannia ta terytorialne planuvannia*, 2018, vol. 66, pp. 232-240. (Ukr.)

7. Pasichnyk A.M. Mal'nov V.S. Klen O.M. *Doslidzhennia propusknoi zdatnosti ukrainskoi merezhi mizhnarodnykh avtomobilnykh transportnykh korydoriv* [Investigation of the capacity of the Ukrainian

network of international road transport corridors]. *Visnyk AMSU: Seriiia «Tekhnichni nauky»*, 2012, vol. 1 (47), pp. 28–35. ([Ukr.](#))

8. Mikula N.A., Zasadko V.V. *Transkordonne spivrobotnytstvo Ukrainy v konteksti yevrointehratsii* [Ukraine's cross-border cooperation in the context of European integration]. Kyiv : NISD, 2014. 316 p. ([Ukr.](#))

9. Havrylov E.V., Dmytrychenko M.F., Dolia V.K. *Systemolohiia na transporti* [Systemology in transport]. Kyiv, Znannia, 2009. 375 p. ([Ukr.](#))

10. Kondratenko T. E., Yarmolinskiy V.A. *Metodologiya sozdaniya platnyih avtomobilnyih dorog Dalnego Vostoka na primere avtomobilnoy dorogi «Vostochnyy obhod g. Habarovska»* [Methodology for creating toll roads in the Far East on the example of the highway «Eastern Bypass of Khabarovsk»]. Habarovsk: Izd-vo Tihookean. gos.un-ta, 2014. 155 p. ([Rus.](#))

11. Lytvynov A.L. *Teoriia system masovoho obsluhovuvannia* [Theory of mass service systems]. Kharkiv: KhNUMH O.M. Beketova, 2018. 141 p. ([Ukr.](#))

12. Tobulko V.B., Kozhuhivskui A.D., Vyshnivskiy V.V., Haidur H.I., Kozhuhivska O.A. *Imitatsiine modeliuвання system masovoho obsluhovuvannia* [Simulation modeling of queuing systems]. Kyiv, DUT, 2018. 175 p. ([Ukr.](#))

I.Yu. Klymenko, M.A. Vesela, Yu.I. Melnikova. Improving efficiency of border checkpoints while using a queuing theory. The current state of border checkpoints has been analyzed. It has been identified that the network is characterized by an obsolete infrastructure, time-consuming border crossing, irregular arrangement of the border checkpoints, heavy workload etc. Establishing of new border checkpoints is the most logical and obvious responses to the challenges. The mistakes, made at the design stage as for the probable densities of traffic within them, turned out to be the main reason of poor efficiency of border checkpoints. Defective design, incorrect determination of adequate number of such checkpoints, their arrangement, and techniques and procedures applied influence heavily actual traffic density. Serving system within a motor vehicle crossing point may be considered as a queueing system and classified depending upon several factors: the number of service channels, service procedure, service pla.; and frequency of service stages. Multichannel waiting service system has been involved while designing a checkpoint pattern for a highway, i.e. while arriving at a crossing point, vehicles get in line no service channel is free. A graph demonstrates all the possible operating procedures of such a multichannel system. A procedure to calculate operating characteristics of the multichannel system of a border checkpoint with waiting has been represented; probabilities of the system being within each state have been defined depending upon the number of service channels. Determination of optimum number of service channels for a border checkpoint has made it possible to minimize waiting time as well as duration of a vehicle stay within the system. The abovementioned supports the improved efficiency of a border checkpoint.

Keywords: queueing theory, motor vehicles, checkpoint, multichannel waiting service system, state probability.

КЛИМЕНКО Ірина Юріївна, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Управління на транспорті», Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», e-mail: klymenkoiy@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-6263-0951>

ВЕСЕЛА Марія Анатоліївна, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Управління на транспорті», Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», e-mail: mves357@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0001-9318-9110>

МЕЛЬНИКОВА Юлія Ігорівна, старший викладач кафедри «Управління на транспорті», Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», e-mail: yulaskripa@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-7023-023X>

Iryna KLYMENKO, Candidate of Technical Science, associate professor of Transport Management Department, Dnipro University of Technology, e-mail: klymenkoiy@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-6263-0951>

Mariia VESELA, Candidate of Technical Science, associate professor of Transport Management Department, Dnipro University of Technology, e-mail: mves357@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0001-9318-9110>

Yuliia MELNIKOVA, Senior Lecturer of Transport Management Department, Dnipro University of Technology, e-mail: yulaskripa@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-7023-023X>

DOI 10.36910/automash.v1i18.766

Колесник В.О., Лисенко Б.Г., Нешта А.О., Забара М.О.
Сумський державний університет**ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РЕЖИМІВ РІЗАННЯ НА ШОРСТКІСТЬ ОБРОБЛЕНОЇ ПОВЕРХНІ ПРИ СВЕРДЛІННІ ОТВОРІВ У ПАКЕТАХ «ВУГЛЕПЛАСТИК/ ТИТАНОВИЙ СПЛАВ»**

В даний час свердління пакетів вуглепластик / титановий сплав все ще є одним із найбільш широко використовуваних методів механічної обробки для виготовлення отворів для кріплення вузлів у цивільних літаках. Низька оброблюваність матеріалів пакету обумовлена поєднанням анізотропної структури композиційного матеріалу, високої твердості та міцності титанового сплаву. Це створює виклики у механічній обробці подібних з'єднань, що пов'язано з труднощами вибору раціональних режимів різання як для шару вуглепластику та і для шару титанового сплаву. Одним з аспектів механічної обробки пакетів вуглепластик/ титановий сплав є необхідність забезпечення задовільних параметрів шорсткості поверхні отворів. У цій роботі досліджувалися вплив технологічних факторів на шорсткість обробленої поверхні отворів. У ході експериментального дослідження контрольованими параметрами були температура свердління та шорсткість поверхні. Вимірювання температури свердління здійснювалося у режимі реального часу за допомогою спеціально розробленого пристрою WICUTEM, що апаратно поєднує метод штучної термопари та технологію Bluetooth для бездротової передачі даних. Контроль шорсткості здійснювався за допомогою профілографічного методу на профілографі SurfCOM 5000. Експериментальна установка була реалізована на базі 5 координатного фрезерного оброблювального центру DMU 85V. Планування експерименту здійснювалося за методикою Тагучі, на основі ортогонального масиву L_8 , шляхом варіювання факторів швидкості різання та подачі на трьох рівнях. Результати показують, що при обробці шару вуглепластику значення аналізованих параметрів шорсткості підпорядковуються тренду до збільшення параметрів при збільшенні подачі, в той час як при свердлінні шару титанового сплаву навпаки до зниження, за винятком тих що стали локальними мінімумами.

Ключові слова: пакети вуглепластик/титановий сплав; метод штучної термопари, температура свердління; шорсткість поверхні.

ВСТУП

Свердління - це найпоширеніша механічна операція при виготовленні отворів для з'єднання компонентів літальних апаратів. Хоча питання забезпечення якості отворів у пакетах вуглепластик/ метал знаходиться в центрі досліджень протягом останніх 15 років, свердління отворів в пакетах за один прохід все ще залишається складним завданням. Якість отворів у пакетах вуглепластик/титановий сплав характеризується такими параметрами: титановий сплав - шорсткість поверхні (R_a) [1], розмірна точність отвору, геометрична точність (відхилення від круглості) [2], розмір вихідної задирки [3]; а у вуглепластику - коефіцієнтом розшарування (F_d) [4,5], значенням термічного руйнування та коефіцієнтом пошкодження (Q_d) [6]. У експериментальних дослідженнях найчастіше вимірюються осьова сила (F , Н) [1,5], крутний момент (M_c , Н·мм) [1,5], температура різання (T , °С) [7-14], механізм формування стружки [14,15], а також такі технічні параметри, як фаска зношування [16,17] та період стійкості інструменту [18]. Вищезазначені параметри як правило використовуються для пояснення фізичної природи впливу режимів різання [3,19], геометрії інструменту [20] та матеріалу інструменту, а також впливу технологічних середовищ [7,21-23] на показники якості отворів. При свердлінні пакету титановий сплав/ вуглепластик/ алюмінієвий сплав було виявлено, що подача (0,05-0,15 мм/об) має значний вплив на осьову силу на рівні 40% у титановому сплаві, 31% у вуглепластику та 20 % у алюмінієвому сплаві, а також на крутний момент на рівні 72% в титановому сплаві і 24% в алюмінієвому сплаві [3]. При дослідженні впливу різних режимів роботи було встановлено, що свердління пакету вуглепластик/ титановий сплав зі швидкістю різання $v = 45$ м/хв та подачею $f = 0,09$ мм/об свердлом з головним кутом в плані 130° та кутом підйому гвинтової лінії 20° забезпечить діаметр отвору відповідно до Н9 і відхиленням від круглості 0,015 мм. Було визначено, що основним значущими факторами, що впливали на розшарування вуглепластику, є подача [18,24,25] та головний кут у плані [19,25], хоча на розмір задирок у титановому сплаві в основному впливає хвилинна подача [26], інструментальний матеріал [26], та зношення інструментів [17]. Вплив зношення інструменту може бути зменшений за допомогою техніки малого змащення (MQL) [7,27,28], криогенного свердління (LN_2) [16,29], вібраційного свердління (VAD) [21] та ультра швидкісного свердління (UAD) [9,22]. За дослідженням Бенезеха та ін. [20], було визначено, що оптимальна геометрія свердла для обробки пакету вуглепластик/алюмінієвий сплав складає - $2\phi = 135^\circ$, $\omega = 30^\circ$. Ще одним важливим фактором,

який впливає на діаметр отвору незалежно від швидкості різання, є конструкція стрічки допоміжної різальної кромки свердла [23]. Було визначено, що свердло з потрійною стрічкою може створювати більш точні отвори за рахунок зменшення вібрацій через збільшення контакту з оброблюваною поверхнею [14]. Значний інтерес для вивчення фізики процесу різання при свердлінні пакетів являє вимірювання температури різання та температурного градієнту.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Наразі відомі способи та методи вимірювання температури різання можна класифікувати за методами вимірювання на калориметричні, термопари [10,12-14,17], термографічні методи [7,10,11,13,15,21,22]. Найпоширенішими методами вимірювання температури різання при обробці пакетів є термографічний метод та вимірювання за допомогою термопари.

При порівняльному дослідженні експериментального та чисельного моделювання фрезерування вуглепластика фрезами різного типу термографічним методом було виміряно, що температура фрези досягає 250 °С незалежно від типу фрези, швидкості різання та подачі. За допомогою термопари, вбудованої в заготовку вуглепластик, було виявлено, що лише 16% теплової енергії перемістилося в заготовку, від 30% до 46% у фрезу, а решта була відведена у стружку та повітря [13]. Під час фрезерування одно-направленого вуглепластика з орієнтацією волокна, від 0 ° до 135 °, з сферичною фрезою Ø10 мм з різною швидкістю різання (200 - 375 м/хв) і подачею (0,063 мм/об), температура фрези була виміряна за допомогою термопари типу К. Діаметри свердла коливаються від 4,09 мм до 12,94 мм, швидкість різання коливається від 38 м/хв до 112 м/хв, швидкість подачі 0,07 мм/об до 0,17 мм/об. Було визначено, що підвищення температури свердління призводить до збільшення відхилення розміру отвору незалежно від високої подачі через погані умови видалення стружки [11]. Було визначено, що температура свердління знижується залежно від подачі для вуглепластику (122 °С - 85 °С) та збільшується у шарі титанового сплаву (180°С - 260°С) [14], що пов'язано з низькою теплопровідністю титанового сплаву [15]. Проаналізувавши результати наукових досліджень процесу свердління пакетів вуглепластик /титановий сплав можна зробити висновок, що вплив режимів різання на шорсткість поверхні у шарах пакету залишається мало вивченим.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою роботи є дослідження впливу режимів різання на шорсткість обробленої поверхні отворів пакетах вуглепластик/ титановий сплав, що дозволить поглибити розуміння можливих резервів для технологічного забезпечення якості отворів. Для досягнення поставленої мети було розроблено методику експериментального дослідження, що дозволила забезпечити варіювання режимів різання згідно матриці планування експерименту. Крім того було запропоновано методику вимірювання температури свердління, що була реалізована за допомогою бездротового пристрою WICUTEM, що дозволяє у режимі реального часу відстежувати варіації температури свердління в залежності від режимів різання. Шорсткість поверхні вимірювалось профілографічним методом.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Експериментальне дослідження впливу режимів різання на шорсткість оброблювальної поверхні здійснювалося при свердлінні пакету вуглепластик/титановий сплав. Шар вуглепластику, що було використано у пакетах, складався з 45 одно-направлених шарів вуглецевого волокна ІМ7 товщиною 0,20 мм. Епоксидною зв'язкою шарів вуглепластику була епоксидна смола Larit (LR 285). Вуглепластик було виготовлено за технологію вакуумного формування з ручною укладкою шарів вуглецевого волокон за схемою 0°/90°. Загальна товщина шару вуглепластику становила $9 \pm 0,01$ мм із вмістом волокна 60 %. Металевий шар пакету було виготовлено з титанового сплаву - Ti-2.5Al-2Mn із наступними механічними властивостями (табл. 1). Фактичний хімічний склад титанового сплаву: Ti - 96,42 %, Al - 1,92 %, С - 0,21 %, О - 0,19 %, Si - 0,17 %, Mn - 0,89 %, Fe - 0,20 %.

У результаті з'єднання шару вуглепластику та титанового сплаву було утворено пакет загальною товщиною 17 мм.

Різальним інструментом для обробки отворів було обрано свердло Ø10 мм з твердого сплаву WC9 з покриттям TiN - TiAlN (5510-R-RT100U Guhring). У результаті вимірювання геометричних параметрів свердла на універсальній автоматичній вимірювальній машині Zoller Genius 3s, було визначено: головний кут в плані ($2\phi = 140,60^\circ$), задній кут ($\alpha = 7,50^\circ - 8,26^\circ$), кут нахилу поперечної різальної кромки ($\psi = 45,33^\circ - 55,62^\circ$), кут підйому гвинтової лінії ($\omega = 29,81^\circ - 30,10^\circ$), діаметр свердла (D, мм) і радіальне биття свердла (табл. 2).

Таблиця 1 - Механічні властивості сплаву Ti-2.5Al-2Mn

Межа міцності на розрив, (МПа)	Модуль пружності, (ГПа)	Густина, (кг/м ³)	Подовження (%)	Теплопровідність, (Вт/(м·К))	Твердість, (HV)
735	115	4550	10	9.63	178

Таблиця 2 - Геометрія свердла 5510-R-RT100U Guhring

Геометричні параметри	Номер свердла відповідно до номеру досліджу								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
D , мм	10,008	10,003	10,003	10,003	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000
Радіальне биття, мм	0,010	0,012	0,016	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008

Таблиця 3 – Матриця варіювання факторів за методикою Тагучі L_8

Код	Назва фактору	Рівень			Кодування відповідно до Taguchi L_8								
		Номер досліджу											
		1	2	3	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A	Швидкість різання, v (м/хв)	15	40	65	1A	1A	1A	2A	2A	2A	3A	3A	3A
B	Подача, f (мм/об)	0,02	0,05	0,08	1B	2B	3B	1B	2B	3B	1B	2B	3B

На основі ортогонального масиву L_8 за методикою рабастного планування було отримано план експерименту, що складався з варіюванні двох факторів: швидкість різання (v , м/хв) та подачі (f , мм/об), на трьох рівнях, що дозволило сформувавши матрицю кодування та таблицю декодування факторів та їх рівнів (табл. 3). Механічна обробка пакету вуглепластик/титановий сплав проводилась з постійними значеннями рівнів факторів у межах досліджу для обох шарів пакету. Для вивчення впливу режимів різання на температуру різання було запропоновано проводити вимірювання градієнту температури у різальному інструменті методом штучної термопар.

Експериментальна установка була реалізована на базі 5-осьового фрезерного центра DMU 85V CNC (рис. 1). Заготовка вуглепластик/титановий сплав була закріплена в машинних лещатах Schunk Konte's KSC-F-125 з похибкою базування 0,02 мм, які були закріплені на столі верстата. Безпосередньо у ході досліджу контрольованим параметром була температура свердління. Температура свердління вимірювалась за допомогою бездротового пристрою (WICUTEM) методом штучної термопар. Пристрій був закріплений на цанговій оправці HSK40, встановлений у шпинделі верстата. Функціонування пристрою базується на поєднанні вимірювання ефекту Зеебека з компенсацією холодного спаю та бездротовою передачею сигналу від термопар з високою частотою (2,4 ГГц) через канал Bluetooth. Живлення пристрою здійснювалося за допомогою літій-іонних акумуляторів. Вимірювальний блок пристрою складався з термопар хромель-алюмель (К-типу), підключеної до підсилювача сигналу термопар, який передавав сигнал на модуль Bluetooth з частотою дискретизації 200 Гц.

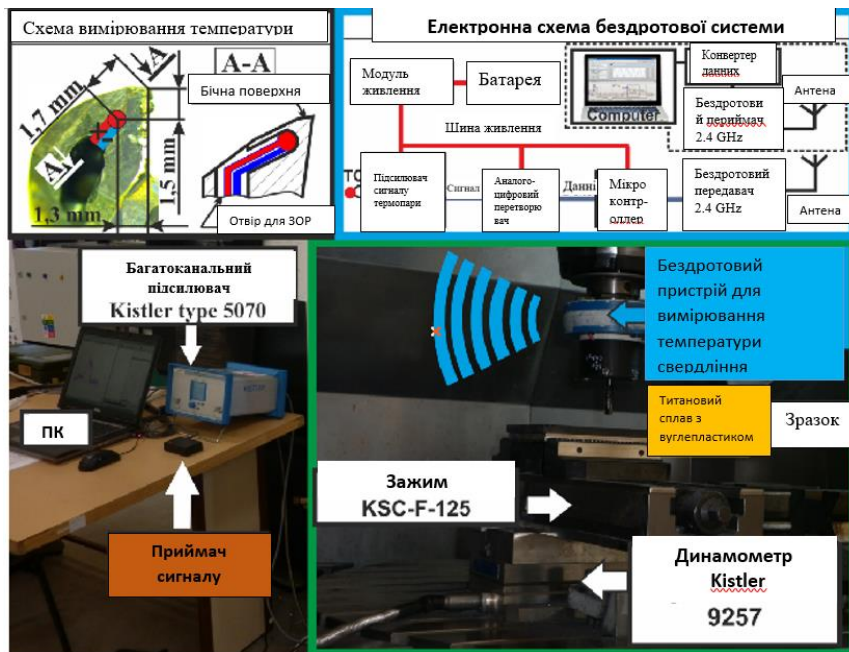


Рисунок 1 – Експериментальна установка на базі фрезерного оброблювального центру DMU 85V [30,31]

Сигнал надходив на Bluetooth приймач мобільного пристрою. Запис результатів вимірювання та їх подальший експорт у файл у форматі *.xls здійснювався за допомогою спеціально розробленого додатку для мобільних пристроїв на операційній системі Android, що дозволило фіксувати результати вимірювання температури свердління у режимі реального часу. Діапазон вимірювань термопар К - типу становив від 0 °С до 1036 °С з точністю ± 1.2 °С. Підвид термопар до задньої поверхні свердла здійснювався через канал для подачі ЗОР свердла. З метою наближення термопар до різальної кромки та захисту сенсора від стружки під задньою поверхнею свердла було оброблено канал, що дозволило розмістити термопару на відстані 1,3 мм від різучої кромки та 1,7 мм від вершини свердла (рис. 1).

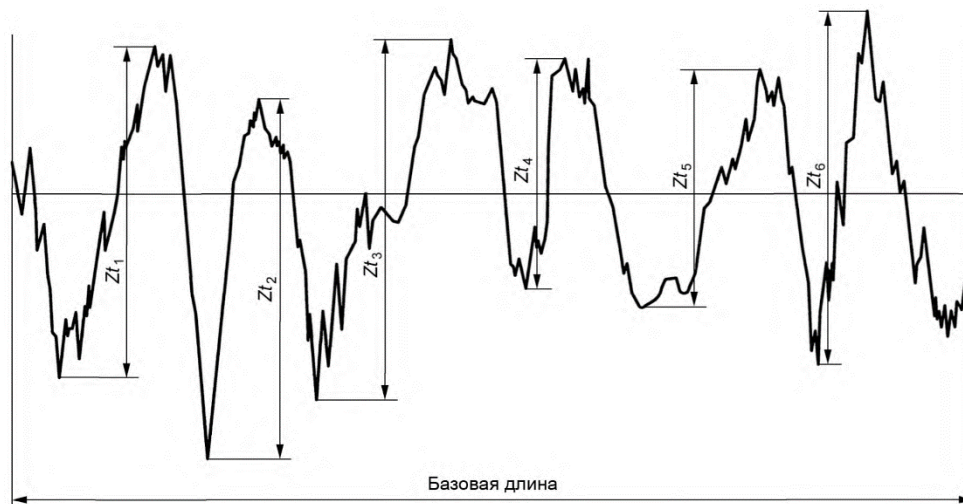


Рисунок 2 – Профіль мікронерівностей за параметром R_q

Шорсткість отворів вимірювалась на профілографі Profilograph Surfcom 5000. Контроль шорсткості здійснювався по чотирьом параметрам, а саме R_q , R_t , R_v , R_{Sm} [32]. Значення шорсткості по наведеним параметрам визначалося як середнє арифметичне трьох вимірювань по першому отвору у кожному з дев'яти дослідів.

Параметр R_q – середньоквадратичне відхилення, що визначається як середнє значення вимірюваних відхилень від середньої лінії, на базовій довжині вимірювання. Може застосовуватись для оцінки чистих поверхонь, являє собою середньоквадратичне відхилення розподілу висот профілю і в повній мірі характеризує профіль, що розраховується за формулою (рис. 2, формула 1) [32].

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{l_r} \int_0^{l_r} Z^2 x dx} \quad (1)$$

де l_r – базова довжина вимірювання, мм

Z – відстань між найбільшою вершиною та западиною профілю мікро нерівності, мкм.

Параметр R_t – повна висота профілю. Сума найбільшої висоти виступу і найбільшої глибини западини профілю в межах базової довжини. Параметр $R_t \geq R_z$, але в разі, коли вони рівні, рекомендується застосувати R_t (рис. 2., формула 2) [32].

$$R_t = (R_{vi}) + \max(R_{pi}) \quad (2)$$

де R_v – найбільша глибина впадини, мкм;

R_p – найбільша висота вершини, мкм.

Параметр R_v – максимальна глибина западини профілю на базовій довжині, застосовується у виробництві, так як глибокі западини часто служать концентраторами напружень.

Параметр R_{Sm} – середня ширина елементів профілю. Цей параметр вимагає висотної і крокової дискримінації. Якщо не обговорюються окремо, то висотне обмеження елемента профілю повинно бути 10% від R_z , крокові має становити 1% від базової довжини (формула 3).

$$R_{Sm} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m X_{si} \quad (3)$$

У ході експериментального дослідження було проведено дев'ять дослідів у результаті яких було просвердлено по одному отвору для кожного досліді. Свердління отворів у кожному досліді здійснювалося новим свердлом, що дозволило виключити вплив зношення свердла від попередніх дослідів.

Аналіз кривих температур свердління при обробці отвору № 1 для всіх дослідів виявив, що температура свердління в процесі обробки вуглепластику коливалася від 48,6 °С до 136 °С (рис. 3), а для шару титанового сплаву - від 189,8 °С до 461,4 °С (рис. 4).

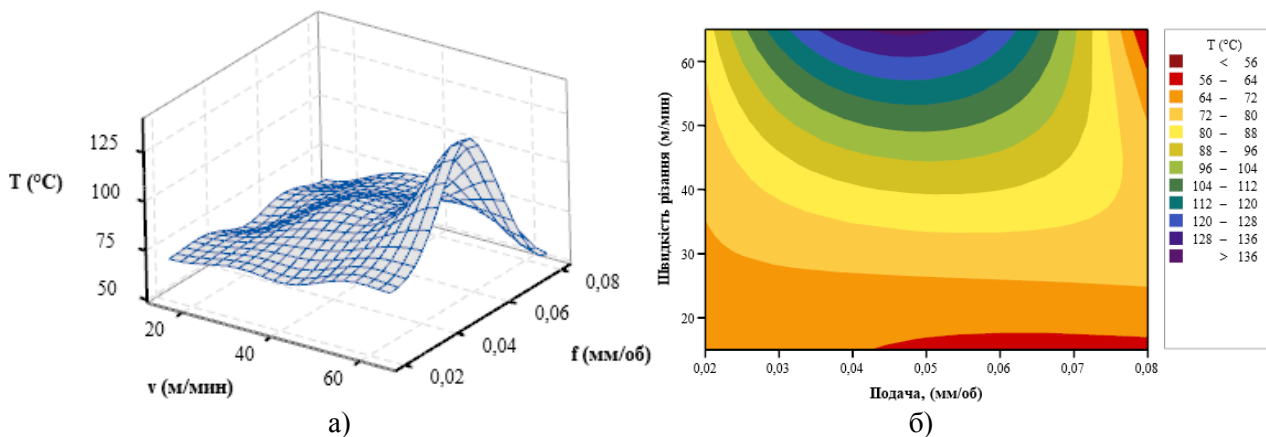


Рисунок 3 – Температура свердління у шарі вуглепластику

Максимальні значення температури свердління у вуглепластику було виміряно при таких режимах різання $v = 65$ м/хв і $f = 0,08$ мм/об, тоді як для титанового сплаву $v = 65$ м/хв і $f = 0,05$ мм/об. Менша швидкість різання створювала більш сприятливі умови для переходу тепла, що утворюється в зоні різання в матеріал заготовки та стружку, ніж у свердло.

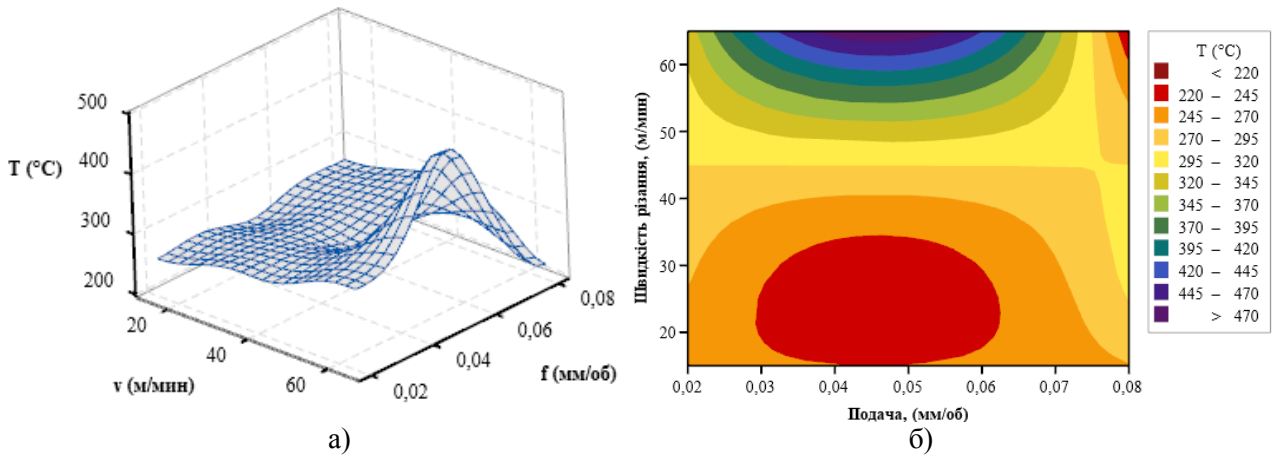


Рисунок 4 – Температура свердління у шарі титанового сплаву

У результаті виконання експериментального дослідження по вивченню впливу режимів різання, було отримано дані про глибину та характер мікронерівностей. Довжина вимірювання складала 4 мм, базова довжина 0,8 мм. Отримані результати були оброблені за допомогою програмного продукту Minitab 19, що дозволило отримати графіки залежності аналізованих параметрів окремо для кожного шару пакету.

Таким чином значення шорсткості по параметру R_q у шарі вуглепластику в залежності від режимів різання варіювалося в діапазоні від 3 до 13,5 мкм (рис. 5 а). Локальний мінімум значення параметру R_q спостерігався для подачі 0,05 мм/об. Вплив швидкості різання для подачі 0,05 мм/об був не суттєвим, про що свідчить незначні відмінності у значенні параметру 3,0 – 3,7 мкм. Однак для комбінації режимів $v = 15$ м/хв – 65 м/хв, $f = 0,02$ мм/об шорсткість поверхні варіювалася в діапазоні R_q 4,75 – 8,65 мкм, збільшуючись зі зростанням швидкості різання. Аналогічна динаміка збереглася і для режимів різання $v = 15$ м/хв – 65 м/хв, $f = 0,08$ мм/об. Найбільш не сприятливим, з точки зору забезпечення мінімальної шорсткості виявилися режими $v = 65$ м/хв, $f = 0,02$ мм/об та $v = 65$ м/хв, $f = 0,08$ мм/об. З огляду на те, що параметр R_v характеризує максимальну глибину западин на базовій довжині, та враховуючи що подібні западини є концентраторами напружень, то найбільш раціональним виглядає обробка з режимами $v = 40$ м/хв, $f = 0,05$ мм/об. Локальні максимуми параметру, у досліджуваному діапазоні режимів різання були виміряні на режимах з максимальною швидкістю різання $v = 65$ м/хв та $f = 0,02$ мм/об та 0,08 мм/об відповідно (рис. 5 б).

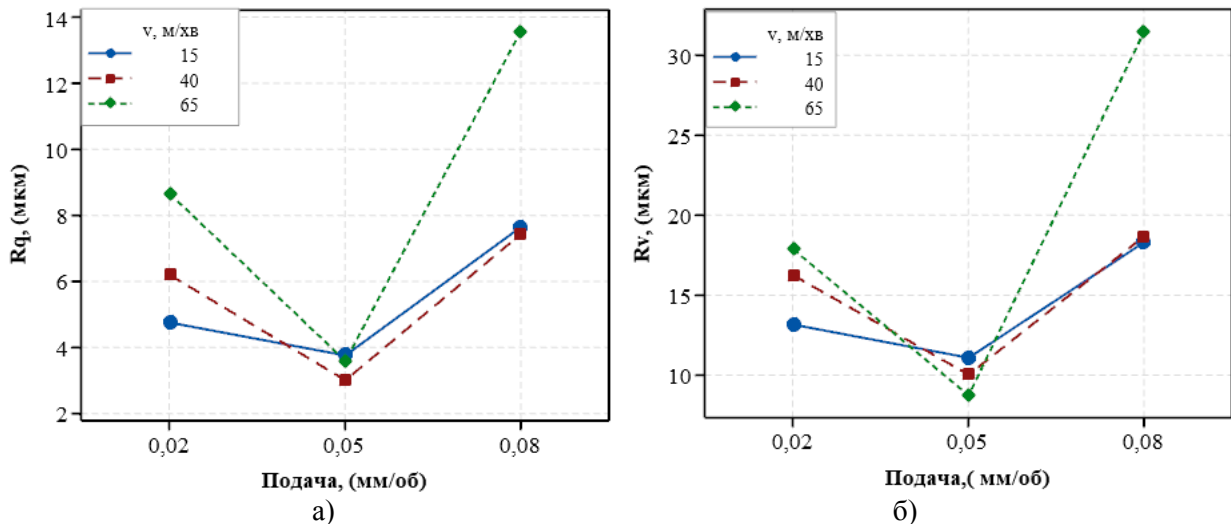


Рисунок 5 – Шорсткість поверхні отвору у шарі вуглепластику за параметрами R_q , R_v вуглепластик

При аналізі значень максимальних виступів та западин, що характеризуються параметром R_s , мінімуми параметру, що варіювалися у діапазоні 21,86 – 24,22 мкм були отримані при подачі 0,05 мм/об зменшуючись зі збільшенням швидкості різання (рис. 6 а). Але в цілому поєднання високої швидкості різання та подачі призводить до формування найбільш несприятливої комбінації висоти виступів та западин на мікрорельєфі обробленої поверхні сягаючи 103,6 мкм при режимі $v = 65$ м/хв та $f = 0,08$

мм/об, що є передумовою для абразивного впливу стінки отвору у шарі вуглепластику на болтове або заклепкове з'єднання і може призвести до зниження ресурсу з'єднання (рис. 6 а).

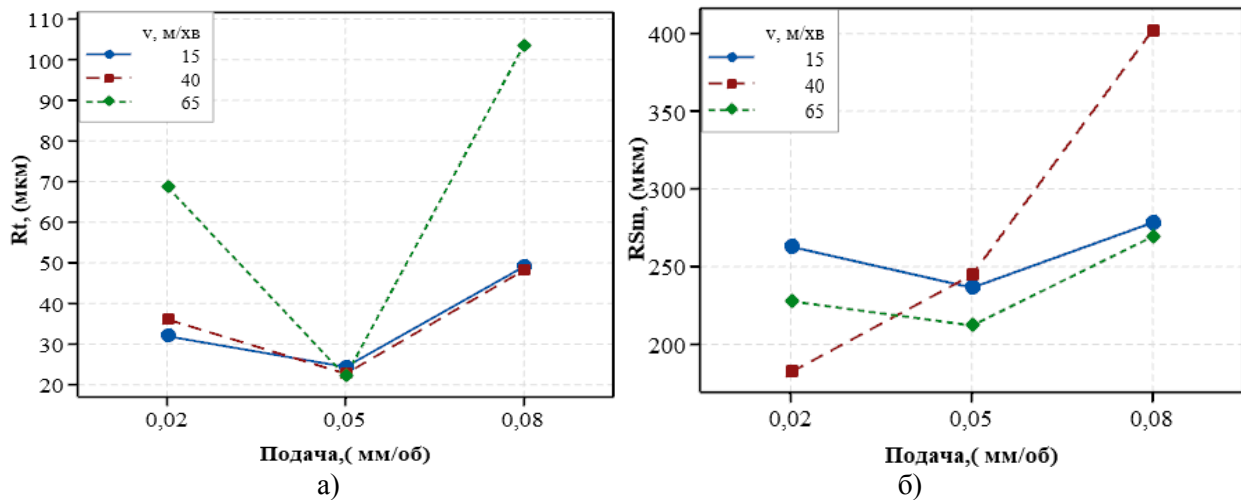


Рисунок 6 – Шорсткість поверхні отвору у шарі вуглепластику за параметрами R_t , R_{Sm} вуглепластик

Середня ширина елементів профілю змінювалася від 182 до 400 мкм, що характеризує хвилястість мікрорельєфу обробленої поверхні. Чим більше значення цього параметру тим більший період появи впадин та вершин мікронерівностей (рис. 6 а). Великі значення ширини елементів профілю свідчать про витягування вуглеволокна з матриці, що є значним дефектом обробленої поверхні. Найменше значення $R_{Sm} = 182$ мкм було отримано при обробці $v = 40$ м/хв та $f = 0,02$ мм/об, в той час як найбільше при $v = 40$ м/хв та $f = 0,08$ мм/об. Однак, розглядаючи розсіювання результатів вимірювання в цілому, слід зазначити що групування мінімуму значення параметру R_{Sm} відбувається на умовній лінії подачі 0,05 мм/об змінюючись в межах від 212 до 246 мкм (рис. 6 б).

Аналіз даних по параметру R_v як і для параметру R_q засвідчив локальний мінімум на режимах різання з подачею 0,05 мм/об, змінюючись в діапазоні від 8,7 до 11,05 мкм, хоча мінімальне значення було отримано на режимі $v = 65$ м/хв, $f = 0,05$ мм/об (рис. 7 а).

Значення шорсткості по параметру R_q у шарі титанового сплаву в залежності від режимів різання варіювалося в діапазоні від 0,91 до 2,38 мкм (рис. 7 б). Локальний мінімум значення параметру R_q в титановому сплаві, як у вуглепластику спостерігався при подачі 0,05 мм/об. Вплив швидкості різання для подачі 0,05 мм/об був суттєвим, про що свідчить відмінності у значенні параметру 2,0 – 2,19 мкм, що зростав зі збільшенням швидкості.

Однак для комбінації режимів $v = 15$ м/хв – 65 м/хв, $f = 0,02$ мм/об шорсткість поверхні варіювалася в діапазоні R_q 2,22 – 2,38 мкм, збільшуючись зі зростанням швидкості різання. Таким чином при зменшенні подачі при умові зростання швидкості різання не забезпечило мінімізацію значення параметру R_q мікронерівностей. Зі зростання подачі до 0,08 мм/об зростання швидкості різання призводило до зниження значення параметру до 1,46 мкм (рис. 7 а). Зниження значень параметру R_q відбувалося за умов зростання подачі при $v = const$.

Мінімальне значення найбільшої глибини западини $R_v = 2,3$ мкм було отримано при свердлінні на $v = 40$ м/хв, $f = 0,05$ мм/об, хоча у решті дослідів зі зростанням швидкості різання значення параметру зростало при $f = const$, що відрізняє отримані результати від результатів вимірювання у вуглепластику (рис. 7 б).

Поєднання високої швидкості різання та мінімальної подачі призвело до зростання $R_v = 4,87$ мкм, що коливалося у діапазоні від 3,89 до 4,87 мкм. При зростанні подачі до максимальної відбулося зниження параметру до (2,99-3,27 мкм) таким чином, при більших значеннях швидкості різання зменшувалася глибина западини (рис. 7 б).

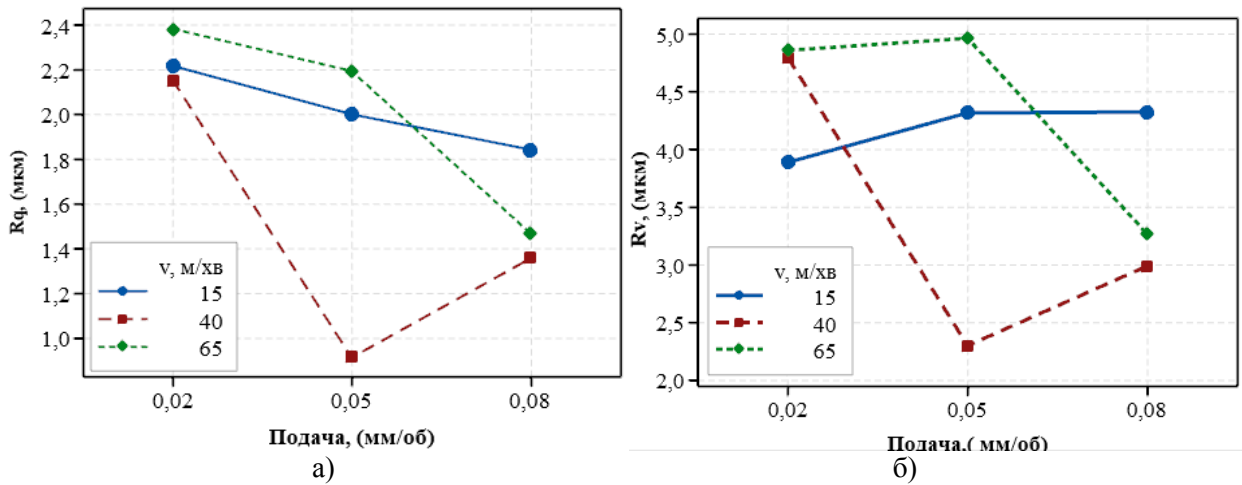


Рисунок 7 – Шорсткість поверхні отвору у шарі титанового сплаву за параметром R_a , R_v у титановому сплаві

Аналізуючи значення різниці максимальних вершин і максимальних запади було виявлено, що поєднання мінімальної подачі та швидкості різання практично не впливає на значення параметру R_t при свердлінні шару титанового сплаву, що змінювався від 13,95 до 14,97 мкм. Стрімке зниження $R_t = 5,4$ мкм було отримано при $v = 40$ м/хв, $f = 0,05$ мм/об (рис. 8 а). Слід відзначити, що у порівнянні з результатами вимірювання у вуглепластику, де параметр зростає з збільшенням подачі, у титановому сплаві спостерігається стійкий тренд до зниження параметру при збільшенні подачі.

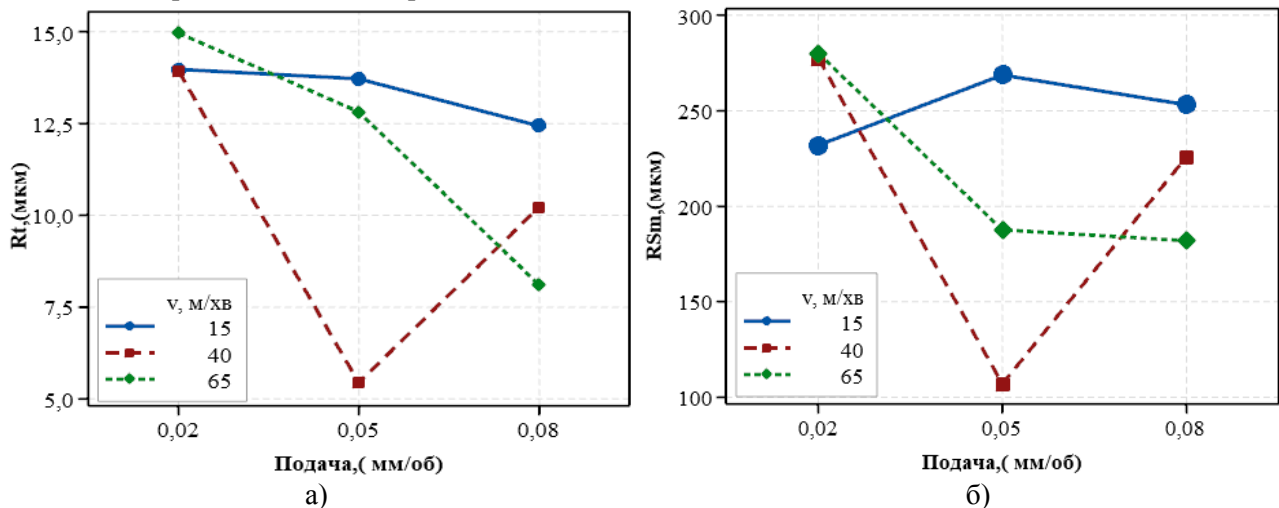


Рисунок 8 – Шорсткість поверхні отвору у шарі вуглепластику за параметрами R_t , R_{Sm} титановий сплав

Середня ширина елементів профілю змінювалася від 106,7 до 280,52 мкм, що характеризує хвилястість мікрорельєфу обробленої поверхні. Найменше значення $R_{Sm} = 106,7$ мкм було отримано при обробці $v = 40$ м/хв та $f = 0,05$ мм/об, в той час як найбільше при $v = 40$ м/хв та $f = 0,08$ мм/об. Максимальне значення параметру було отримано при $v = 40 - 65$ м/хв та $f = 0,02$ мм/об. Аналізуючи криві залежності ізольовано одна від одної впадає в око стабільність параметру R_{Sm} при обробці $v = 15$ м/хв та $f = 0,02 - 0,08$ мм/об, що може свідчити про досягнення балансу сил різання та реакції оброблювального матеріалу (фізико-механічних властивостей), хоча показники параметру R_{Sm} при цих режимах є в середньому найбільші в порівнянні з іншими режимами різання (рис. 8 б). При обробці $v = 65$ м/хв та $f = 0,02 - 0,08$ мм/об значення параметру R_{Sm} підпорядковуються тренду до зниження при збільшенні подачі.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

На основі огляду наукової літератури визначено доцільність проведення експериментального дослідження, щодо виявлення міри впливу режимів різання на шорсткість поверхні отворів при свердлінні пакетів вуглепластик/титановий сплав. Розроблена методика дослідження температури свердління дозволила визначити діапазони вимірюваного параметру у шарі вуглепластику та

титанового сплаву при однопрохідному свердлінні обох шарів пакету при однакових режимах різання у діапазоні швидкості різання 15 м/хв – 65 м/ хв та подачі 0,02 мм/об -0,08 мм/об. Використання бездротового пристрою (WICUTEM) для вимірювання температури свердління, що поєднав в собі метод штучної термопари, що встановлювалась безпосередньо у свердло в процесі механічної обробки, та технологію Bluetooth для безперервної бездротової передачі даних, дозволило забезпечити безперервний збір та обробку результатів вимірювання впродовж усього процесу обробки отворів. Таким чином, було визначено значення температури свердління для кожного шару пакету вуглепластик/ титановий сплав для варійованих режимів різання. На основі використання профілографічного методу дослідження обробленої поверхні отворів було кількісно визначено значення параметрів шорсткості поверхні шарів пакету. Вивчення мікрорельєфу обробленої поверхні як в шарі вуглепластику та і в шарі титанового сплаву здійснювалось за чотирма критеріями шорсткості, що дозволило відстежити вплив режимів різання, як на мікро так і на макрорівні обробленої поверхні. Було з'ясовано, що при збільшенні подачі відбувається збільшення параметрів шорсткості у шарі вуглепластику, та зменшення у шарі титанового сплаву. У результаті обробки результатів вимірювання параметрів шорсткості визначено локальні мінімуми для параметрів середньоквадратичного відхилення профілю мікронерівностей, повної висоти профілю, максимальної глибини западин профілю на базовій довжині та середньої ширини елементів профілю.

ВИСНОВКИ

У результаті вимірювання температури свердління методом штучної термопари було визначено, що локальний мінімум вимірюваного параметру при обробці шару вуглепластику групується в діапазоні режимів різання $v = 15$ м/хв та $f = 0,05 - 0,08$ мм/об, а максимум $v = 65$ м/хв та $f = 0,05$ мм/об. Для титанового сплаву групування локального мінімуму та максимуму відбувалося при $v = 15$ м/хв, $f = 0,05$ мм/об та $v = 65$ м/хв, $f = 0,05$ об/хв, досягаючи 220 °С та 461 °С відповідно.

Аналіз результатів вимірювання засвідчив, що мінімальні або близькі до мінімальних значення середньоквадратичного відхилення профілю мікронерівностей, повної висоти профілю $R_t = 5,4$ мкм, максимальної глибини западин профілю на базовій довжині становила $R_v = 2,3$ мкм, та середньої ширини елементів профілю R_{Sm} від 212 до 246 мкм були отримані при $v = 40$ м/хв та $f = 0,05$ мм/об.

Групування локальних мінімумів аналізованих параметрів шорсткості обробленої поверхні у шарі титанового сплаву відбувалося навколо значень отриманих при обробці з $v = 40$ м/хв та $f = 0,05$ мм/об.

Визначено, що при обробці шару вуглепластику значення аналізованих параметрів шорсткості підпорядковується тренду до збільшення параметрів при збільшенні подачі, в той час як при свердлінні шару титанового сплаву навпаки до зниження, за винятком тих що стали локальними мінімумами.

Було наочно доведено, що комбінація швидкості різання 40 м/хв та подачі 0,05 мм/об дозволяє забезпечити мінімальні значення аналізованих параметрів мікрорельєфу обробленої поверхні, як в шарі вуглепластику так і титанового сплаву .

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1.Kim, D.; Ramulu, M. Study on the drilling of titanium/graphite hybrid composites. Journal of Engineering Materials and Technology-Transactions of the ASME 2007, 129, 390-396, doi:10.1115/1.2744397.

2.Isbilir, O.; Ghassemieh, E. COMPARATIVE STUDY OF TOOL LIFE AND HOLE QUALITY IN DRILLING OF CFRP/TITANIUM STACK USING COATED CARBIDE DRILL. Machining Science and Technology 2013, 17, 380-409, doi:10.1080/10910344.2013.806098.

3.Shyha, I.; Soo, S.L.; Aspinwall, D.K.; Bradley, S.; Dawson, S.; Pretorius, C.J. Drilling of Titanium/CFRP/Aluminium Stacks. Advanced Precision Engineering 2010, 447-448, 624, doi:10.4028/www.scientific.net/KEM.447-448.624.

4.Chen, W.C. Some experimental investigations in the drilling of carbon fiber-reinforced plastic (CFRP) composite laminates. International Journal of Machine Tools & Manufacture 1997, 37, 1097-1108, doi:10.1016/s0890-6955(96)00095-8.

5.Davim, J.P.; Rubio, J.C.; Abrao, A.M. A novel approach based on digital image analysis to evaluate the delamination factor after drilling composite laminates. Composites Science and Technology 2007, 67, 1939-1945, doi:10.1016/j.compscitech.2006.10.009.

6.Voss, R.; Henerichs, M.; Rupp, S.; Kuster, F.; Wegener, K. Evaluation of bore exit quality for fibre reinforced plastics including delamination and uncut fibres. CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology 2016, 12, 56-66, doi:10.1016/j.cirpj.2015.09.003.

7. Giasin, K.; Ayvar-Soberanis, S. Evaluation of Workpiece Temperature during Drilling of GLARE Fiber Metal Laminates Using Infrared Techniques: Effect of Cutting Parameters, Fiber Orientation and Spray Mist Application. *Materials* 2016, 9, 17, doi:10.3390/ma9080622.
8. Wang, C.Y.; Chen, Y.H.; An, Q.L.; Cai, X.J.; Ming, W.W.; Chen, M. Drilling Temperature and Hole Quality in Drilling of CFRP/Aluminum Stacks Using Diamond Coated Drill. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing* 2015, 16, 1689-1697, doi:10.1007/s12541-015-0222-y.
9. Ghafarizadeh, S.; Lebrun, G.; Chatelain, J.F. Experimental investigation of the cutting temperature and surface quality during milling of unidirectional carbon fiber reinforced plastic. *Journal of Composite Materials* 2016, 50, 1059-1071, doi:10.1177/0021998315587131.
10. Moghaddas, M.A.; Yi, A.Y.; Graff, K.F. Temperature measurement in the ultrasonic-assisted drilling process. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 2019, 103, 187-199, doi:10.1007/s00170-019-03487-7.
11. Park, J.M.; Kwon, D.J.; Wang, Z.J.; Gu, G.Y.; DeVries, K.L. A new strategy of carbon fiber reinforced plastic drilling evaluation using thermal measurement. *Journal of Composite Materials* 2013, 47, 2005-2011, doi:10.1177/0021998312453358.
12. Rizal, M.; Ghani, J.A.; Nuawi, M.Z.; Haron, C.H.C. An embedded multi-sensor system on the rotating dynamometer for real-time condition monitoring in milling. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 2018, 95, 811-823, doi:10.1007/s00170-017-1251-8.
13. Yashiro, T.; Ogawa, T.; Sasahara, H. Temperature measurement of cutting tool and machined surface layer in milling of CFRP. *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 2013, 70, 63-69, doi:10.1016/j.ijmachtools.2013.03.009.
14. Wei, Y.Y.; An, Q.L.; Ming, W.W.; Chen, M. Effect of drilling parameters and tool geometry on drilling performance in drilling carbon fiber-reinforced plastic/titanium alloy stacks. *Advances in Mechanical Engineering* 2016, 8, 16, doi:10.1177/1687814016670281.
15. Celik, Y.H. INVESTIGATING THE EFFECTS OF CUTTING PARAMETERS ON THE HOLE QUALITY IN DRILLING THE Ti-6Al-4V ALLOY. *Materiali in Tehnologije* 2014, 48, 653-659.
16. Basmaci, G.; Yoruk, A.S.; Koklu, U.; Morkavuk, S. Impact of Cryogenic Condition and Drill Diameter on Drilling Performance of CFRP. *Applied Sciences-Basel* 2017, 7, 12, doi:10.3390/app7070667.
17. Janos, L.; Janos, K. Tool Wear and Cutting Temperature at Machining of Composites. *Advances in Abrasive Technology XIV* 2011, 325, 381-386, doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.325.381.
18. Sauer, K.; Dix, M.; Putz, M. Process Forces Analysis and a New Feed Control Strategy for Drilling of Unidirectional Carbon Fiber Reinforced Plastics (UD-CFRP). *Journal of Manufacturing and Materials Processing* 2018, 2, 7, doi:10.3390/jmmp2030046.
19. Xu, J.Y.; El Mansori, M. Experimental study on drilling mechanisms and strategies of hybrid CFRP/Ti stacks. *Composite Structures* 2016, 157, 461-482, doi:10.1016/j.compstruct.2016.07.025.
20. Benezech, L.; Landon, Y.; Rubio, W. Study of Manufacturing Defects and Tool Geometry Optimisation for Multi-Material Stack Drilling. In *Innovating Processes*, Karama, M., Ed.; Advanced Materials Research; Trans Tech Publications Ltd: Stafa-Zurich, 2012; Volume 423, pp. 1-11.
21. Hussein, R.; Sadek, A.; Elbestawi, M.A.; Attia, M. Low-frequency vibration-assisted drilling of hybrid CFRP/Ti6Al4V stacked material. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 2018, 98, 2801-2817, doi:10.1007/s00170-018-2410-2.
22. Onawumi, P.Y.; Roy, A.; Silberschmidt, V.V.; Merson, E. Ultrasonically assisted drilling of aerospace CFRP/Ti stacks. *8th CIRP Conference on High Performance Cutting (HPC 2018)* 2018, 77, 383-386, doi:10.1016/j.procir.2018.09.041.
23. Xu, J.Y.; Ji, M.; Davim, J.P.; Chen, M.; El Mansori, M.; Krishnaraj, V. Comparative study of minimum quantity lubrication and dry drilling of CFRP/titanium stacks using TiAlN and diamond coated drills. *Composite Structures* 2020, 234, 13, doi:10.1016/j.compstruct.2019.111727.
24. Caggiano, A.; Angelone, R.; Teti, R. Image Analysis for CFRP Drilled Hole Quality Assessment. *10th CIRP Conference on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering - CIRP ICME '16* 2017, 62, 434-439, doi:10.1016/j.procir.2017.03.045.
25. Zitoune, R.; Krishnaraj, V.; Collombet, F.; Le Roux, S. Experimental and numerical analysis on drilling of carbon fibre reinforced plastic and aluminium stacks. *Composite Structures* 2016, 146, 148-158, doi:10.1016/j.compstruct.2016.02.084.
26. Abdelhafeez, A.M.; Soo, S.L.; Aspinwall, D.K.; Dowson, A.; Arnold, D. Burr formation and hole quality when drilling titanium and aluminium alloys. *CIRPE 2015 - Understanding the Life Cycle Implications of Manufacturing* 2015, 37, 230-235, doi:10.1016/j.procir.2015.08.019.

27. Fernandez-Perez, J.; Cantero, J.L.; Diaz-Alvarez, J.; Miguelez, M.H. Hybrid Composite-Metal Stack Drilling with Different Minimum Quantity Lubrication Levels. *Materials* 2019, 12, 13, doi:10.3390/ma12030448.
28. Kim, D.; Beal, A.; Kang, K.; Kim, S.Y. Hole quality assessment of drilled CFRP and CFRP-Ti stacks holes using polycrystalline diamond (PCD) tools. *Carbon Letters* 2017, 23, 1-8, doi:10.5714/cl.2017.23.001.
29. Giasin, K.; Ayvar-Soberanis, S. Microstructural investigation of drilling induced damage in fibre metal laminates constituents. *Composites Part a-Applied Science and Manufacturing* 2017, 97, 166-178, doi:10.1016/j.compositesa.2017.02.024.
30. Kolesnyk, V.; Peterka, J.; Kuruc, M.; Simna, V.; Moravcikova, J.; Vopat, T.; Lisovenko, D. Experimental Study of Drilling Temperature, Geometrical Errors and Thermal Expansion of Drill on Hole Accuracy When Drilling CFRP/Ti Alloy Stacks. *Materials* 2020, 13, 17, doi:10.3390/ma13143232.
31. Kolesnyk, V.; Peterka, J.; Alekseev, O.; Neshta, A.; Xu, J.Y.; Lysenko, B.; Sahul, M.; Martinovic, J.; Hrbal, J. Application of ANN for Analysis of Hole Accuracy and Drilling Temperature When Drilling CFRP/Ti Alloy Stacks. *Materials* 2022, 15, 21, doi:10.3390/ma15051940.
32. Структура поверхні профільний метод. 2012 ДСТУ ISO 4287:2012.

REFERENCES

1. Kim, D.; Ramulu, M. Study on the drilling of titanium/graphite hybrid composites. *Journal of Engineering Materials and Technology-Transactions of the ASME* 2007, 129, 390-396, doi:10.1115/1.2744397.
2. Isbilir, O.; Ghassemieh, E. Comparative study of tool life and hole quality in drilling of CFRP/titanium stack using coated carbide drill. *Machining Science and Technology* 2013, 17, 380-409, doi:10.1080/10910344.2013.806098.
3. Shyha, I.; Soo, S.L.; Aspinwall, D.K.; Bradley, S.; Dawson, S.; Pretorius, C.J. Drilling of Titanium/CFRP/Aluminium Stacks. *Advanced Precision Engineering* 2010, 447-448, 624+, doi:10.4028/www.scientific.net/KEM.447-448.624.
4. Chen, W.C. Some experimental investigations in the drilling of carbon fiber-reinforced plastic (CFRP) composite laminates. *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 1997, 37, 1097-1108, doi:10.1016/s0890-6955(96)00095-8.
5. Davim, J.P.; Rubio, J.C.; Abrao, A.M. A novel approach based on digital image analysis to evaluate the delamination factor after drilling composite laminates. *Composites Science and Technology* 2007, 67, 1939-1945, doi:10.1016/j.compscitech.2006.10.009.
6. Voss, R.; Henerichs, M.; Rupp, S.; Kuster, F.; Wegener, K. Evaluation of bore exit quality for fibre reinforced plastics including delamination and uncut fibres. *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology* 2016, 12, 56-66, doi:10.1016/j.cirpj.2015.09.003.
7. Giasin, K.; Ayvar-Soberanis, S. Evaluation of Workpiece Temperature during Drilling of GLARE Fiber Metal Laminates Using Infrared Techniques: Effect of Cutting Parameters, Fiber Orientation and Spray Mist Application. *Materials* 2016, 9, 17, doi:10.3390/ma9080622.
8. Wang, C.Y.; Chen, Y.H.; An, Q.L.; Cai, X.J.; Ming, W.W.; Chen, M. Drilling Temperature and Hole Quality in Drilling of CFRP/Aluminum Stacks Using Diamond Coated Drill. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing* 2015, 16, 1689-1697, doi:10.1007/s12541-015-0222-y.
9. Ghafarizadeh, S.; Lebrun, G.; Chatelain, J.F. Experimental investigation of the cutting temperature and surface quality during milling of unidirectional carbon fiber reinforced plastic. *Journal of Composite Materials* 2016, 50, 1059-1071, doi:10.1177/0021998315587131.
10. Moghaddas, M.A.; Yi, A.Y.; Graff, K.F. Temperature measurement in the ultrasonic-assisted drilling process. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 2019, 103, 187-199, doi:10.1007/s00170-019-03487-7.
11. Park, J.M.; Kwon, D.J.; Wang, Z.J.; Gu, G.Y.; DeVries, K.L. A new strategy of carbon fiber reinforced plastic drilling evaluation using thermal measurement. *Journal of Composite Materials* 2013, 47, 2005-2011, doi:10.1177/0021998312453358.
12. Rizal, M.; Ghani, J.A.; Nuawi, M.Z.; Haron, C.H.C. An embedded multi-sensor system on the rotating dynamometer for real-time condition monitoring in milling. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 2018, 95, 811-823, doi:10.1007/s00170-017-1251-8.
13. Yashiro, T.; Ogawa, T.; Sasahara, H. Temperature measurement of cutting tool and machined surface layer in milling of CFRP. *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 2013, 70, 63-69, doi:10.1016/j.jmachtools.2013.03.009.

14. Wei, Y.Y.; An, Q.L.; Ming, W.W.; Chen, M. Effect of drilling parameters and tool geometry on drilling performance in drilling carbon fiber-reinforced plastic/titanium alloy stacks. *Advances in Mechanical Engineering* 2016, 8, 16, doi:10.1177/1687814016670281.
15. Celik, Y.H. Investigating the effects of cutting parameters on the hole quality in drilling the Ti-6Al-4V ALLOY. *Materiali in Tehnologije* 2014, 48, 653-659.
16. Basmaci, G.; Yoruk, A.S.; Koklu, U.; Morkavuk, S. Impact of Cryogenic Condition and Drill Diameter on Drilling Performance of CFRP. *Applied Sciences-Basel* 2017, 7, 12, doi:10.3390/app7070667.
17. Janos, L.; Janos, K. Tool Wear and Cutting Temperature at Machining of Composites. *Advances in Abrasive Technology XIV* 2011, 325, 381-386, doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.325.381.
18. Sauer, K.; Dix, M.; Putz, M. Process Forces Analysis and a New Feed Control Strategy for Drilling of Unidirectional Carbon Fiber Reinforced Plastics (UD-CFRP). *Journal of Manufacturing and Materials Processing* 2018, 2, 7, doi:10.3390/jmmp2030046.
19. Xu, J.Y.; El Mansori, M. Experimental study on drilling mechanisms and strategies of hybrid CFRP/Ti stacks. *Composite Structures* 2016, 157, 461-482, doi:10.1016/j.compstruct.2016.07.025.
20. Benezech, L.; Landon, Y.; Rubio, W. Study of Manufacturing Defects and Tool Geometry Optimisation for Multi-Material Stack Drilling. In *Innovating Processes*, Karama, M., Ed.; Advanced Materials Research; Trans Tech Publications Ltd: Stafa-Zurich, 2012; Volume 423, pp. 1-11.
21. Hussein, R.; Sadek, A.; Elbestawi, M.A.; Attia, M. Low-frequency vibration-assisted drilling of hybrid CFRP/Ti6Al4V stacked material. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 2018, 98, 2801-2817, doi:10.1007/s00170-018-2410-2.
22. Onawumi, P.Y.; Roy, A.; Silberschmidt, V.V.; Merson, E. Ultrasonically assisted drilling of aerospace CFRP/Ti stacks. *8th CIRP Conference on High Performance Cutting (HPC 2018)* 2018, 77, 383-386, doi:10.1016/j.procir.2018.09.041.
23. Xu, J.Y.; Ji, M.; Davim, J.P.; Chen, M.; El Mansori, M.; Krishnaraj, V. Comparative study of minimum quantity lubrication and dry drilling of CFRP/titanium stacks using TiAlN and diamond coated drills. *Composite Structures* 2020, 234, 13, doi:10.1016/j.compstruct.2019.111727.
24. Caggiano, A.; Angelone, R.; Teti, R. Image Analysis for CFRP Drilled Hole Quality Assessment. *10th CIRP Conference on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering - CIRP ICME '16* 2017, 62, 434-439, doi:10.1016/j.procir.2017.03.045.
25. Zitoune, R.; Krishnaraj, V.; Collombet, F.; Le Roux, S. Experimental and numerical analysis on drilling of carbon fibre reinforced plastic and aluminium stacks. *Composite Structures* 2016, 146, 148-158, doi:10.1016/j.compstruct.2016.02.084.
26. Abdelhafeez, A.M.; Soo, S.L.; Aspinwall, D.K.; Dowson, A.; Arnold, D. Burr formation and hole quality when drilling titanium and aluminium alloys. *Cirpe 2015 - Understanding the Life Cycle Implications of Manufacturing* 2015, 37, 230-235, doi:10.1016/j.procir.2015.08.019.
27. Fernandez-Perez, J.; Cantero, J.L.; Diaz-Alvarez, J.; Miguelez, M.H. Hybrid Composite-Metal Stack Drilling with Different Minimum Quantity Lubrication Levels. *Materials* 2019, 12, 13, doi:10.3390/ma12030448.
28. Kim, D.; Beal, A.; Kang, K.; Kim, S.Y. Hole quality assessment of drilled CFRP and CFRP-Ti stacks holes using polycrystalline diamond (PCD) tools. *Carbon Letters* 2017, 23, 1-8, doi:10.5714/cl.2017.23.001.
29. Giasin, K.; Ayvar-Soberanis, S. Microstructural investigation of drilling induced damage in fibre metal laminates constituents. *Composites Part a-Applied Science and Manufacturing* 2017, 97, 166-178, doi:10.1016/j.compositesa.2017.02.024.
30. Kolesnyk, V.; Peterka, J.; Kuruc, M.; Simna, V.; Moravcikova, J.; Vopat, T.; Lisovenko, D. Experimental Study of Drilling Temperature, Geometrical Errors and Thermal Expansion of Drill on Hole Accuracy When Drilling CFRP/Ti Alloy Stacks. *Materials* 2020, 13, 17, doi:10.3390/ma13143232.
31. Kolesnyk, V.; Peterka, J.; Alekseev, O.; Neshta, A.; Xu, J.Y.; Lysenko, B.; Sahul, M.; Martinovic, J.; Hrbal, J. Application of ANN for Analysis of Hole Accuracy and Drilling Temperature When Drilling CFRP/Ti Alloy Stacks. *Materials* 2022, 15, 21, doi:10.3390/ma15051940.
32. Структура поверхні профільний метод. 2012 ДСТУ ISO 4287:2012.

V. Kolesnyk, B. Lysenko, A. Neshta, M. Zabara. Investigation of cutting parameters influence the roughness when drilling CFRP/ Ti alloy stacks.

Currently, the drilling of carbon fiber reinforced plastic (CFRP) / titanium alloy stacks is still one of the most widely used machining methods for making holes for fastening assemblies in civil aircraft. The low machinability of the materials which forms the stack is explained by combination of the anisotropic structure

of the carbon fiber reinforced plastic, high hardness and strength of the titanium alloy. This poses challenges in machining such joints, which makes it difficult to choose rational cutting parameters for both the carbon fiber reinforced plastic layer and the titanium alloy layer. One of the aspects of machining of carbon fiber reinforced plastic/ titanium alloy stacks is the necessity to ensure satisfactory surface roughness parameters. In this work, the influence of technological factors on the roughness of the machined surface of the holes was investigated. During the experimental study, the controlled parameters were drilling temperature and surface roughness. Drilling temperature was measured in real time using a specially designed device WICUTEM, which combines the method of artificial thermocouple and Bluetooth technology for wireless data transmission. Roughness control was performed using the profilographic method on the SurfCOM 5000 profilograph. The experimental setup was implemented on the basis of the 5 coordinate milling machining center DMU 85V. The experiment was planned according to the Taguchi method, based on the orthogonal array L8, by varying the factors of cutting speed and feed at three levels. The results show that when processing the carbon fiber layer the values of the analyzed roughness parameters are subject to the trend to increase the parameters with increasing feed, while when drilling a layer of titanium alloy on the contrary to decrease, except for local lows.

Keywords: CFRP/ Ti alloy stack, thermocouple method, drilling temperature, surface roughness.

КОЛЕСНИК Віталій Олександрович – кандидат технічних наук, старший викладач кафедри «Технологія машинобудування, верстати та інструменти», e-mail: v.kolesnik@tmvi.sumdu.edu.ua. <https://orcid.org/0000-0002-0417-3801>.

ЛИСЕНКО Богдан Григорович – аспірант кафедри «Технологія машинобудування, верстати та інструменти», e-mail: b.lysenko@tmvi.sumdu.edu.ua

НЕСХТА Анна Олександрівна - кандидат технічних наук, старший викладач кафедри «Технологія машинобудування, верстати та інструменти», e-mail: anna_neshta@tmvi.sumdu.edu.ua

ЗАБАРА Микола Олександрович - студент кафедри «Технологія машинобудування, верстати та інструменти», e-mail: mykolazabara@gmail.com

Vitalii KOLESNYK – PhD in Engineering, Senior Lecturer at the Department of Manufacturing Engineering, Machines and Tools, Sumy State University, e-mail: v.kolesnik@tmvi.sumdu.edu.ua. <https://orcid.org/0000-0002-0417-3801>.

Bohdan LYSENKO - PhD student, at the Department of Manufacturing Engineering, Machines and Tools, Sumy State University, e-mail: b.lysenko@tmvi.sumdu.edu.ua

Anna NESHTA - PhD in Engineering, Senior Lecturer at the Department of Manufacturing Engineering, Machines and Tools, Sumy State University, e-mail: anna_neshta@tmvi.sumdu.edu.ua

Mykola ZABARA – bachelor student

DOI 10.36910/automash.v1i18.767

Корпач А.О., Корпач О.А., Тімков О.М., Ященко Д.М., Босенко В.М.
Національний транспортний університет

ВИБІР СХЕМИ ПРИЧІПНОГО АВТОБУСНОГО ПОЇЗДА ЗА ПОКАЗНИКАМИ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ

У роботі розглянуто можливі схеми причіпного автобусного поїзда, що може експлуатуватися у BRT системах та проведено їх оцінку за показниками тягово-швидкісних властивостей.

Для цього запропоновано чотири варіанти автобусних поїздів. Вони складаються з двох або трьох одиночних автобусів, кожен з яких має свою окрему силову установку. У випадку, якщо двигун окремої ланки не працює, то такий автобус являє собою, пасивний причіп.

Вибір оптимальної схеми автобусного поїзда в залежності від кількості секцій та працюючих двигунів запропоновано здійснювати за показниками тягово-швидкісних властивостей з визначенням максимальної швидкості руху автобусного поїзда та часу і шляху його розгону до швидкості 60 км/год.

Запропоновано математичну модель для визначення показників тягово-швидкісних властивостей автобусних поїздів різних схем.

Встановлено, що серед запропонованих схем автобусного поїзда за показниками тягово-швидкісних властивостей доцільними для експлуатації є схеми з у вигляді двосекційного автобусного поїзда з двома працюючими двигунами, трисекційного автобусного поїзда з трьома працюючими двигунами та трисекційного автобусного поїзда з двома працюючими двигунами. Схеми за першими двома варіантами забезпечують збільшення максимальної швидкості руху та зниження часу і шляху розгону до швидкості 60 км/год у порівнянні з одиночним автобусом, а автобусний поїзд за останнім варіантом незважаючи на погіршення тягово-швидкісних властивостей, забезпечує рух у всьому діапазоні швидкостей використовуючи тільки два з трьох двигунів, що призведе до поліпшення його паливної економічності.

Ключові слова: причіпний автобусний поїзд, швидкісний автобус, метробус, тягово-швидкісні властивості, математична модель.

ВСТУП

Організація транспортного процесу пасажирських перевезень, в першу чергу, полягає у раціональному визначенні кількості автобусів на маршруті, їх пасажиромісткості, режиму та тривалості роботи автобуса на маршруті. Не виключенням є і система метробуса (BRT – Bus rapid transit), яка від звичайних автобусних маршрутів відрізняється наявністю виділених смуг руху, які зазвичай фізично відокремлені від решти проїжджої частини, рухомим складом, що в основному складається з автобусів підвищеної місткості; системи моніторингу та управління рухом, включаючи можливість надання автобусам переважного права на перетинах доріг; заходи для прискорення посадки і висадки пасажирів, придбання проїзних квитків.

Підбір рухомого складу суттєво впливає на рівень транспортного обслуговування і ефективність використання автобусів, а отже забезпечує обслуговування населення з найменшими транспортними витратами.

В системі BRT використовуються в основному автобуси особливо великого класу довжиною 15-18,5 м, пасажиромісткість яких становить 150-200 чол., а повна маса до 28 т. Проте перспективними є багатоланкові автобуси, зокрема, триланкові автобуси довжиною до 30 м та максимальною пасажиромісткістю до 300 чол. [1]

Проте триланкові зчленовані автобуси мають і певні недоліки. Вони потребуються модернізації дорожньої інфраструктури, шляхом розширення доріг та будівництва спеціальних естакад для розворотів. Це пов'язано з гіршою маневреністю та стійкістю руху у порівнянні з дволанковими та одиночними автобусами. Крім того, в наслідок зміни пасажиропотоку протягом дня, ефективність експлуатації таких автобусів також може суттєво змінюватись.

Ще одним способом збільшення пасажиромісткості рухомого складу метробуса є використання декількох одиночних автобусів у зчіпці, по аналогії з причіпним автопоїздом.

Ще у 1973 р. у м. Києві на 17 та 49 маршруті проводилась дослідна експлуатація автобусів ЛАЗ-695М у зчіпці (рис. 1). Пасажиромісткість такого автобусного поїзда збільшувалась у 2 рази, у порівнянні з одиночним автобусом. При цьому керував ним один водій, а в рух автобусний поїзд приводився за рахунок одного або двох двигунів в залежності від ступеня завантаженості. У не піковий час, коли кількість пасажирів незначна, водій сам роз'єднував автобуси та працював на одиночному автобусі. [2]



Рисунок 1 – Автобуси ЛАЗ-695М у зчипці

Така компоновальна схема автобусного поїзда дозволяє гнучко змінювати його пасажиромісткість в залежності від періоду дня та інтенсивності пасажиропотоку. А роз'єднані одиничні автобуси, з метою уникнення простою, можуть експлуатуватися на інших маршрутах або надавати додаткові послуги з перевезень.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Питанню дослідження експлуатаційних властивостей автобусів у системі BRT присвячено багато робіт.

Так, в роботі [3] запропоновано маршрут метробуса в місті Києві та виконано прогнозування часу руху на цьому маршруті з урахуванням даних отриманих з геоінформаційного сервісу Google Карти. Рух автобусів по виділених полосах системи BRT дозволяє суттєво знизити час руху на маршруті за рахунок руху нівелювання вплив трафіку, аварійних ситуацій та дорожніх робіт на час руху.

Маневреність автобусів в системі BRT досліджено в роботах [4-7]. Дослідження проводилися, як з шарнірно-зчленованими [4-5] та і з причіпними [6-7] автобусними поїздами. Встановлено, що триланкові шарнірно-зчленовані автобуси не вписуються у допустиму смугу руху та потребують перебудови існуючої дорожньої мережі. Причіпні автобусні поїзди мають кращі показники маневреності.

Дослідження показників паливної економічності, рівня викидів шкідливих речовин та вартості експлуатації проведено в роботах [8-9].

Тягово-швидкісні властивості причіпних автобусних поїздів досліджені менше ніж інші експлуатаційні властивості, такі як маневреність та паливна економічність. Проте вони дозволяють оцінити час руху автобусів на маршруті, їх оптимальні швидкості та визначати кількість працюючих силових установок для подолання сил опору.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

Вибір та обґрунтування схеми причіпного автобусного поїзда за показниками тягово-швидкісних властивостей

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Для забезпечення можливості ефективної експлуатації на маршруті BRT причіпний автобусний поїзд повинен складатися з двох або трьох секцій, забезпечувати пасажиромісткість на рівні 150-250 чол. та мати максимальну довжину до 28-30 метрів.

Тому, як складові такого автобусного поїзда, було обрано автобуси MA3-206, які мають довжину 8,8 м та пасажиромісткість 72 чол.

Автобусний поїзд може складатися з двох (рис. 5, а) або трьох (рис 5, б) секцій.

Враховуючи, що кожна секція – це одиничний автобус, який має свою окрему силову установку, то в залежності від умов руху та величини пасажиропотоку на автобусному поїзді можуть використовуватись, як всі двигуни одночасно, так і частина з них. При цьому, якщо двигун окремої секції не працює, то такий автобус являє собою, пасивний причіп.

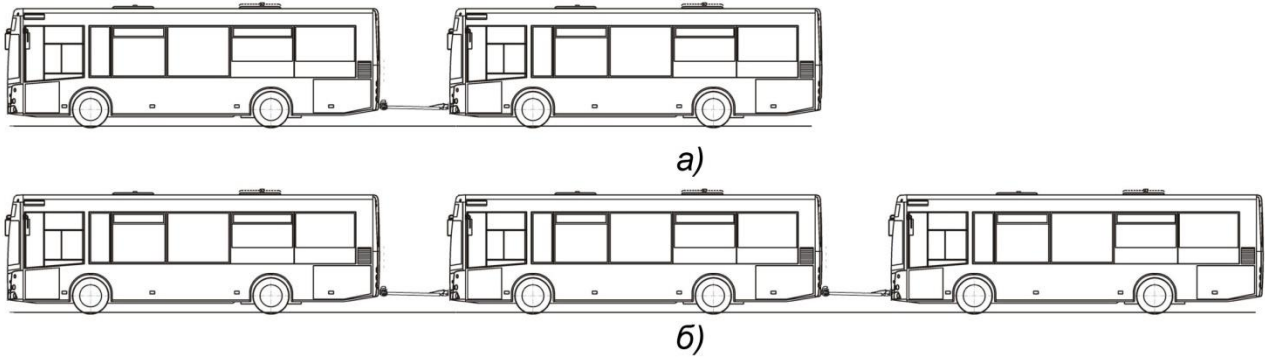


Рисунок 2 – Схеми автобусних поїздів: а) двосекційна; б) трисекційна

В результаті запропоновано 4 варіанти автобусних поїздів з різною кількістю секцій та працюючих двигунів (табл. 2). Також для порівняння додано одиночний автобус.

Таблиця 1 – Варіанти автобусних поїздів

Номер варіанту	Кількість секцій	Кількість працюючих двигунів	Схема
1	1	1	
2	2	2	
3	2	1	
4	3	2	
5	3	3	

Вибір оптимальної схеми автобусного поїзда в залежності від кількості секцій та працюючих двигунів доцільно здійснювати за показниками тягово-швидкісних властивостей автомобіля з визначенням максимальної швидкості руху автобусного поїзда та часу і шляху його розгону до швидкості 60 км/год.

Визначати і досліджувати показники тягово-швидкісних властивостей досить складної механічної системи "автомобіль" та аналізувати вплив на неї зовнішніх чинників (водія, дороги) найкраще на математичній моделі, що базується на диференціальному рівнянні прямолінійного руху [10, 11]:

$$\frac{dV}{dt} \cdot M_a \cdot \delta_{об} = P_{кол}(V) - P_{он}(V, V^2) \pm G_a \cdot \sin \alpha$$

(1)

де M_a – повна маса автомобіля, кг;

$\delta_{об}$ – коефіцієнт, який ураховує обертові маси автомобіля;

$P_{кол}(V)$ – повна колова сила на ведучих колесах автомобіля, Н;

$P_{он}(V, V^2)$ – сума сил опору руху автомобіля, які залежать від швидкості його руху, Н;

$G_a \cdot \sin \alpha$ – сила опору підйому, Н;

G_a – сила тяжіння від повної маси автомобіля, Н;

α – кут поздовжнього нахилу полотна дороги, град;

V – швидкість руху автомобіля, м/с;

$\frac{dV}{dt}$ – прискорення автомобіля, м/с².

Для розв'язання рівняння руху автомобіля необхідно виразити повну колову силу та сили опору руху через лінійну швидкість руху автомобіля. Повна колова сила на ведучих колесах визначається параметрами двигуна та трансмісії автомобіля.

Однак, в розрахунках показників тягово-швидкісних властивостей важливим є не тільки параметри зовнішньої роботи двигуна, але і характер протікання його зовнішньої характеристики.

Для розрахунку показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля застосовують аналітичну залежність $M_{\kappa} = f(\omega)$ крутного моменту від кутової швидкості колінчатого вала двигуна, яка визначається шляхом апроксимації кривої крутного моменту швидкісної зовнішньої характеристики двигуна у вигляді [10,11]:

$$M_{\kappa} = a \cdot \omega^2 + b \cdot \omega + c$$

(2)

де a, b, c – коефіцієнти апроксимації крутного моменту двигуна, отриманої експериментальним шляхом [11]:

$$a = \frac{M_N - M_{\kappa.min} - \frac{M_{\kappa.max} - M_{\kappa.min}}{\omega_M - \omega_{min}} \cdot (\omega_N - \omega_{min})}{\omega_N^2 - (\omega_M + \omega_{min}) \cdot \omega_N - \omega_{min}^2 + (\omega_M + \omega_{min}) \cdot \omega_{min}};$$

$$b = \frac{M_{\kappa.max} - M_{\kappa.min}}{\omega_M - \omega_{min}} - a \cdot (\omega_M + \omega_{min}) \cdot \omega_{min};$$

(3)

$$c = M_{\kappa.min} - a \cdot \omega_{min}^2 - b \cdot \omega_{min}.$$

де $\omega_{min}, M_{\kappa.min}$ – мінімальна кутова швидкість колінчатого вала двигуна, рад/с, та крутний момент, Н·м, при цій кутовій швидкості;

$M_{\kappa.max}, \omega_M$ – максимальний крутний момент двигуна, Н·м, та кутова швидкість колінчатого вала двигуна, рад/с, що йому відповідає;

M_N, ω_N – крутний момент, Н·м, та кутова швидкість колінчатого вала двигуна, рад/с, що відповідають його максимальній потужності.

На автобусному поїзді, що складається з секцій, які є одиночними автобусами, можуть працювати одночасно декілька двигунів, тому значення коефіцієнтів апроксимуючого поліному a, b, c (3) визначались для одного, двох та трьох працюючих двигунів.

Було прийнято допущення, що двигуни працюють синхронно у однаковому режимі, тому значення крутного моменту (3) при умові роботи декількох двигунів сумувалися.

У таблиці 2 наведено значення коефіцієнтів апроксимуючого поліному кривої крутного моменту a, b, c (3) для одного, двох та трьох працюючих двигунів Mercedes-Benz OM 924 LA V/2 визначені на основі швидкісної зовнішньої характеристики (рис. 6).

Таблиця 2 – Коефіцієнти апроксимуючого поліному кривої крутного моменту для різної кількості працюючих двигунів Mercedes-Benz OM 924 LA V/2

Кількість працюючих двигунів	Коефіцієнти		
	a	b	c
1	-0,01762	5,264	416,971
2	-0,03524	10,528	833,942
3	-0,05286	15,793	1250,913

До основних параметрів технічної характеристики автомобіля, відносять максимальну швидкість руху. Ця швидкість визначається як за енергетичними можливостями двигуна, так і за кінематичними параметрами трансмісії.

Максимальна швидкість руху автомобіля за енергетичними можливостями визначається за допомогою рівняння силового балансу за методикою приведену в [10, 11]:

$$P_p = P_f + P_h + P_w + P_j = P_\psi + P_w + P_j,$$

(4)

де P_p – сила тяги на ведучих колесах автомобіля, Н;

P_f – сила опору коченню коліс, Н;

P_h – сила опору підйому дороги, Н;

P_w – сила опору повітря, Н;

P_j – сила опору розгону (приведена сила інерції), Н.

Сила тяги P_p з достатньою для практичних розрахунків точністю і з урахуванням умов експлуатації сучасних транспортних засобів дорівнює повній коловій силі на ведучих колесах $P_{кол}$:

$$P_p \approx P_{кол}. \quad (5)$$

З урахуванням залежностей $M_k = f(\omega)$ та $V = f(\omega)$ колова сила на ведучих колесах визначиться як [10, 11]:

$$P_{кол.i} = A_i \cdot V^2 + B_i \cdot V + C_i,$$

(6)

$$\text{де } A_i = a \cdot \frac{U_i^3 \cdot \eta_m}{r_\delta r_k^2}, \quad B_i = b \cdot \frac{U_i^2 \cdot \eta_m}{r_\delta \cdot r_k}, \quad C_i = c \cdot \frac{U_i \cdot \eta_m}{r_\delta} \quad (7)$$

U_i – загальне передаточне число трансмісії автомобіля на i -ій передачі;

η_m – коефіцієнт корисної дії трансмісії;

r_δ та r_k – динамічний радіус та радіус кочення колеса, м.

Коефіцієнти a , b , c залежать від частоти обертання колінчастого валу на кожній ділянці апроксимації кривої крутного моменту, a визначаються швидкістю руху автомобіля.

Сила опору дороги, Н:

$$P_\psi = P_f + P_h.$$

(8)

Рівняння (4) доцільно розв'язувати за допомогою графо-аналітичного способу, шляхом побудови графіку силового балансу. [10, 11]

Згрупуємо в лівій частині рівняння силового балансу (4) члени P_p і P_w , які є функціями від швидкості v і не залежать від дорожніх умов і прискорення. Отримаємо $P_p - P_w = P_\psi$, де P_ψ називається вільною силою тяги.

Залежність $P_\psi = f(V)$ практично однозначно визначається конструктивними параметрами автомобіля, оскільки $P_T = f(V)$ визначається зовнішньою характеристикою двигуна, передаточними числами трансмісії, її ККД і динамічним радіусом колеса, а $P_w = f(V)$ – фактором обтічності. Для конкретного автомобіля на кожній передачі можна побудувати графічну залежність $P_\psi = f(V)$ – тягову характеристику, незмінну для всіх умов руху.

На цей же графік наносять криві залежності від швидкості членів, що входять в праву частину рівняння (4).

Крива $P_f = f(V)$ з урахуванням залежності $f = f(V)$ може бути представлена у вигляді квадратичної параболи. Сили P_h і $P_j = f(V)$ не враховуються, бо максимальна швидкість досягається за усталеного руху на горизонтальній дорозі.

Максимальна швидкість руху автомобіля за енергетичними можливостями двигуна визначається із графіка силового балансу за умови:

$$P_\psi = P_f,$$

(9)

де

$$P_\psi = P_p - P_w; \quad (10)$$

$$P_w = K_B \cdot F \cdot V^2; \tag{11}$$

$$P_f = M_a \cdot g \cdot (f_0 + K_f \cdot V^2),$$

(12)

де K_B – коефіцієнт обтічності, Н·с²/м⁴;

F – лобова площа, м²;

M_a – повна маса автомобіля, кг;

f_0 – коефіцієнт опору кочення при малих швидкостях руху;

K_f – коефіцієнт, що враховує зміну коефіцієнту опору кочення при збільшенні швидкості руху.

Остаточно, підставивши рівняння (6), (7), (10), (11), (12) в рівняння (9) отримаємо:

$$\left(a \cdot \frac{U_i^3 \cdot \eta_m}{r_\delta r_k^2} - K_B \cdot F - M_a \cdot g \cdot K_f \right) \cdot V^2 + b \cdot \frac{U_i^2 \cdot \eta_m}{r_\delta \cdot r_k} \cdot V + c \cdot \frac{U_i \cdot \eta_m}{r_\delta} - M_a \cdot g \cdot f_0 = 0. \tag{13}$$

Розв'язком рівняння (13) є максимальна швидкість руху автомобіля за енергетичними можливостями двигуна. Графічно - це точка перетину кривих $P_f = f(V)$ та $P_e = f(V)$ на останній чи передостанній передачах (рис. 7).

На рисунку 2 наведено графік силового балансу для автобусного поїзда з трьома секціями та двома працюючими двигунами.

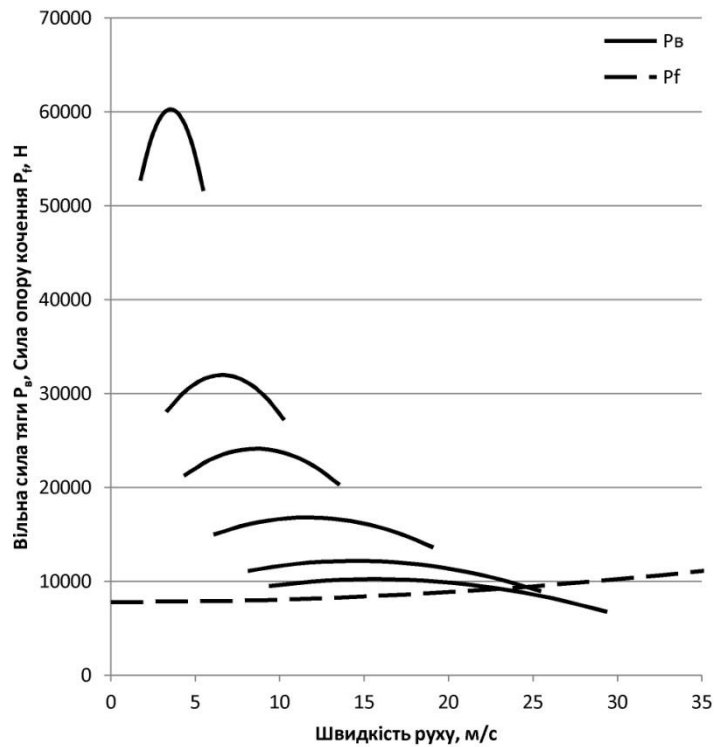


Рисунок 3 – Графік силового балансу автобусного поїзда трьома секціями та двома працюючими двигунами (Варіант 5)

В таблиці 3 приведено результати розрахунку максимальної швидкості руху автобусного поїзда у різних варіантах для повної маси та маси, що відповідає половині пасажиромісткості.

Час та шлях розгону автомобіля визначається шляхом інтегрування диференціального рівняння (1).

У відповідності з нормативними документами показники тягово-швидкісних властивостей визначають на прямолінійних ділянках дороги. Характеристики розгону визначають на горизонтальних ділянках дороги ($\alpha=0^\circ$), тому диференціальне рівняння руху автомобіля (1) записується у вигляді [10, 11]:

$$\frac{dV}{dt} \cdot M_a \cdot g = a_i \cdot V^2 + b_i \cdot V + c_i, \tag{15}$$

де

$$a_i = A_i - K_B \cdot F, \quad b_i = B_i - K_f \cdot M_a \cdot g, \quad c_i = C_i - f_a \cdot M_a \cdot g. \quad (16)$$

Таблиця 3 – Результати розрахунку максимальної швидкості руху автобусного поїзда у різних варіантах

Варіант	Максимальна швидкість руху			
	Повна маса автобусного поїзда		Маса, що відповідає половині пасажиромісткості	
	м/с	км/год	м/с	км/год
1	26,358	94,887	28,221	101,595
2	29,722	106,998	31,714	114,172
3	19,099	68,7564	21,033	75,717
4	31,050	111,781	26,834	96,604
5	24,627	88,656	33,097	119,149

Після розділу змінних та інтегрування правої і лівої частин диференціального рівняння одержимо вирази для розрахунку часу розгону автомобіля в діапазоні від початкової швидкості V_n до кінцевої V_k [10, 11]:

$$\tau = M_a \cdot \delta_{об} \cdot \int_{V_n}^{V_k} \frac{dV}{a_i \cdot V^2 + b_i \cdot V + c_i}. \quad (17)$$

Шлях розгону визначається, як:

$$S = M_a \cdot \delta_{об} \cdot \int_{V_n}^{V_k} \frac{V dV}{a_i \cdot V^2 + b_i \cdot V + c_i}. \quad (18)$$

Для розрахунку часу та шляху розгону автомобіля з мінімально стійкої швидкості на нижчій передачі до максимальної швидкості на вищій передачі необхідно знайти значення швидкостей, при яких потрібно виконувати перемикання передач, тобто необхідно знайти межі інтегрування в виразах (17) та (18) на всіх передачах.

В умовах експлуатації ці швидкості визначає водій або блок керування роботою автоматичної трансмісії. При експериментальному визначенні часу та шляху розгону перемикання відбувається при швидкості V_N , що відповідає номінальній кутовій швидкості двигуна ω_N .

Час перемикання передач t_n в теорії автомобіля пов'язують з конструктивними особливостями коробки передач та кваліфікацією водія. Він складає від 0,5 до 5 с [10]. У розрахунках прийнято $t_n = 1$ с.

В результаті було пораховано час та шлях розгону до швидкості 60 км/год для автобусного поїзда у різних варіантах для повної маси та маси, що відповідає половині пасажиромісткості (табл. 5)

Таблиця 5 – Результати розрахунку часу та шляху розгону до швидкості 60 км/год автобусного поїзда у різних варіантах

Варіант	Повна маса (13200 кг)		Маса, що відповідає половині пасажиромісткості (10750 кг)	
	Час розгону τ , с	Шлях розгону S , м	Час розгону τ , с	Шлях розгону S , м
1	28,161	288,715	22,364	226,628
2	27,501	279,343	21,904	220,133
3	81,782	925,18	55,377	598,979
4	27,295	276,424	21,76	218,098
5	46,737	492,367	35,199	363,021

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

На основі даних розрахунків приведені в таблиці 4 можна зробити висновок, що використання автобусних поїздів з всіма працюючими двигунами (Варіант 2 та 4) призводить до збільшення максимальної швидкості руху на 12,7% і 17,8% для повної маси та 12,4% і 17,3% для маси, що відповідає половині пасажиромісткості у порівнянні з одиничним автобусом МАЗ-206 (Варіант 1). При відключенні одного з двигунів максимальна швидкість знижується для трисекційного автобуса (Варіант 5) на 7% (для повної маси) та 5,2% (для маси, що відповідає половині пасажиромісткості), а для двосекційного (Варіант 3) – на 38% та 34,2% відповідно. Експлуатація двосекційного автобусного поїзда з одним працюючим двигуном стає недоцільною в наслідок суттєвого погіршення експлуатаційних властивостей.

Як видно з таблиці 5 використання автобусних поїздів з всіма працюючими двигунами (Варіант 2 та 4) призводить до зменшення часу розгону до швидкості 60 км/год на 2,3% і 3,1% для повної маси та 2,1% і 2,7% для маси, що відповідає половині пасажиромісткості, шляху розгону – на 3,2% і 4,3% для повної маси та 2,9% і 2,8% для маси, що відповідає половині пасажиромісткості у порівнянні з одиничним автобусом МАЗ-206 (Варіант 1). При відключенні одного з двигунів час розгону до швидкості 60 км/год збільшується для трисекційного автобуса (Варіант 5) на 66% (для повної маси) та 57,3% (для маси, що відповідає половині пасажиромісткості), а шлях розгону – на 70,5% та 60,2% відповідно. Такий значний приріст часу (на 16,2 с) та шляху (на 245,4 м) відбувається в основному на 4-й передачі, на якій розгін відбувається в діапазоні 48,8 – 60 км/год. Проте, враховуючи обмеження максимальної швидкості руху в місті на рівні 50 км/год, таке падіння динаміки розгону в умовах реальної експлуатації буде не суттєвою. Час та шлях розгону до швидкості 60 км/год автобусного поїзда по Варіанту 3 знижується на 190,4% і 220,5% для повної маси та 147,6% і 164,3% для маси, що відповідає половині пасажиромісткості відповідно. Така динаміка є незадовільною, тому експлуатувати автобусний поїзд за такою схемою недоцільно.

ВИСНОВКИ

В результаті проведеного дослідження встановлено, що серед запропонованих схем автобусного поїзда за показниками тягово-швидкісних властивостей доцільними для експлуатації є схеми за варіантами 2 (двосекційний автобусний поїзд з двома працюючими двигунами), 4 (трисекційний автобусний поїзд з трьома працюючими двигунами) та 5 (трисекційний автобусний поїзд з двома працюючими двигунами). Схеми за першими двома варіантами забезпечують збільшення максимальної швидкості руху та зниження часу і шляху розгону до швидкості 60 км/год у порівнянні з одиничним автобусом МАЗ-206, а автобусний поїзд за Варіантом 5 незважаючи на погіршення тягово-швидкісних властивостей, забезпечує рух у всьому діапазоні швидкостей використовуючи тільки два з трьох двигунів, що призведе до поліпшення його паливної економічності.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Сахно В.П. Перспективи використання багатоланкових автобусів на лінії метробуса / В.П. Сахно, А.О. Корпач, О.А. Корпач // Матеріали XIV міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 25-27 жовтня 2021 року: збірник наукових праць / Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет [та інш.]. – Вінниця: ВНТУ, 2021. – С. 207-209 с.
2. Сцепка из двух ЛАЗ-695М / [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://www.drive2.ru/b/2254744/>
3. Сахно В.П. До вибору маршруту руху метробуса у місті Києві / В.П. Сахно, А.О. Корпач, О.А. Корпач // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К. : НТУ, 2021. – Вип. 1 (48). – С. 315-325. DOI: 10.33744/2308-6645-2021-1-48-315-325.
4. Сахно В.П. Шляхи поліпшення маневреності метробуса / В.П. Сахно, І.С. Мурований, В.В. Стельмащук, В.П. Онищук, О.Є. Омельницький // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцький НТУ, 2018. – №2. – С.122-133.
5. Сахно В.П. Маневреність метробусів / В.П. Сахно, В.В. Біліченко, В.М. Поляков, О.Є. Омельницький // Вісник машинобудування та транспорту. – 2018. – № 2. – С. 106-118.
6. Сахно В.П. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на показники маневреності метробуса / В.П. Сахно, В.М. Поляков, С.М. Шарай, О.Є. Омельницький // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія : Технічні науки. – 2018. – № 2. – С. 144-151.

7. Сахно В. П. До питання вибору рухомого складу в системі BRT / В. П. Сахно, В. М. Поляков, С. М. Шарай, Д. М. Ященко // Технічна інженерія. – Житомир : Державний університет «Житомирська політехніка», 2020. – Вип. 2(86). – С. 24–33. [https://doi.org/10.26642/ten-2020-2\(86\)-24-33](https://doi.org/10.26642/ten-2020-2(86)-24-33).
8. Imam R. Energy Consumption and Environmental Impacts of Bus Rapid Transit (BRT) Systems / R. Imam, A. Jamrah // Jordan Journal of Civil Engineering. – 2012. – Volume 6, № 3. – P. 328-339.
9. Dreier D. The influence of passenger load, driving cycle, fuel price and different types of buses on the cost of transport service in the BRT system in Curitiba, Brazil / D. Dreier, S. Silveira, D. Khatiwada, K. Fonseca, R. Nieweglowski, R. Schepanski // Transportation. – Springer, 2019. – № 46(6). – P. 2195–2242.
10. Литвинов А.С. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 237 с.
11. Сахно В.П. Математична модель для визначення тягово-швидкісних властивостей автомобіля при використанні двигунів різної потужності. / Сахно В.П., Корпач О.А. // Управління проектами, системний аналіз і логістика. – К.: НТУ – 2012. – Вип. 9. – С. 165-171.

REFERENCES

1. Sakhno V.P., Korpach A.O., Korpach O.A. (2021). Perspektyvy vykorystannia bahatolankovykh avtobusiv na linii metrobusa / V.P. Sakhno, A.O. Korpach, O.A. Korpach // Materialy KhIV mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii «Suchasni tekhnologii ta perspektyvy rozvytku avtomobilnoho transportu», 25-27 zhovtnia 2021 roku: zbirnyk naukovykh prats, 207-209.
2. Coupling of two LAZ-695M. <https://www.drive2.ru/b/2254744/>
3. Sakhno V.P., Korpach A.O., Korpach O.A. (2021). Do vyboru marshrutu rukhu metrobusa u misti Kyievi. Visnyk Natsionalnoho transportnoho universytetu. Serii «Tekhnichni nauky». Naukovo-tekhnichnyi zbirnyk, 1(48), 315-325. DOI: 10.33744/2308-6645-2021-1-48-315-325
4. Sakhno V.P., Murovani I. S., Stelmashchuk V. V., Onyshchuk, V. P., & Omelnytskyi, O. Ye. (2018). Shliakhy polipshennia manevrenosti metrobusa. Suchasni tekhnologii v mashynobuduvanni ta transporti, 2, 131-133.
5. Sakhno V.P., Bilichenko V.V., Poliakov V.M., & Omelnytskyi, O.Ye. (2018). Manevrenist metrobusiv. Visnyk mashynobuduvannia ta transportu, 2, 106-118.
6. Sakhno V.P., Poliakov V.M., Sharai S.M., & Omelnytskyi O.Ye. (2018). Vplyv konstruktyvnykh i ekspluatatsiynykh faktoriv na pokaznyky manevrenosti metrobusa. Visnyk ZhDTU. Serii " Tekhnichni nauky", 2 (82), 143-151.
7. Sakhno V.P., Poliakov V.M., & Sharai S.M. (2020). Do pytannia vyboru rukhomoho skladu v systemi BRT. Tekhnichna inzheneriia, 2 (86), 24-33. [https://doi.org/10.26642/ten-2020-2\(86\)-24-33](https://doi.org/10.26642/ten-2020-2(86)-24-33).
8. Imam R., & Jamrah A. (2012). Energy consumption and environmental impacts of Bus Rapid Transit (BRT) systems. Jordan Journal of Civil Engineering, 6(3), 328-339.
9. Dreier D., Silveira S., Khatiwada D., Fonseca K. V., Nieweglowski R., & Schepanski R. (2019). The influence of passenger load, driving cycle, fuel price and different types of buses on the cost of transport service in the BRT system in Curitiba, Brazil. Transportation, 46(6), 2195-2242.
10. Lytvynov A.S., & Farobyn Ya.E. (1989). Avtomobil: Teoriya ekspluatatsionnykh svoistv. Mashynostroeniye, 237.
11. Sakhno V.P., & Korpach O.A. (2012). Matematychna model dlia vyznachennia tiahovo-shvydkisnykh vlastyvostei avtomobilia pry vykorystanni dvyhunyv riznoi potuzhnosti. Upravlinnia proektamy, systemnyi analiz i lohistyka. Tekhnichna serii, 9, 165-171.

A. Korpach, O. Korpach, O. Timkov, D. Yashchenko, V. Bosenko. Selection of bus trailer train scheme according to traction-speed properties.

The paper considers possible schemes of a bus trailer train for BRT systems and evaluates them according to traction-speed properties.

Four variants of bus trailer trains are proposed. They consist of two or three single buses, each with its own powertrain. If the engine of single buses does not work, it becomes a passive trailer.

Selection optimal scheme of bus train depending on number of sections and working engines is proposed to be based on traction-speed properties, such as maximum speed, time and path of acceleration to 60 km/h.

Mathematical model for determining traction-speed properties of bus trains with different schemes is proposed.

Determined that among the proposed schemes of bus train in terms of traction-speed properties are optimal for exploitation schemes of a two-section bus train with two working engines, three-section bus train with three working engines and three-section bus train with two working engines. Schemes of the first two

variants increase maximum speed and reduce time and path of acceleration to speed of 60 km/h compared to a single bus. The last variant of bus train, despite the deterioration of traction-speed properties, provides movement in all speed modes with only two of three engines, which will improve its fuel efficiency.

Key words: bus trailer train, bus rapid transit, metrobus, traction-speed properties, mathematical model.

КОРПАЧ Анатолій Олександрович, кандидат технічних наук, професор, професор кафедри двигунів і теплотехніки, Національний транспортний університет, e-mail: akorpach@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-7070-7883>

КОРПАЧ Олексій Анатолійович, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри автомобілів, Національний транспортний університет, e-mail: korpach1988@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-2496-4395>.

ТИМКОВ Олексій Миколайович, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри автомобілів, Національний транспортний університет, e-mail: alextimkov@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-7925-7030>.

ЯЩЕНКО Дмитро Миколайович, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри автомобілів, Національний транспортний університет, e-mail: ydimantu@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0003-3674-0089>.

БОСЕНКО Володимир Миколайович, кандидат технічних наук, старший викладач кафедри автомобілів, Національний транспортний університет, e-mail: bosia4ok2704@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-9654-949X>.

Anatolii KORPACH, PhD in Engineering, Professor, Professor Department of Engines and Heating Engineering, National Transport University e-mail: akorpach@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-7070-7883>.

Oleksii KORPACH, PhD in Engineering, Associate professor, Associate professor Department of Automobiles, National Transport University, e-mail: korpach1988@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0002-2496-4395>.

Oleksii TIMKOV, PhD in Engineering, Associate professor, Associate professor Department of Automobiles, National Transport University, e-mail: alextimkov@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-7925-7030>.

Dmytro YASHCHENKO, PhD in Engineering, Associate professor, Associate professor Department of Automobiles, National Transport University, e-mail: ydimantu@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0003-3674-0089>.

Volodymyr BOSENKO, PhD in Engineering, Senior lecturer Department of Automobiles, National Transport University, e-mail: bosia4ok2704@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-9654-949X>.

DOI 10.36910/automash.v1i18.768

Куць Н.Г.

Луцький національний технічний університет

СУЧАСНА ЕНЕРГЕТИКА НА ТРАНСПОРТІ

Світова тенденція розвитку транспорту -- це розробка гібридних електротяг і перехід на електротягу. Сучасна тенденція розвитку енергетичних комплексів на транспорті полягає в більш ефективному використанні паливно-енергетичних ресурсів. Особливого значення набувають науково-технічні розробки, в яких отримують коефіцієнт перетворення одного виду енергії в інший більше одиниці. Для цього весь бортовий енергоблок необхідно перетворити у відкриту систему, коли при забезпеченні відповідних умов при взаємодії з іншими енергосистемами, виникає додатковий канал обміну енергіями. Важливо цей принцип реалізувати на транспортних засобах, в яких застосовуються теплові або електричні двигуни та теплові насоси.

Навколишнє середовище насичене тепловою, електричною та електромагнітною енергією досить великої величини. Якщо організувати кругообіг цієї енергії з високим коефіцієнтом перетворення, можна отримати екологічно чистий приріст енергії і використовувати цей приріст у всіх сферах енергоспоживання. Розглянуто методи підвищення ефективності використання природних джерел енергії з використанням теплових насосів.

Тепловий насос здійснює перекачування енергії від однієї енергосистеми до іншої. Щоб таке перекачування енергії відбувалося, необхідно від третього незалежного джерела енергії використовувати певну енергію та подолати енергію активації.

Ключові слова: навколишнє середовище, джерело енергії, теплові насоси, транспортні засоби, відкрита енергосистема, повітряний потік, коефіцієнт перетворення.

ВСТУП

Транспортні засоби, зокрема автомобільний транспорт, є частиною світової транспортної системи і будь-якого суспільства. Цей транспорт є найбільш доступним видом транспорту для всіх верств населення. Інтенсивний його розвиток, високі темпи розширення транспортного сектору, збільшення потужності двигунів транспортних засобів ведуть до збільшення викидів відпрацьованих газів в атмосферу, які є токсичні та канцерогенні. У світі кількість транспортних засобів з кожним днем збільшується у геометричній прогресії, що призводить до забруднення атмосферного повітря. Проблема забруднення повітря відпрацьованими газами автомобілів є глобальною. Кількість транспортних засобів з кожним роком зростає і в Україні, незважаючи на кризове становище та зменшення кількості населення.

Основними причинами, що сприяють збільшенню забруднення атмосферного повітря автотранспортом, особливо в населених пунктах, є:

- зростання парку дорожньо-транспортних засобів (ДТЗ), особливо легкових;
- низький технічний рівень парку ДТЗ;
- в експлуатації знаходиться велика кількість ДТЗ з технічно-несправними двигунами, особливо це стосується автобусного парку та індивідуального транспорту;
- використання неякісного бензину, що не дозволяє впровадження каталітичних нейтралізаторів;
- низький рівень використання альтернативних видів палива, зокрема природного газу;
- відсутність пристроїв для нейтралізації шкідливих речовин з ВГ ДТЗ;
- недосконала система екологічного контролю ДТЗ.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Підвищення енергетичної та безпеки екології на транспорті розробляються новітні технології та інновації в технології виготовлення, в управлінні транспортом, в нормативному регулюванні, що веде до забезпечення сталого розвитку транспортної галузі [1].

Проектом Енергетичної стратегії України до 2035 року від 25.09.2017 року “Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність” [2] передбачається доведення показників енергетичної ефективності всіх галузей національної економіки, включаючи транспорт, до рівня відповідних показників ЄС та інших промислово-розвинених країн.

В проекті „Екологічно прийнятний транспорт”, який розроблений при підтримці Програми охорони навколишнього середовища ООН (UNEP), Організації економічного співробітництва і розвитку та Австрійського Міністерства охорони навколишнього середовища, розглядаються сценарії зміни викидів основних шкідливих речовин в країнах Центральної Європи з 1994 року до 2030 року:

1. Викиди основних забруднюючих речовин можуть бути зменшені в 3-6 разів за рахунок застосування найновіших технологій удосконалення конструкцій дорожніх транспортних засобів (ДТЗ) та раціонального управління потребами перевезень.

2. Представники 35 країн Європи, включаючи Україну, підписали Декларацію і Програму сумісних дій щодо забезпечення функціонування транспортного комплексу у відповідності з принципами екологічно прийнятного розвитку [3].

Аналіз паливних ресурсів та досягнень в створенні новітніх двигунів свідчить, що поршневі двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ) ще в осяжному майбутньому збережуть своє провідне становище, як джерела енергії. Поліпшення економічної та екологічної безпеки дорожніх транспортних засобів з ДВЗ є обов'язковою складовою розвитку народного господарства і соціального розвитку.

За стандартами ISO 14000 оцінка життєвого циклу автомобіля показує, що на початковій стадії його експлуатації витрати енергії та забруднюючі викиди в атмосферу складають 83-85% від всіх витрат енергії за цикл, що підтверджує важливість заходів на покращення паливної економічності та екологічних показників автомобілів в експлуатаційних умовах. Важливе значення для екологічного впливу транспорту на довкілля має прийняття нових нормативних документів, що обмежують застосування окремих видів палива із зменшеним вмістом оксидів вуглецю, азоту та вуглеводнів у відпрацьованих газах автомобільного транспорту.

При використанні альтернативних видів палива потрібно враховувати вартість, об'єми, доступність енергоресурсів, економічність та нешкідливість їх застосування на транспорті, екологічна і експлуатаційна безпека, легкість заправки і зберігання, корозійна активність до конструкційних матеріалів, стабільність фізико-хімічних характеристик і багато інших показників і властивостей.

Навколишнє середовище насичене тепловою, електричною та електромагнітною енергією досить великої величини. Якщо організувати кругообіг цієї енергії з високим коефіцієнтом перетворення, можна отримати екологічно чистий приріст енергії і використовувати цей приріст у всіх сферах енергоспоживання. При русі автомобіля виникає взаємодія з навколишнім повітряним середовищем. Отже, автомобіль, що рухається, з навколишнім повітрям взаємодіє істотним чином. Тому не тільки автомобіль, а й будь-який інший транспортний засіб, що рухається в Земній атмосфері, слід розглядати як складну енергосистему відкритого типу.

Якщо такою взаємодією можна знехтувати, тоді транспортний засіб, що рухається, слід розглядати як закриту систему. Для закритих систем справедливі механічні закони збереження, а відкритих систем закони збереження не застосовні, а застосовуємо закон перетворення енергії, який чітко був сформульований Ломоносовим.

У процесі взаємодії рухомого транспортного засобу з навколишньою атмосферою може відбуватися або передача енергії від об'єкта, що рухається, в навколишнє середовище, або навпаки середовище передає свою енергію об'єкту, що рухається. У першому випадку середовище є пасивним, а у другому випадку навпаки є активним. Активна складова довкілля використовується у вітроенергетиці, гідроелектростанціях, сонячних перетворювачах. Це природні джерела активної складової довкілля. Реалізувати активну складову довкілля можна штучно. Прикладом може служити авіаційний повітряний гвинт як тепловий насос [4] і робота турбін у турбореактивних двигунах [5].

В даний час в енергетиці виникла практично революційна ситуація, коли почалися інтенсивні пошуки нових способів одержання та перетворення енергії [6]. Особливого значення приділяється способам отримання максимального коефіцієнта перетворення одного виду енергії на інший.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

У сучасних умовах енергетична криза дедалі чіткіше починає проявлятися у зв'язку з обмеженістю природних вуглеводневих палив (торф, вугілля, нафту, газ) та неухильне зростання цін на ці види палива. У зв'язку з цим вихід із становища намагаються знайти в різних напрямках. Нині намітилися такі шляхи вирішення енергетичних проблем:

- збільшення коефіцієнта корисної дії енергетичних пристроїв, що використовують природні вуглеводневі палива;
- заміна вуглеводневих палив на інші види палива (ядерні джерела, вода та ін);
- поновлювані джерела енергії;
- використання природних джерел енергії (сонце, вітер, річки);
- використання низькопотенційного тепла навколишнього середовища із застосуванням теплових насосів.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Особлива увага концентрується на науково-технічних розробках, де в енергетичному середовищі при перетворення одного виду енергії в інший вид енергії коефіцієнт при перетворенні становить більше одиниці. Це відбувається у випадку коли енергетичний бортовий блок необхідно перетворити у відкриту систему з додатковим каналом обміну енергіями з іншими відкритими енергосистемами. Цей процес можна реалізувати на транспорті з застосуванням теплових або електричних двигунів.

Навколишнє середовище насичене тепловою, електричною та електромагнітною енергією досить великої величини. Якщо організувати кругообіг цієї енергії з високим коефіцієнтом перетворення, можна отримати екологічно чистий приріст енергії і використовувати цей приріст у всіх сферах енергоспоживання. Йдеться про теплові насоси. Важливого значення набуває розробка умов створення комплексних енергосистем. Особливо, коли йдеться про використання теплових насосів спільно з іншими перетворювачами енергії. У процесі роботи теплових насосів реалізуються умови, коли складна енергосистема стає відкритою. У роботі [7] показано, що при роботі теплового насоса доквілля є активним середовищем.

Тепловий насос буде ефективним за певних умов: це відношення різниці температури на вході до температури на виході, тобто, керується потоком енергії в енергосистемі. Відношення корисної енергії тепла, яке передане до споживача, до енергії, що затрачена на роботу самого теплового насоса -- це і буде коефіцієнтом теплопродуктивності насоса.

Щоб аналізувати роботу гібридної енергосистеми і математично обґрунтувати її, необхідно вирішити такі завдання:

- розглянути і оцінити якості кожного енергоблоку в гібридній системі;
- аналізувати оптимальні умови роботи кожного блоку теплового насоса;
- визначити умови повного забезпечення енергоспоживання транспортним засобом від теплового насоса.

Принципова схема такої гібридної системи на рисунку 1.

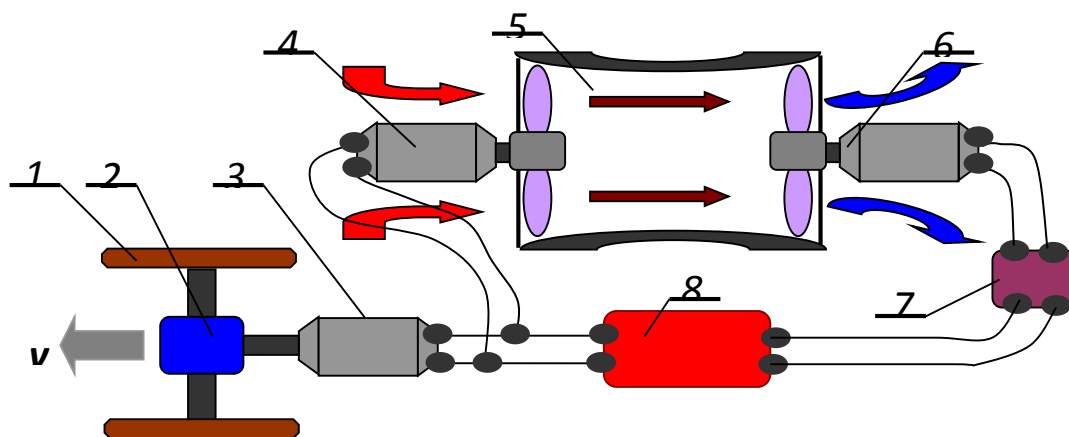


Рисунок 1 Схема вихрового теплового насоса на транспорті з електротягою: 1 - шасі; 2 - коробка зміни швидкостей; 3 – електричний мотор постійного струму; 4 – автомобільний вентилятор; 5 – канал для проходження повітря; 6 – вітровий генератор; 7 - випрямлювач; 8 – акумулятор.

У гібридній схемі електротяговий комплекс 1-3 і тепловий насос 4-7 працюють як одне ціле. Електричний акумулятор 8 слугує джерелом енергії. Кожен окремий блок визначає економічну ефективність, а в цілому визначає енергетичну ефективність гібридного пристрою. В гібридній схемі можна замінити ДВЗ на вихровий тепловий насос. Тобто, вітровий генератор спільно з вентилятором знаходиться в замкнутому повітряному просторі.

Коли автомобільний транспортний засіб рухається зі швидкістю 120 км за годину, то тепловий насос при вході до вентилятора, який має чотири лопаті з радіусом 15 см, вітровий генератор повністю забезпечить потужність в 150 кВт, а частота обертання лопатей складе 4870 об/хв. Вентилятор виконує роль захисту від зворотного потоку повітря при відбитті від лопатей і збільшує швидкість проходження потоку повітря від теплового насоса при русі транспортного засобу.

Тепловий насос здійснює передачу енергії від однієї енергосистеми до іншої. Щоб така передача енергії відбувалася, необхідно від третього незалежного джерела енергії використати певну енергію та подолати енергію активації. Якщо врахувати енергію активації, коли тепловий насос працюватиме з коефіцієнтом перетворення більше одиниці, ситуація змінюється, тоді тепловий насос спільно з

енергосистемами представлятиме відкриту систему. Автомобіль, що рухається, взаємодіє з навколишнім повітряним середовищем і важливу роль у цьому процесі виконує вентилятор.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Якщо розглядати окремих елемент dS , який по відношенню до повітряного потоку спрямований під кутом α і рухається зі швидкістю v , то за час dt маса повітря, що взаємодіє, складе:

$$\Delta m = \rho v dt \cos(\alpha) dS, \quad (1)$$

а зміна швидкості

$$\Delta v = 2v \cos(\alpha). \quad (2)$$

На підставі (1) і (2) сила тиску повітряного потоку на аналізований елемент поверхні dS відповідно до другого закону Ньютона визначиться так:

$$\Delta F = 2\rho v^2 \cos^2(\alpha) dS. \quad (3)$$

Загальна сила взаємодії

$$F = 2\rho v^2 \int_S \cos^2(\alpha) dS = 2C_x \rho v^2, \quad (4)$$

де C_x - коефіцієнт, який визначається розмірами і формою транспортного засобу, що рухається. Витратна потужність енергосилової установки транспортного засобу на подолання такої сили дорівнює

$$N = 2C_x \rho v^3. \quad (5)$$

Тому, виникає мета: з'ясувати принцип роботи вентилятора, та в яких умовах він може працювати як тепловий насос. З поставленої мети випливають такі завдання:

- розробити загальну схему роботи вентилятора та обґрунтувати яким чином визначається коефіцієнт перетворення такої відкритої енергосистеми;
- з'ясувати, які взаємодії виникають у процесі формування вентилятором повітряного потоку;
- визначити умови, за яких вентилятор переходить у режим роботи теплового насоса;

Вентилятор – це пристрій для створення потоку повітря у заданому напрямку.

ВИСНОВКИ

На закінчення такого короткого огляду стану виробництва та перетворення енергії слід зазначити, що в даний час інтенсивно у всіх напрямках ведуться пошуки у реалізації відкритих енергосистем, які працюють з більшими коефіцієнтами перетворення. Найбільш ефективний спосіб отримання максимального коефіцієнта перетворення енергії - це збільшення швидкості руху потоку повітря до певної межі

При коефіцієнті перетворення більше одиниці можливий випадок коли частина енергії, що перекачується тепловим насосом, передається в енергоблок і при цьому коефіцієнт прагне до нескінченності. Це означає, що тепловий насос може працювати як "перпетуум мобіле". Однак, це не так. Якщо врахувати енергію активації, коли тепловий насос працюватиме з коефіцієнтом перетворення більше одиниці, ситуація різко змінюється. При великій енергоємності системи в якомусь наближенні можна реалізувати коефіцієнт перетворення. Але тоді тепловий насос спільно з енергосистемами: незалежним джерелом енергії та споживаючою енергосистемою представлятиме відкриту систему по відношенню до живильної енергосистеми.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Куць Н, Гандзюк Н Транспорт и современная энергетика // Сборник докладов XXI международной научно-технической конференции ЭКО ВАРНА «Транспорт, экология, устойчивое развитие» Т. XXIII -- Варна, 14-15 травня 2015 – С .152-160

2. Енергетичної стратегії України до 2035 року “Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність”. http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/publish/officialcategory?cat_id=245239555 від 25.09.2017 року.

3. Куць Н.Г Вентилятор, як тепловий насос на транспорті Матеріали III міжнародної науково-практичної інтернет-конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» – ВНТУ : Вінниця – 2015– С. 118-120 .

4. Гречихін Л., Сахарук Д., Севашко А., Аеродинаміка малоамплітудного БПЛА, Матеріали 4th Internationalis conferentia in SAUAV-2010, Kioviensis, 2010.

5. Гречихин Л.И. Проблемы энергетики в современных условиях /Международный конгресс – 2000 «Фундаментальные проблемы естествознания и техники» - СПб.: СПбГУ. 2000. Т. 1, № 1. – С. 99-103.

6. Гречихин А., Куць Н. Сучасна промисловість. Дороги та методи розвитку та використання транспорту, Наукові нотатки, 2010, Луцьк, травень 2010.

7. Гречихин Л., Автоматичне перетворення електроенергії відкритої системи / Энергетика 4, 2004, Мінськ, 2004

REFERENCES

1. Kuts N, Gandziuk N Transport et moderna navitas // Acta XXI Internationalis Scientifica et Technicae Conferentiarum ECO VARNA "Transporta, Ecologia, Sustainable Development" Volume XXIII - Varna, May 14-15, 2015 - P.152-160

2. Energy Strategy Ucrainae usque ad 2035 "Securitas, Energy Efficens, Competitiveness". http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/publish/officialcategoria?cat_id=245239555 datas 25.09.2017.

3. Kuts NG Fan ut calor sentinam in excessu III Internationalis Scientifica et practicae Conferentiarum Interretialis "technologiae modernae et spes ad progressionem itineris transportati" - VNTU: Vinnytsia - 2015 - P. 118-120.

4. Grechikhin L., Sakharuk D., Sevashko A., Aerodynamics low-amplitudo UAV, Proceedings 4th Internationalis conferentia in SAUAV-2010, Kioviensis, 2010.

5. Grechikhin LI Problemata de industria in modernis conditionibus / Congressus Internationalis - 2000 "Problemata fundamentalia scientiae et technicae" - St. Petersburg.: St. Petersburg University. 2000. Т. 1, 1. - S. 99-103

6. Grechikhin A., Kuts N., Modern industria. Vias et modos progressum et usu onerariis, Naukovi notatki, 2010, Lutsk, may 2010.

7. Grechikhin L., Lorem conversionemque ratio vim apertam / Power Engineering № 4, 2004, Minsk, 2004.

N. Kuts. Modern energy in transport

The global trend in the development of transport is the development of hybrid electric traction and the transition to electric traction. The current trend in the development of energy complexes in transport is more efficient use of fuel and energy resources. Of particular importance are scientific and technical developments, which receive the conversion factor of one type of energy into another more than one. To do this, the entire on-board power unit must be transformed into an open system, when the appropriate conditions for interaction with other power systems, there is an additional channel of energy exchange. It is important to implement this principle in vehicles that use heat or electric motors and heat pumps.

The environment is saturated with thermal, electrical and electromagnetic energy of fairly large magnitude. If you organize the cycle of this energy with a high conversion factor, you can get an environmentally friendly increase in energy and use this increase in all areas of energy consumption. Methods of increasing the efficiency of natural energy sources with the use of heat pumps are considered. The efficiency of the heat pump is determined by the ratio of the difference between the outlet and inlet temperatures to the outlet temperature, ie, it is determined by how much less energy flows out of the service power system. The heat efficiency of a heat pump should be defined as the ratio of the useful heat transferred to the consumer to the energy expended to operate the heat pump.

The heat pump pumps energy from one power system to another. In order for such energy transfer to take place, it is necessary to use a certain energy from a third independent energy source and to overcome the activation energy.

Key words: environment, energy source, heat pumps, vehicles, open power system, air flow, conversion factor.

КУЦЬ Надія Григорівна, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет e-mail: kuts.nadia86@gmail.com
<https://orcid.org/0000-0003-1934-7189>

Nadiia KYTS, PhD in Engineering, associate professor of Automobiles and Transport Technologies department, Lutsk National Technical University e-mail: pred_kuts.nadia86@gmail.com
<https://orcid.org/0000-0003-1934-7189>

DOI 10.36910/automash.v1i18.769

УДК 621.436
UDC 621.436

Розум Р. І., Буряк М. В., Попович П. В., Прогній П. Б., Захарчук О. П.
Західноукраїнський національний університет, Тернопіль, Україна

МЕТОДОЛОГІЯ ДІАГНОСТУВАННЯ АВТОМОБІЛЬНИХ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Діагностування це незмінний атрибут якісного технічного огляду та проведеного ремонту. У зв'язку з цим, вдосконалення існуючих і розробка нових методів діагностування автомобільних дизельних двигунів залишається актуальним завданням сучасності. Певні елементи дизельних агрегатів володіють незначним впливом на роботоздатність дизельного двигуна в цілому, що дозволяє проводити їх діагностику та ремонт в гаражних умовах чи навіть у польових умовах, по факту виявлення проблеми. Однак, необхідно відмітити, що дизельні двигуни володіють достатньо очевидними ознаками, поява котрих вказує на необхідність термінового звернення до спеціалізованого сервісного центру. Оскільки від характеру проходження робочих процесів у середині двигуна залежать основні показники його роботи (експлуатаційні, динамічні й економічні). У зв'язку із чим діагностиці робочих процесів приділяється значна увага. Аналіз методів діагностування автомобільних дизельних двигунів показав, що методи діагностування автомобільних дизельних двигунів доповнюють один одного, що забезпечує знайти причини різноманітних відмов. Так, у випадку використання органолептичних методів можна побачити причини найбільш грубих відмов, наприклад, місця протікання охолоджуючих рідин. А у випадку застосування інструментальних методів у поєднанні з комп'ютерною діагностикою забезпечується можливість усесторонньої комплексної оцінки роботоздатності двигуна. Що в свою чергу, є можливим лише у випадку використання спеціалізованого обладнання, ліцензійного програмного забезпечення та висококваліфікованих працівників, які володіють необхідним досвідом роботи.

Ключові слова: дизельні двигуни, автомобільні двигуни, діагностування, методологія діагностування, технічний огляд, ремонтні роботи.

ВСТУП

Конкуренція щодо використання в автомобілебудуванні електродвигунів чи двигунів внутрішнього згоряння різко загострюється. Доля автомобілів, які використовують електропривід, постійно зростає. І, в основному, це відбувається за рахунок зменшення долі автомобілів, які працюють на дизельному пальному і вже перебуває на рівні з гібридами [1, 2]. Така тенденція пояснюється, перш за все великою кількістю різноманітних заохочень зі сторони держав і виробників. Однак необхідно не забувати про велику кількість існуючих транспортних засобів, що обладнані дизельними двигунами, які необхідно підтримувати у відповідному робочому стані.

Проведення діагностування є складовою технічного огляду та ремонту транспортних засобів і спрямоване на підвищення якісних показників виконання даних робіт. У зв'язку з цим, вдосконалення існуючих і розробка нових методів діагностування автомобільних дизельних двигунів залишається актуальним завданням сучасності.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Своєчасне та правильне проведення діагностування є запорукою ефективних ремонтних робіт, якщо у них виникає необхідність. Як мінімум, у разі правильного та своєчасного діагностування системи живлення дизельних двигунів усі профілактичні та ремонтні роботи можна виконати із максимальною оперативністю. В свою чергу, запорукою правильного проведення діагностування є правильний підбір її методики. Розробкою наукових і практичних основ методології діагностування дизельних двигунів займалися багато українських та зарубіжних вчених. Ними проведено розробку технічної документації та засобів діагностування, більшість операцій комп'ютеризовано. Однак, незважаючи на отриманий прогрес у діагностуванні дизельних двигунів дослідження показують, що більше ніж половина останніх направляються на ремонт із неповністю використаним моторесурсом. Дана проблема спостерігається не лише у нас, а й у розвинених країнах [3], у зв'язку з чим виникають додаткові витрати на утримання автомобілів обладнаних дизельними двигунами.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Як вже було сказано, від вибору тої чи іншої методики діагностування автомобільних дизельних двигунів залежить ефективність їх обслуговування та ремонту. У зв'язку з цим, метою роботи є проведення огляду методів і методики діагностування автомобільних дизельних двигунів.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Дизельні двигуни давно увійшли в наше життя, частково це пояснюється їх надійністю та економічністю. Однак при цьому, як правило люди нехтують логічним взаємозв'язком між показниками надійності та вартістю ремонтних робіт у випадку виникнення відмови. Також, з метою

економії коштів, «забувають», гарантією нормальної роботи двигуна є своєчасна і безвідкладна заміна зношених деталей і вузлів. Зазвичай, несподівані відмови стаються надзвичайно рідко. Головною причиною відмов є неухвалене ставлення та свідоме ігнорування вчасної діагностики та сервісного обслуговування.

Певні елементи дизельних агрегатів володіють незначним впливом на роботу дизельного двигуна в цілому, що дозволяє проводити їх діагностику та ремонт в гаражних умовах чи навіть у польових умовах, по факту. Однак, необхідно відмітити, що дизельні двигуни володіють достатньо очевидними ознаками, поява котрих вказує на необхідність термінового звернення до спеціалізованого сервісного центру. Оскільки від характеру проходження робочих процесів у середині двигуна залежать основні показники його роботи (експлуатаційні, динамічні й економічні). У зв'язку із чим діагностиці робочих процесів приділяється значна увага.

Є два методи проведення дослідження робочих процесів: теоретичний та емпіричний, однак, необхідно відзначити, що жоден з них самостійно не забезпечує отримання достовірних даних, а лише у поєднанні.

В сучасному науковому світі відбувається постійне вдосконалення методології діагностування, у тому числі й автомобільних дизельних двигунів. Широке впровадження сучасних комп'ютерно-інформаційних технологій при проведенні діагностування дозволяє заощаджувати значні матеріальні ресурси, порівнюючи із емпіричними дослідженнями. Також, проведення комп'ютерного моделювання забезпечує отримання поглибленого аналізу процесів, які проходять у циліндрах двигуна в продовж робочого циклу. Разом з тим, необхідно відмітити, що проведені теоретичні дослідження можуть заслуговувати на увагу тільки тоді, коли математичне моделювання проводиться на основі емпіричних досліджень, що дозволяє отримати розрахункові дані із високим ступенем достовірності, а їх відхилення не буде перевищувати відхилення отримані експериментальними методами.

Сучасні методи дослідження робочих процесів, що протікають у двигунах внутрішнього згорання, в своїй більшості, за основу беруть перший закон термодинаміки. Разом з тим, відбувається безперервний процес вдосконалення методики оцінки тепловиділення у процесі згорання паливної суміші, визначення часу затримки самозаймання та показників теплопередачі від газів до стінок циліндрів тощо.

Емпіричні методи проведення дослідження, в свою чергу, можна розділити на дві групи: суб'єктивні (органолептичні) й об'єктивні (інструментальні).

До першої групи методів дослідження роботи дизельних двигунів належать:

- оглядові – пошук дефектів відбувається за рахунок візуалізації певних симптомів (місце протікання, колір вихлопних газів тощо), в процесі діагностики можливий як простий огляд за допомогою органів зору людини так і використання різного обладнання (ендоскопів, відеоендоскопів, відеозондів, бороскопів і т.д.);

- на звук – робота двигуна супроводжується певними звуковими явищами оцінка яких дозволяє говорити про його стан, в процесі діагностики можуть використовуватися різного роду стетоскопи;

- на дотик – проводиться визначення місць і ступеня нагріву, вібрації, липкості та в'язкості рідин тощо;

- на запах – визначення протікання палива, підгоряння електропровідників та інше.

До другої групи методів відносяться методи при яких відбувається діагностика параметрів двигуна із використанням засобів діагностики.

Класифікацію методів діагностування автомобільних дизельних двигунів можна проводити за параметрами, режимами роботи, фізичним змістом тощо. Розглянемо більш детально найпоширеніші із них.

Одним із перших методів проведення діагностування роботоздатності двигунів внутрішнього згорання в цілому і дизельних зокрема є енергетичний метод. Даний метод базується на вимірюванні потужності двигуна. Параметрами, що піддаються діагностиці, при цьому, можуть служити вібрація, тиск, шум, температурні коливання та інші. До сучасних видів енергетичного методу належать інформаційні частотні технології. Дані технології забезпечують проведення енергетичного дослідження елементів двигуна за допомогою виділення із широкої гами вимірюваних сигналів складових у певних частотних діапазонах. Застосування технічних засобів діагностування при енергетичному методі, на сталих режимах роботи, забезпечує проведення діагностики стану систем дизельного двигуна, що споживають, передають чи виробляють енергію. Розрізняють наступні види енергетичного діагностування:

Гальмівний метод – дозволяє встановити ефективну потужність, що визначається величиною механічної енергії, яка отримується від згорання палива, через визначення реактивної сили чи гальмівного моменту. Фізичною величиною, при цьому, виступає – робота, а діагностичним параметром – сила.

Парціальний та диференціальний методи – є еволюцією методу відімкнення циліндрів. Дані методи можна застосовувати для проведення діагностування дизельних двигунів, що мають понад чотири циліндра. У випадку парціального методу діагностування двигуна проводиться частинами, однак при повній подачі паливної суміші у робочі циліндри, водночас навантаження працюючих циліндрів відбувається за рахунок прокручування відімкнених циліндрів та підключенням навантаження. При парціальних режимах силові характеристики двигунів встановлюють відповідно до груп циліндрів, що забезпечує одержання більш повної інформації, в порівнянні із гальмівним методом. На відміну від парціального методу при диференціальному методі замість використання додаткового навантаження проводять підкручування дизельних двигунів до номінальних швидкісних режимів їх роботи за рахунок приєднання до зовнішнього джерела енергії та проводять фіксацію динамометричних характеристик. До недоліків парціального та диференціального методів відноситься те, що вони не забезпечують можливість проведення необхідних вимірювання дизельних двигунів, які характеризуються нестійкими режимами роботи при відключенні циліндрів. Важким, при використанні даних методів, є визначення дійсної потужності, що витрачається на механічні втрати у двигуні.

Безгальмівний метод ґрунтується на застосуванні як додаткового навантаження двигуна, так і на механічних втратах у його середині. Найпростішим варіантом такої діагностики є оцінка нерівномірності обертання колінвала. Все поширенішим стає динамічний варіант діагностування по кутовому прискоренню колінвала, при якому оцінку проводять під час вільних розгонів та зупинок.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Важливість здійснення своєчасного діагностування та технічного обслуговування дизельних двигунів важко переоцінити. Оскільки, вихід з ладу чи неправильне функціонування будь-якої деталі (механізму) призводить до пришвидшеного зношування інших деталей (механізмів), наслідком чого є здорожчання ремонтних робіт. Для прикладу, неправильне функціонування паливного насосу спричиняє недостатність тиску палива результатом чого форсунки не забезпечать нормальне дозування та розпилення палива, що, в свою чергу, приведе до відхилень роботи двигуна від оптимальних його режимів роботи. Якщо це ігнорувати, то відбуватиметься пришвидшене зношування елементів двигуна, а отже передчасний його ремонт.

Методи діагностування автомобільних дизельних двигунів доповнюють один одного, що забезпечує знайти причини різнотипних відмов. Так, у випадку використання органолептичних методів можна побачити причини найбільш грубих відмов, наприклад, місця протікання охолоджуючих рідин. А у випадку застосування інструментальних методів у поєднанні з комп'ютерною діагностикою забезпечується можливість усесторонньої комплексної оцінки роботоздатності двигуна.

ВИСНОВКИ

Отже, провівши аналіз методів діагностування автомобільних дизельних двигунів бачимо, що причин виникнення відмов у них є надзвичайно багато. Деякі із них володіють незначним впливом на роботу дизельного двигуна в цілому, що дозволяє проводити їх діагностику та ремонт в гаражних умовах чи навіть у польових умовах, по факту, інші – вимагають проведення якісної діагностики. З метою виявлення даних причин дослідниками та науковцями розроблено велику кількість різноманітних методів діагностування автомобільних дизельних двигунів. Однак, необхідно відмітити, що жоден з них самостійно не може забезпечити проведення якісної оцінки роботоздатності двигуна, а лише за умови комплексного їх використання це стає можливим. Що є можливим лише у випадку використання спеціалізованого обладнання, ліцензійного програмного забезпечення та висококваліфікованих працівників, які володіють необхідним досвідом роботи.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Rozum R.I., Shevchuk O. S., Prohniy P. B. Optimization of working processes of internal combustion engines with the purpose of improving their environmentalty. Modern engineering and innovative technologies. Sergeieva&Co Karlsruhe (Germany) 2022. – Issue 19. Part 1. – P. 147-150.
2. Rozum R.I., Buriak M. V., Zakharchuk O. P. Innovative engines in the history of automobile building. Modern engineering and innovative technologies. Sergeieva&Co Karlsruhe (Germany) 2021. – Issue 18. Part 2. – P. 64 – 67.

3. Тітова Л. Л., Надточій О. В., Роговський І. Л. Методологія діагностування двигунів машин для лісотехнічних робіт: монографія. Київ. ПрінтЕко. 2019. 402 с.
4. Корбак С.І., Розум Р.І. Двигуни: минуле і сьогодення/С.І. Корбак, Р.І. Розум//Тенденції та виклики сучасної аграрної науки: теорія і практика: матеріали III міжнародної наукової інтернет-конференції (м. Київ, 20-22 жовтня 2021 р.).-К.: НУБіП України, 2021.–С. 336.
5. Сараєва І.Ю., Мілентьєв М.В. Вдосконалення методу діагностики циліндро-поршневої групи двигуна автомобіля. Вісник ЖДТУ. Серія" Технічні науки", 2018, 2 (82): 136-142.
6. Тільняк Ю.Я., КОРНАГА Я.І. Реалізація гібридних алгоритмів контролю в діагностиці двигуна внутрішнього згоряння з використанням сучасних бортових обчислювальних пристроїв. Вчені записки Таврійського національного університету імені Ві Вернадського. Серія: Технічні науки, 2018, 29 (68), № 2: 186-191.
7. Сараєва І.Ю., Хрулев О.Е., Воробйов О.М. Експертна оцінка технічного стану циліндро-поршневої групи двигуна автомобіля. Вісник машинобудування та транспорту, 2021, 13.1: 133-139.

REFERENCES

1. Rozum R.I., Shevchuk O. S., Prohni P. B. Optimization of working processes of internal combustion engines with the purpose of improving their environmentality. Modern engineering and innovative technologies. Sergeieva&Co Karlsruhe (Germany) 2022. – Issue 19. Part 1. – P. 147-150.
2. Rozum R.I., Buriak M. V., Zakharchuk O. P. Innovative engines in the history of automobile building. Modern engineering and innovative technologies. Sergeieva&Co Karlsruhe (Germany) 2021. – Issue 18. Part 2. – P. 64 – 67.
3. Titova L. L., Nadtochii O. V., Rohovskiy I. L. Metodolohiia diahnostuvannia dvyhuniv mashyn dlia lisotekhnichnykh robit: monohrafiia. Kyiv. PrintEko. 2019. 402 s.
4. Korbak S.I., Rozum R.I. Dvyhuny: mynule i sohodennia/S.I. Korbak, R.I. Rozum//Tendentsii ta vyklyky suchasnoi ahrarnoi nauky: teoriia i praktyka: materialy III mizhnarodnoi naukovoii internet-konferentsii (m. Kyiv, 20-22 zhovtnia 2021 r.).-K.: NUBiP Ukrainy, 2021.–S. 336.
5. Saraieva I.Iu., Milentiev M.V. Vdoskonalennia metodu diahnostyky tsylindro-porshnevoi hrupy dvyhuna avtomobilia. Visnyk ZhDTU. Serii" Tekhnichni nauky", 2018, 2 (82): 136-142.
6. Tilniak Yu.Ia., KORNAHA Ya.I. Realizatsiia hibrydnykh alhorytmiv kontroliu v diahnostytsi dvyhuna vnutrishnoho zghoriannia z vykorystanniam suchasnykh bortovykh obchysliuvalnykh prystroiv. Vcheni zapysky Tavriiskoho natsionalnoho universytetu imeni VI Vernadskoho. Serii: Tekhnichni nauky, 2018, 29 (68), № 2: 186-191.
7. Saraieva I.Iu., Khruliev O.E., Vorobiov O.M. Ekspertna otsinka tekhnichnoho stanu tsylindro-porshnevoi hrupy dvyhuna avtomobilia. Visnyk mashynobuduvannia ta transportu, 2021, 13.1: 133-139.

R.Rozum, M. Buriak, P. Popovich, P. Prohni, O. Zakharchuk. Methodology of diagnosing automotive diesel engines.

Diagnosis is an invariable attribute of quality technical inspection and repair. In this regard, the improvement of existing and development of new methods for diagnosing automotive diesel engines remains an urgent task today. Certain elements of diesel units have little effect on the performance of the diesel engine as a whole, which allows them to diagnose and repair in the garage or even in the field, upon detection of the problem. However, it should be noted that diesel engines have quite obvious signs, the appearance of which indicates the need for urgent access to a specialized service center. Because the main indicators of its work (operational, dynamic and economic) depend on the nature of the workflow in the middle of the engine. In this regard, much attention is paid to the diagnosis of work processes. Analysis of methods for diagnosing automotive diesel engines has shown that methods for diagnosing automotive diesel engines complement each other, which provides to find the causes of various types of failures. Thus, in the case of the use of organoleptic methods, you can see the causes of the most serious failures, such as the location of the coolant. And in the case of the use of instrumental methods in combination with computer diagnostics provides the possibility of a comprehensive comprehensive assessment of engine performance. Which, in turn, is possible only with the use of specialized equipment, licensed software and highly qualified workers with the necessary experience.

Key words: diesel engines, automobile engines, diagnostics, diagnostic methodology, technical inspection, repair works.

РОЗУМ Руслан Іванович, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри транспорту і логістики Західноукраїнського національного університету, e-mail: rozoom_ruslan@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0001-7812-8248>

БУРЯК Микола Васильович, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри транспорту і логістики Західноукраїнського національного університету, e-mail: burjak74@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0001-5332-1498>

ПОПОВИЧ Павло Васильович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри транспорту і логістики Західноукраїнського національного університету, e-mail: ppopovich@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0001-5516-852X>

ПРОГНІЙ Павло Богданович, кандидат технічних наук, старший викладач кафедри транспорту і логістики Західноукраїнського національного університету, e-mail: kaf_tl@wunu.edu.ua

ЗАХАРЧУК Олена Павливна, кандидат технічних наук, доцент, викладач циклової комісії інформатики та комп'ютерної інженерії ВСП ФКЕПІТ, e-mail: olenaskyba8500@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-7311-4103>

Ruslan ROZUM, Ph.D of Technical Sciences Sciences, Associate Professor of Transport and Logistics department, West Ukrainian National University, Ternopil, Ukraine, e-mail: rozoom_ruslan@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0001-7812-8248>

Mykola BURIK, Ph.D of Technical Sciences Sciences, Associate Professor of Transport and Logistics department, West Ukrainian National University, Ternopil, Ukraine, e-mail: burjak74@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0001-5332-1498>

Pavlo POPOVICH, Dr. Tech. Sciences, Professor, Head of the Department of Transport and Logistics, Western Ukrainian National University, Ternopil, Ukraine, e-mail: ppopovich@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0001-5516-852X>

Pavlo PROHNII, Ph.D of Technical Sciences Sciences, Senior Villager of the Department of Transport and Logistics, Western Ukrainian National University, Ternopil, Ukraine, e-mail: kaf_tl@wunu.edu.ua

Olena ZAKHARCHUK, Ph.D of Technical Sciences Sciences, Associate Professor, Lecturer of the Cycle Commission of Informatics and Computer Engineering VSP FKEPIT, Ternopil, Ukraine, e-mail: olenaskyba8500@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-7311-4103>

DOI 10.36910/automash.v1i18.770

В.П.Сахно¹, В.М.Поляков¹, В.В. Стельмашук², Д.М.Попелиш¹
¹ Національний транспортний університет
² Луцький національний технічний університет

ДО ВИЗНАЧЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ ТРИЛАНКОВОГО ПРИЧІПНОГО АВТОПОЇЗДА У ГАЛЬМІВНОМУ РЕЖИМІ

У процесі екстреного гальмування ймовірність порушення стійкості автопоїзда зростає, особливо при нерівних гальмівних силах на колесах осей автопоїзда. В роботі розглядається стійкість автопоїзда в режимі гальмування. Зважаючи на те, що у випадку, що розглядається, сили взаємодії в тягово-зчіпних пристроях автобусів не впливають на перерозподіл навантажень по бортам ланок автопоїзда, досить складну систему – триланковий причіпний автопоїзд можна розглядати як три системи – три автобуси, що гальмують незалежно.

При дослідженні стійкості руху автопоїзда розглядають, як правило, плоскопаралельний рух його ланок. При цьому вважають, що нормальні реакції опорної поверхні на колеса правого і лівого борту однакові. За такої умови стійкість руху розглядають для плоскої моделі автопоїзда.

Розглянута динаміка гальмування триланкового пасажирського автопоїзда у складі трьох автобусів МАЗ-206. Показано, що врахування перерозподілу навантаження по осям і бортам автобуса за нерівності гальмівних сил по колесам його осей призводить до суттєвої зміни ГСР автобусного поїзда. Так, якщо при жорстких підвісках і шинах за швидкості 15 м/с автобусний поїзд за односторонньої нерівномірності гальмівних сил вже виходив за межі допустимої смуги руху, то з урахуванням деформацій підвіски і шин він за цієї швидкості залишався ще в межах допустимої смуги руху. Пояснюється це збільшенням кутів відведення коліс передніх осей у порівнянні із задніми, що забезпечило більший радіус повороту траєкторії автобуса, а відповідно і зменшенню відхилення траєкторії автобусів від прямолінійної.

Ключові слова: автобус, гальмування, нерівність гальмівних сил, стійкість, габаритна смуга руху

ВСТУП

Застосування автобусів з пасажирськими причепами дозволяє знизити економічні та екологічні витрати за рахунок застосування в години пік ПС з причепом, а в міжпіковий час того ж ПС без причепа. Тобто, автобуси з причепом можуть дати те, чого не можуть дати такі ж по місткості зчленовані автобуси. І автобусні причепа почали повертатися [1]. Як приклад, пасажирський причіп до автобусу, спроектований німецькою компанією Göppel Bus. Так, зараз, в XXI столітті вони взяли і спроектували самий звичайний причіп. Звичайно, сучасний, з низькою підлогою і системою зниження його рівня по команді водія (кнілінг). Причіп має довжину 8350 мм або 11090 мм, і разом з автобусом формується потяг довжиною від 17,7 до 22,65 метрів. Можна зробити і більше, але сумарна довжина поїзда, рух якого допускається по дорогах загального користування, обмежена.



Рисунок 1 – Автобус з причепом [1]

Оскільки основна проблема таких транспортних засобів полягає в їх безпеці, цьому питанню інженери приділили підвищену увагу:

- на причепі встановлені антиблокувальна гальмівна система і електронна система стабільності;
- на причепі встановлено відеокамеру контролю дверей, що дозволяє водієві спостерігати за посадкою в причіп, а також контролювати ситуацію в причепі під час руху

На відміну від причіпного автопоїзда з пасивним причепом більш перспективним може бути автобусний поїзд на основі декількох ідентичних автобусів, що працюють в зчепленні. Так, у роботі [2] розглянуті питання маневреності і стійкості руху триланкового причіпного автобусного поїзда на основі трьох автобусів МАЗ-206, що працюють в зчіпці. Проте гальмівні властивості такого автопоїзда не розглядалися.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

При наявності в автопоїзда більше трьох ланок труднощі виникають у тому, що суттєво ускладнюється дослідження руху такого багатоланкового АТЗ з причини необхідності урахування впливу значної кількості факторів на характер руху усіх ланок. Враховуючи те, що автопоїзд як АТЗ є засобом підвищеної небезпеки, при вирішенні проблем щодо можливості експлуатації три- та багатоланкових автопоїздів у числі перших слід робити кроки у напрямку теоретичних досліджень гальмівних властивостей, результати яких будуть підґрунтям для відповіді на багато питань технічного, організаційного, юридичного характеру [3].

Безпечний рух будь-якого транспортного засобу, у тому числі і автобусного поїзда, багато в чому визначається його динамічними властивостями і, у значній мірі, його стійкістю і керованістю як у тяговому, так і гальмівному режимі. У даний час задача визначення умов стійкості вантажних автопоїздів у тяговому режимі є достатньо вивченою. Так, у роботах [4,5] проведено спрощений аналіз маневреності і стійкості комбінацій транспортних засобів, таких як тягач у поєднанні з одним або двома напівпричепами або вантажівка та повний причіп. Комбінації автомобілів розглядаються як лінійні динамічні системи з двома ступенями свободи для кожного блоку. Рівняння руху виведені з урахуванням впливу гальмування та прискорення та отримано характерне рівняння для руху з постійною швидкістю. У роботі [6] розроблені тривимірні динамічні моделі автомобіля та причепа, на основі яких побудована динамічна модель поїзда. На основі теорії наближення першого порядку звичайних диференціальних рівнянь та теорії біфуркації Хопфа вивчається лінійна та нелінійна стійкість кожного елемента та автопоїзда в цілому при прямолінійному русі. Чисельні результати показують, що для нелінійної і лінійної моделі критичні швидкості мало розрізняються між собою. У роботі [7] рівняння вертикальної і бокової динаміки дорожнього транспортного засобу з 6 ступенями вільності зведені до матричної форми. Досліджено рух такого засобу у вертикальній і боковій площинах. Показано, що розроблений метод може бути застосований для аналізу стійкості руху, зокрема пасажирських поїздів як у тяговому, так і гальмівному режимі. У роботі [8] розглянуто багатоваріантне розширення методу D2-IBC (Data Driven - Inversion Based Control) та детально обговорено його застосування щодо контролю стабільності руху автопоїздів. У роботі [9] побудована модель поїзда із 31 ступенем вільності за допомогою пакету AutoSim, і показані напрямки поліпшення стійкості поїзда. При цьому показано, що його стабільність може бути значно покращена за допомогою інертера, який вважається ефективним для підвищення стабільності та продуктивності багатоланкових поїздів. Однак як показує практика, визначення характеру поведінки системи в області нестійкості й виявлення причин їх виникнення дотепер не втратило своєї актуальності.

У роботі [10] проведено спрощений аналіз спрямованості стійкості комбінацій транспортних засобів, таких як трактор у поєднанні з одним або двома напівпричепами або вантажівка та повний причіп. Комбінації автомобілів розглядаються як лінійні динамічні системи з двома ступенями свободи для кожного блоку. Рівняння руху виведені з урахуванням впливу гальмування та прискорення та отримано характерне рівняння для руху з постійною швидкістю. Критерії Рута розглядаються, щоб розрізнити стійкість і нестабільність, розглядаючи коливальні та аперіодичні рухи окремо. Особлива увага приділяється поведінці автомобіля під час гальмування з обговоренням впливу різних конструктивних параметрів та розподілу гальмівних сил, що діють на колеса. Нарешті, представлена нова конструкція сидельного пристрою для стабілізації комбінацій трактор-напівпричіп. У роботі [11] показано, що вантажні автомобілі з великою кількістю причепів (МТАНВ) демонструють нестабільні режими руху на високих швидкостях, включаючи складання ланок, розгойдування причепа та перекидання. Ці нестабільні, несприятливі режими руху можуть призвести до дорожньо-транспортних пригод. З іншого боку, ці транспортні засоби мають погану маневреність на низьких швидкостях. Це вимагає знаходити компромісний зв'язок між маневреністю на низьких швидкостях і бічною стійкістю на високих швидкостях.

На відміну від шарнірно-з'єднаних машин, кінематична модель причіпного автопоїзда є більш складною [12]. Більш складні рівняння причіпного автопоїзда з керованими причепами можна інтерпретувати віртуальними рульовими колесами, що розміщені на причепах, з кутом повороту, що є нелінійним зворотним зв'язком від вихідного стану конфігурації. Доступна для цієї останньої системи багатоланцюгова форма може бути відновлена також для загального багатоланкового автопоїзда, якщо замінити додаткові входи рульового управління петлями зворотного зв'язку, отримання яких представляє собою нову складну задачу. Успіх у рішенні подібних задач залежить від того, наскільки вдало обрана математична модель і її істотні параметри, що описують поведінку динамічної системи у різних режимах руху. У роботі [13] складені диференціальні рівняння плоскопаралельного руху для

визначення показників маневреності і стійкості руху, проте ці рівняння можуть характеризувати стійкість АТЗ тільки у тяговому режимі і прямолінійному русі. Їх використання для оцінки стійкості АТЗ у гальмівному режимі може призвести до суттєвих похибок.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

У зв'язку з цим **метою роботи** є дослідження стійкості автопоїзда у гальмівному режимі та аналіз факторів, що впливають на показники гальмівної динамічності.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

У процесі екстреного гальмування ймовірність порушення стійкості автопоїзда зростає, особливо при нерівних гальмівних силах на колесах осей автопоїзда. Тому розглянемо стійкість автопоїзда в режимі гальмування. Зважаючи на те, що у випадку, що розглядається, сили взаємодії в тягово-зчіпних пристроях автобусів не впливають на перерозподіл навантажень по бортам ланок автопоїзда, досить складну систему – триланковий причіпний автопоїзд можна розглядати як три системи – три автобуси, що гальмують незалежно.

При прикладенні до колеса радіуса r гальмівного моменту M виникає гальмівна сила [3]

$$X = \begin{cases} \frac{M}{r}, & \text{якщо } \frac{M}{r} < \phi Z \\ \phi Z, & \text{якщо } \frac{M}{r} \geq \phi Z \end{cases},$$

де ϕ - коефіцієнт зчеплення коліс автопоїзда з опорною поверхнею;

Z – нормальна реакція опорної поверхні на колесо автопоїзда.

Прямолінійний рух автопоїзда в режимі гальмування будемо вважати практично стійким, якщо ширина коридору руху буде дорівнювати половині ширини смуги руху. Звідси витікає, що бокове переміщення ланок автопоїзда не повинно перевищувати 1,0 м.

При дослідженні стійкості руху автопоїзда розглядають, як правило, плоскопаралельний рух його ланок. При цьому вважають, що нормальні реакції опорної поверхні на колеса правого і лівого борту однакові. За такої умови стійкість руху розглядають для плоскої моделі автопоїзда.

Гальмування автобусного поїзда може призвести до суттєвої зміни реакцій опорної поверхні на колеса його ланок, а при нерівномірності гальмівних сил по колесах осей автобусного поїзда – до зміни напрямку руху від прямолінійного до криволінійного. Для реалізації криволінійного руху динамічним способом (із-за нерівності гальмівних моментів на колесах однієї осі) повинно забезпечуватися певне співвідношення кутових швидкостей коліс різних бортів машини [14]. У роботі [15] зазначений спосіб повороту трактується як зміна крутних моментів, що підводяться до коліс відстаючого та забігаючого бортів. У роботах [16, 17] отримані рівняння динаміки кругового руху машини при комбінованому способі управління поворотом

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{tg\alpha}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} tg^2\alpha} \times \left[\frac{1}{m \cdot L} \left(\frac{M_{k1}}{r_{d1}} + \frac{M_{k2}}{r_{d2}} \right) - \frac{fg}{L} - \frac{fh}{L^3} \times \left(V_{x1}^2 + b \frac{dV_{x1}}{dt} \right) tg^2\alpha + \frac{B}{2L^2 m} tg\alpha \times \left(\frac{M_{k1}'' - M_{k1}'}{r_{d1}} - \frac{M_{k2}'' - M_{k2}'}{r_{d2}} \right) \right] = 0$$

(6)

Якщо припустити, що поворот автобуса за рахунок різних моментів на колесах бортів автобуса є усталеним, тобто $\frac{d\omega}{dt} = 0$, то перший добуток системи рівнянь (6) не може дорівнювати 0, а лише другий, тобто

$$\left[\frac{1}{m \cdot L} \left(\frac{M_{k1}}{r_{d1}} + \frac{M_{k2}}{r_{d2}} \right) + \frac{B}{2L^2 m} tg\alpha \times \left(\frac{M_{k1}'' - M_{k1}'}{r_{d1}} - \frac{M_{k2}'' - M_{k2}'}{r_{d2}} \right) \right] - \left[\frac{fg}{L} + \frac{fh}{L^3} \times \left(V_{x1}^2 + b \frac{dV_{x1}}{dt} \right) tg^2\alpha \right] = 0 \quad (7)$$

Позначимо:

$$\frac{fh}{L^3} \times \left(V_{x1}^2 + b \frac{dV_{x1}}{dt} \right) = a$$

$$\frac{B}{2L^2m} \times \left(\frac{M''_{k1} - M'_{k1}}{r_{d1}} - \frac{M''_{k2} - M'_{k2}}{r_{d2}} \right) = b$$

$$\frac{1}{m \cdot L} \left(\frac{M_{k1}}{r_{d1}} + \frac{M_{k2}}{r_{d2}} \right) - \frac{fg}{L} = c$$

Тоді рівняння (7) можна представити у вигляді

$$a \times \operatorname{tg}^2 \alpha - b \times \operatorname{tg} \alpha + c = 0, \quad (8)$$

розв'язком якого є

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{b \pm \sqrt{b^2 + 4ac}}{2a},$$

де α – середній кут повороту керованих коліс;

b – відстань від задньої осі до проекції центру мас автобуса МА3-206 на горизонтальну площину, $b=1,54$ м;

m – маса автобуса, $m=12910$ кг;

L – поздовжня колісна база автобуса, $L=4,27$ м;

M_{k1} ; M_{k2} – сумарні гальмівні моменти на колесах передньої та задньої осей автобуса,

$M_{k1,2} = Z_{k1,2} \times \varphi \times r_{d1,2}$; $M_{k1}=11497$ Нм; $M_{k2}=20381$ Нм;

Z_k – нормальна реакція опорної поверхні на колесо автобуса; $Z_{k1} = \frac{m \times b \times g + P_z \times h}{L} = 27373,8$ Н

$Z_{k2} = \frac{m \times a \times g - P_z \times h}{L} = 48526,2$ Н

φ – коефіцієнт зчеплення, $\varphi=0,6$;

r_{d1} ; r_{d2} – динамічні радіуси передніх і задніх коліс ($r_{d1} = r_{d2} = r_d = 0,42$ м);

f – коефіцієнт опору кочення коліс автобуса, $f=0,02$;

h – висота центра мас автобуса, $h=1,54$ м;

i_z – радіус інерції автобуса відносно вертикальної осі;

V_{x1} – лінійна швидкість автомобіля у напрямку поздовжньої осі;

M''_{k1} ; M''_{k1} – гальмівні моменти на внутрішньому і зовнішньому передніх колесах;

$M'_{k1,2} = 0,6 M_{k1,2}$; $M''_{k1} = 0,4 M_{k1,2}$;

$M'_{k1} = 6898,4$ Нм; $M''_{k1} = 4606,4$ Нм; $M'_{k2} = 12228,6$ Нм; $M''_{k2} = 8153,8$ Нм.

При гальмуванні автобуса з максимальною інтенсивністю гальмівна сила на колесах осей автобуса визначиться як

$$P_{zk} = P_{\varphi k} = Z_k \times \varphi, \quad (9)$$

Нормальні реакції опорної поверхні на колесах передньої і задньої осі автобуса в процесі гальмування без урахування деформації підвіски і шин визначаються як

$$Z_1 = \frac{G_a \times b + P_z h_c}{L}, \quad Z_2 = \frac{G_a \times a - P_z h_c}{L}, \quad (10)$$

де P_G – гальмівна сила автобуса.

Прийmemo, що гальмівні моменти на колесах однієї осі автобуса не рівні між собою, причому на першому і третьому автобусі $M'_{k1,3} = 0,6M_{\epsilon1,3} = 0,6$, $M''_{k1,3} = 0,4M_{\epsilon1,3}$, а на другому автобусі $M'_{k2} = 0,4M_{\epsilon2}$, $M''_{k2} = 0,6M_{\epsilon2}$. За таких значень гальмівних моментів створюється повертальний момент, що призводить до криволінійного руху, радіус траєкторії якого визначається як-би кутом повороту керованих коліс на кут $\alpha = 5,05^\circ$ для першого і третього автобуса і $\alpha = -5,05^\circ$ – для другого автобуса, тобто траєкторія руху першого і третього автобуса відхиляється до центру повороту, а другого – навпаки від центру повороту. При цьому траєкторією руху автобусів буде дуга кола радіусом $R = L / \operatorname{tg} \alpha = 49,65$ м, а гальмівний шлях за повного використання сил зчеплення усіх коліс автобуса $S = v^2 / 2g\varphi = 19,13$ м, що призведе до відхилення траєкторії першого автобуса від прямолінійної траєкторії на $\Delta = 1,65$ м до центру повороту, другого автобуса – на таку ж величину від центру повороту і третього автобуса – на таку ж величину до центру повороту. При зменшенні швидкості до 10 м/с $\operatorname{tg} \alpha = 0,0524$ і $\alpha = 2,95^\circ$, $R = 81,49$ м, $S = 8,06$ м і $\Delta = 0,446$ м, що вже залишає автобус у межах полоси руху.

Для реальної конструкції автобуса зв'язок між підресореними і непідресореними масами здійснюється за допомогою пружних і демпфуючих пристроїв, а між непідресореними масами і дорогою – через шини, які характеризуються одночасно і пружними і демпфуючими властивостями, тобто можна припустити, що підресорені маси здійснюють коливання на пружних елементах з приведеною жорсткістю. При цьому вважається також, що вісь крену кожної ланки паралельна опорній поверхні, а рух ланок автопоїзда у вертикальній площині по кутам галопування (тангажу, диференту) та крену впливають на боковий рух, в першу чергу, і в основному шляхом зміни вертикальних навантажень на колеса, змінюючи тим самим вертикальні реакції опорної поверхні, рис. 2. У відповідності до цієї концепції і було проведено розмежування рухів автобуса у вертикальній, поздовжній і поперечній площинах. Для кожного із цих рухів система рівнянь для кожного автобуса автобусного поїзда була записана у вигляді [3]:

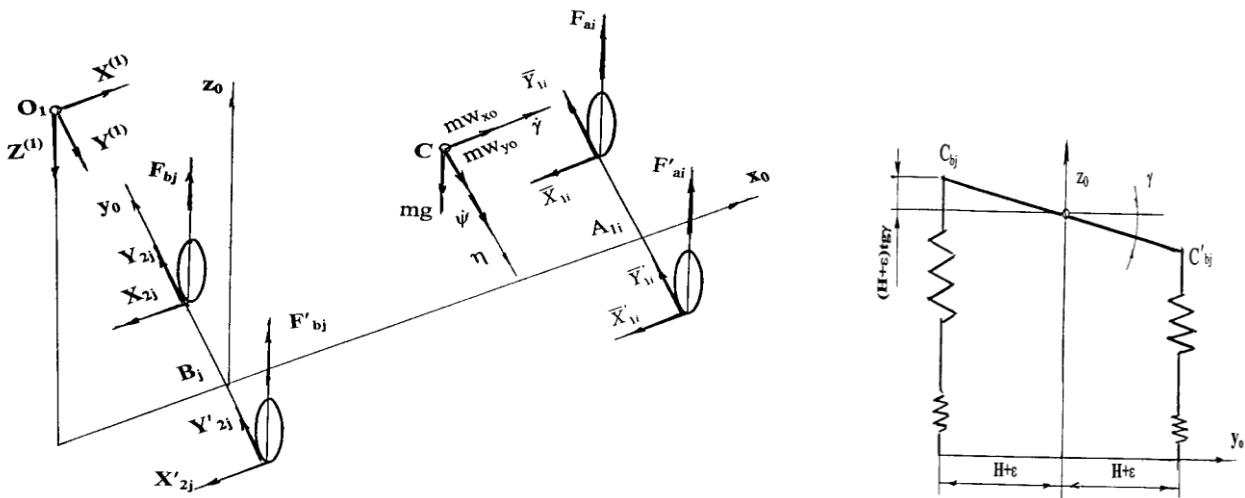


Рисунок 2 – Схеми сил, що діють на перший автобус

- по змінній z_1

$$m_1 \ddot{z}_1 = -Z_1^{(1)} + q_{11}[2z_{a1}^o - (z_{a1} + z'_{a1})] + q_{12}[2z_{b1}^o - (z_{b1} + z'_{b1})];$$

- по змінній Ψ_1

$$I_1 \ddot{\Psi}_1 = c_1 Z_1 + a_1 q_{11}[2z_{a1}^o - (z_{a1} + z'_{a1})] - b_1 q_{12}[2z_{b1}^o - (z_{b1} + z'_{b1})] - [(X_{11} + X'_{11}) + (X_{12} + X'_{12})] z_1 - X^{(1)}(z_{o1} - z_1) - F_{a1}^o(\sin \theta_1 - \sin \theta'_1) - \varepsilon \{q_{11}[z_{a1}^o(\sin \theta_1 - \sin \theta'_1) - (z_{a1} \sin \theta_1 - z'_{a1} \sin \theta'_1)]\};$$

- по змінній γ_1

$$I_{x1}\ddot{\gamma}_1 = -Y^{(1)}(z_{o1} - z_{c1}) + (H_1 + \varepsilon_1)q_{12}(z'_{b1} - z_{b1}) + H_1q_{11}(z'_{a1} - z_{a1}) + \varepsilon_1\{F_{a1}^o(\cos\theta_1 - \cos\theta'_1) + q_{11}[z_a^o(\cos\theta_1 - \cos\theta'_1) - (z_{a1}\cos\theta_1 - z'_{a1}\cos\theta'_1)]\} + [(\bar{Y}_{11} + \bar{Y}'_{11}) + (Y_{12} + Y'_{12})]z_1;$$

- по змінній z_2

$$m_2\ddot{z}_{c2} = -Z^{(2)} + 2c_{b21}[h_{c2} - z_{c2} - b_2(tg\psi_{2o} - tg\psi_2)] + Z^{(1)};$$

- по змінній ψ_2

$$I_2\ddot{\psi}_2 = c_2Z_2 + (z_{c2} - z_{o2})X^{(2)} - Z_2a_2 + X^{(1)}(z_{c2} - z_{o2}) - 2b_2q_2[h_{c2} - z_{c2} - b_2(tg\psi_{2o} - tg\psi_2)] - H_2^2 \cos\psi_2 tg\gamma_2 c_{b21} \sin 2\theta_1;$$

- по змінній γ_2

$$I_{x2}\ddot{\gamma}_2 = Y^{(2)}(z_{o2} - z_{c2}) - H_2^2 \cos\psi_2 tg\gamma_2 c_{b21} + Y^{(1)}(z_{c1} - z_{o1});$$

- по змінній z_3

$$m_3\ddot{z}_{c3} = -Z^{(3)} - m_3g + (F_{a3} + F'_{a3}) + (F_{b3} + F'_{b3});$$

- по змінній ψ_3

$$I_3\ddot{\psi}_3 = Z^{(3)}d - \bar{X}^{(2)}(z_{c2} - z_{o2}) - (F_{b3} + F'_{b3})b_3 - (X_3 + X'_3)z_{c3} + [F_{a3}(a_3 - \varepsilon_3 \sin\theta_3) + F'_{a3}(a_3 + \varepsilon_3 \sin\theta'_3)];$$

- по змінній γ_3

$$I_{x3}\ddot{\gamma}_3 = -Y^{(3)}(z_{o3} - z_{c3}) + (H_3 + \varepsilon_3)(F_{b3} - F'_{b3}) + F_{a3}(H_3 + \varepsilon_3 \cos\theta_3) - F'_{a3}(H_3 + \varepsilon_3 \cos\theta'_3) + [(\bar{Y}_{a3} + \bar{Y}'_{a3}) + (Y_{b3} + Y'_{b3})]z_{c3}. \quad (11)$$

У системі рівнянь (11) прийняті такі позначення:

I_{yi} – момент інерції ланок автопоїзда відносно поперечної осі, що проходить через центр їх мас;

I_{xi} – момент інерції ланок автопоїзда відносно поздовжньої осі, що проходить через центр їх мас;

c_{b21} , $c_{b21ш}$ – відповідно жорсткість підвіски і шин другого автобуса;

F_{ai}^o , F_{bj}^o – вертикальні реакції і-ої передньої і j-ої задньої опор на кістяк першого автобуса;

Z_{ij}^{oi} – вертикальна реакція в тягових пристроях;

Z_{ij} – вертикальна реакція опорної поверхні на колеса автомобільного поїзда;

q_{ij} – приведена жорсткість підвіски осей автопоїзда;

z_{oi} – висота розташування точок зчипки ланок автопоїзда у статиці;

z_{ci} – висота розташування центру мас ланок автопоїзда у статиці;

h_{c2} – висота розташування тягово-зчипного пристрою;

H_1 – половина колії відповідної осі автопоїзда

ε_1 – зміщення центру мас ланки автопоїзда при дії бічної сили.

Інтегрування рівнянь руху (11) здійснювалося за таких параметрів автопоїзда:

$a_i=2,73$; $b_i=1,54$; $c_i=4,92$; $m_i=12910$; $J_{zi}=53100$; $J_{yi}=19283$; $J_{xi}=45587$; $a_2=5337$ мм; $b_2=1600$ мм; $q_{1i}=6000$; $c_{b21}=800$; $c_{b21ш}=2400$; $k_f=0,02$; $k_{1i}=160000$; $k_{2i}=320000$; $h_i=30$, $H=3150$ мм; $h_g=1,54$ м; $\varphi_i=0,6$; $\theta_{0i}=0$; $\theta_i=\theta_{0i} + k_{\theta i} \times n$; $k_{\theta i}=0,05$; $n=1,2 \dots 10$; $\psi = 5,88$; $Z_{ii}^o=45629$; $Z_2^o=1000$; $F_{ai}^o=41066$; $F_{bi}^o=68900$; $z_{oi}=0,52$; $z_{c1}=1,54$; $h_{ci}=0,45$; $H_{1i}=0,95$; $V=10,15$ м/с.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Результати інтегрування системи рівнянь (9) наведені на рис. 3 – 5. Так, на рис. 3 наведені графіки зміни кута тангажу автобуса, рис. 3а, і нормальної реакції на колесах передньої осі автобуса, рис. 3б, при його гальмуванні зі швидкості 10 і 15 м/с.

Аналіз наведених графіків показує, що протягом першої секунди має місце найбільша зміна як кута тангажу (до $3,74^\circ$), так і нормальної реакції опорної поверхні на колеса передньої осі автобуса (до 36,5%) за швидкості 15 м/с, що свідчить про інтенсивну роботу підвіски, демпфування в якій призводить до більш інтенсивного загасання кута тангажу у порівнянні зі зміною нормальної реакції. причому ця зміна має коливальний характер. Зменшення початкової швидкості гальмування до 10 м/с (в 1,5 рази) призводить майже до пропорційного зменшення як кута тангажу, так і нормальної реакції опорної поверхні на колеса передньої осі автобуса. Таке довантаження коліс передньої осі автобуса, а відповідно і розвантаження коліс задньої осі може призвести до суттєвої зміни коефіцієнта опору бічному відведенню коліс цих осей, а разом з тим і до зміни показників стійкості руху автобуса в процесі гальмування.

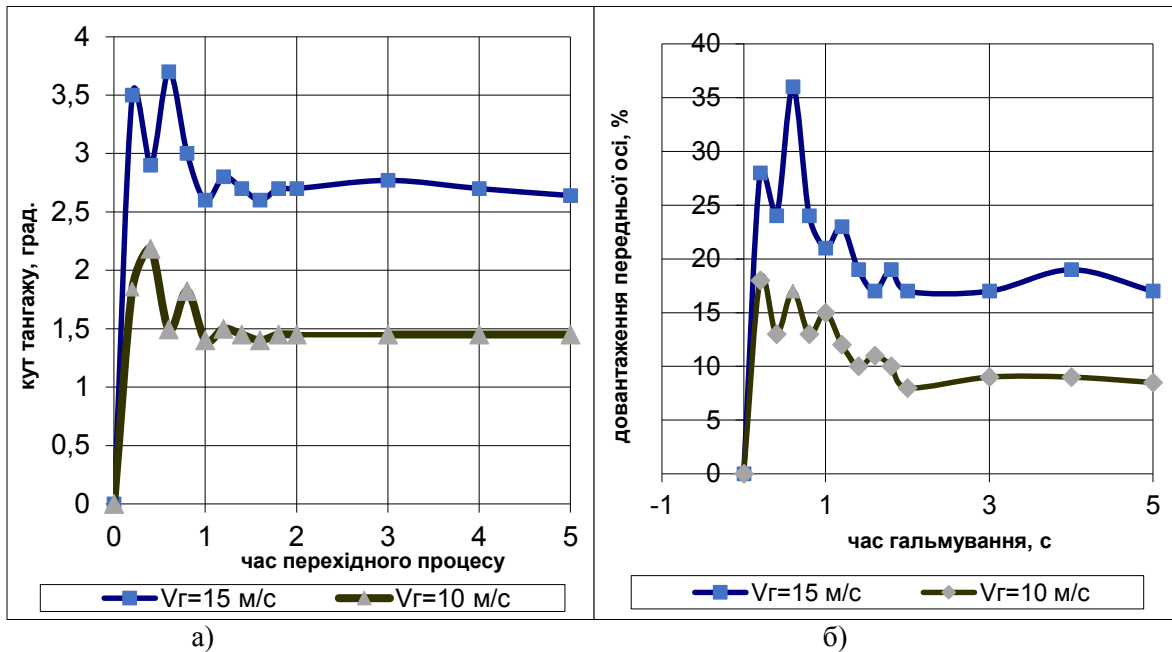


Рисунок 3 – Зміна кута тангажу автобуса (а) і нормальної реакції на колесах передньої осі автобуса (б) при його гальмуванні зі швидкості 10 і 15 м/с.

На рис. 4 наведені графіки зміни кута крену і бічного прискорення при русі автобуса по дузі кола в процесі гальмування. Бічне прискорення на рівні 0,32 g, хоч і забезпечує стійкість автобуса в такому режимі, проте призводить до суттєвої зміни навантажень по колесах його бортів, що необхідно також враховувати при визначенні показників стійкості автобусного поїзда.

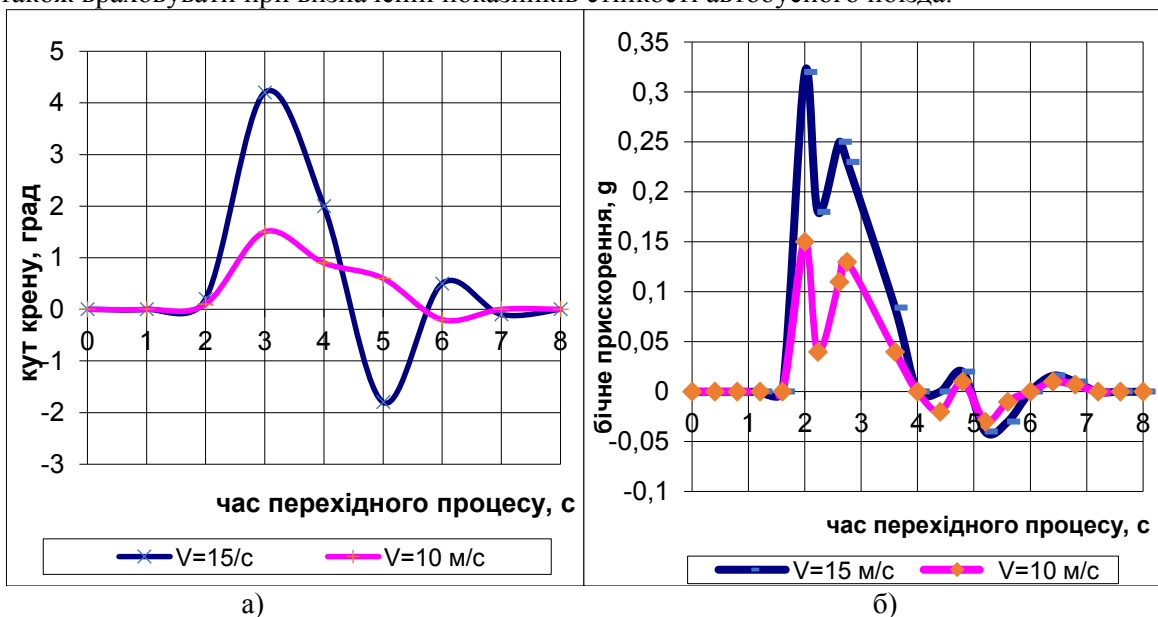


Рисунок 4 – Зміна кута крену (а) і бічного прискорення (б) при його

гальмуванні зі швидкості 10 і 15 м/с.

Гальмування на повороті призводить також до рискання автобуса, рис. 5. Характерним для цього процесу є те, що максимальні значення кута рискання і кутової швидкості рискання досягають протягом 2...4 с на відміну від зміни кутів тангажу і крену, що погіршує стійкість руху автобуса.

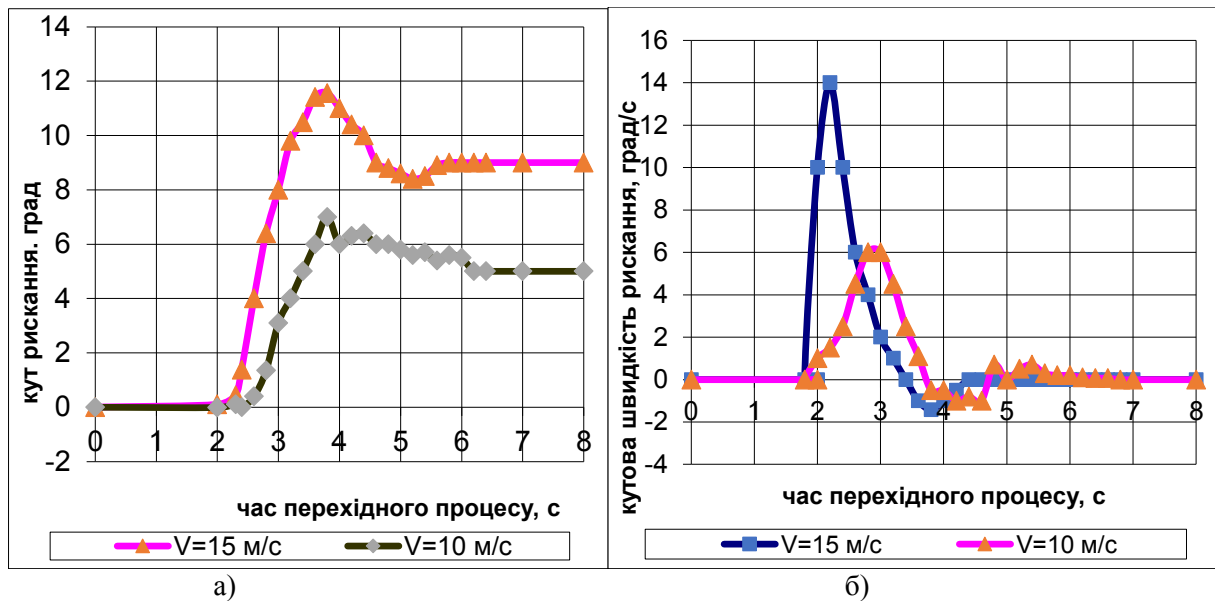


Рисунок 5 – Зміна кута рискання (а) і кутової швидкості рискання (б) автобуса при гальмуванні зі швидкості 10 і 15 м/с

Отримані значення кутів тангажу і крену, а відповідно довантажень (розвантажень) покладені в основу розрахунку корекції коефіцієнтів опору відведення коліс автобуса і причепів для подальшого розрахунку параметрів стійкості автобусного поїзда. Для цього скористаємося залежністю Д.А. Антонова [19] для визначення бічної реакції на колесах осей автобуса при його русі по твердим опорним поверхням

$$Y = q_N q_T k_{yoz} \delta \quad (12)$$

де k_{yoz} - екстремальне значення коефіцієнта опору відведення в залежності від нормальної реакції в контактні колеса з опорною поверхнею;

q_N -коефіцієнт впливу на відведення перерозподілу нормальних опорних реакцій;

q_T -коефіцієнт впливу тягових і гальмівних сил;

δ - кут відведення.

Коефіцієнти, що входять у вираз (12), визначаються залежностями:

- для вертикального навантаження

$$q_N = 1 - 0,6 \left(\frac{\Delta R_{z3}}{R_{z3}} \right)^2 + 0,4 \left(\frac{\Delta R_{z3}}{R_{z3}} \right)^3 - 0,1 \left(\frac{\Delta R_{z3}}{R_{z3}} \right) - 0,1 \left(\frac{\Delta R_{z3}}{R_{z3}} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{\Delta R_{z3}}{R_{z3}}, \quad (13)$$

де

$$\Delta R_{z3} = R_z - R_{z3},$$

R_z – нормальна реакція опорної поверхні на колеса возика напівпричепа;

R_{z3} – нормальна реакція опорної поверхні, що відповідає екстремальному значенню коефіцієнта опору бічному відведенню;

Нормальна реакція опорної поверхні, що відповідає екстремальному значенню коефіцієнта опору бічному відведенню визначається як [19]

$$R_{z3} = R_{zном} - 0,0726 \left(\frac{HD}{B} \right)^2 \left(\frac{d}{B} \right)^2 \left(\frac{n_{cl} + 8}{n_{cl}} \right) H (D^2 - d^2)^2 \times \left[3,75 R_{zном} + 15 - 1000 \left(\frac{n_{cl}}{n_{cl} + 10} \right) DB^2 \sqrt{\frac{B}{H}} \right], \quad (14)$$

$R_{zном}$ – нормальна реакція опорної поверхні, що відповідає номінальному тиску повітря в шині;

H – висота профіля шини;

D, d – зовнішній і внутрішній діаметри шини;

B – ширина профіля шини;

$n_{сл}$ – кількість шарів корду шини.

Коефіцієнт впливу гальмівних сил на коефіцієнт опору бічному відведенню коліс борту автобуса визначається залежністю:

$$q_T = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{R_x}{\phi R_z}\right)^2}}{1 + 0,375 \frac{R_x}{R_z}}, \quad (15)$$

де R_x – гальмівна сила на колесах борту возика напівпричепа.

З використанням коректуючих коефіцієнтів у подальшому визначаються бічні сили, що діють на зовнішні і внутрішні колеса автобуса у рівняннях плоскопаралельного руху [13], інтегрування яких проведено за вихідних даних наведених у роботі [20].

На рис. 6 наведені результати розрахунку габаритної смуги руху (ГСР) автобусного поїзда за нерівності гальмівних сил на колесах його осей і швидкості, за якої забезпечується стійкість руху, тобто автобус залишається в межах смуги руху (3,5 м). Автопоїздом №1 позначений автопоїзд з односторонньою нерівномірністю гальмівних сил усіх автобусів, автопоїздом №2 – за різносторонньої нерівномірності гальмівних сил.

Аналіз даних, рис. 6, показує, що врахування перерозподілу навантаження по осям і бортам автобуса призводить до суттєвої зміни ГСР автобусного поїзда. Так, якщо при жорстких підвісках і шинах за швидкості 15 м/с автобусний поїзд за односторонньої нерівномірності гальмівних сил вже виходив за межі допустимої смуги руху, то з урахуванням деформацій підвіски і шин він за цієї швидкості залишався ще в межах допустимої смуги руху. Пояснюється це збільшенням кутів відведення коліс передніх осей у порівнянні із задніми, що забезпечило більший радіус повороту траєкторії автобуса, а відповідно і зменшенню відхилення траєкторії автобусів від прямолінійної.

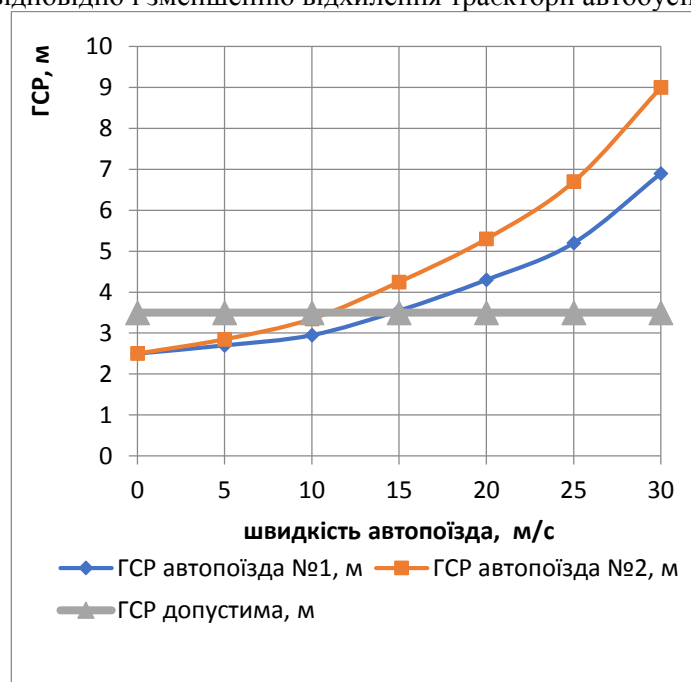


Рисунок 6 – До визначення початкової швидкості гальмування автобусного поїзда за нерівності гальмівних сил на колесах його осей, за якої забезпечується стійкість руху

ВИСНОВКИ

Встановлено, що нерівномірність гальмівних сил по колесах осей автобусів призводить не тільки до погіршення гальмівних властивостей, а й до погіршення стійкості руху. Так, за швидкості 15 м/с при бортовій нерівномірності гальмівних сил по колесах осей автобусів в межах 1:1,5 протягом першої секунди має місце найбільша зміна як кута тангажу (до $3,74^0$), так і нормальної реакції опорної

поверхні на колеса передньої осі автобуса (до 36,5%). Зменшення початкової швидкості гальмування до 10 м/с (в 1,5 рази) призводить майже до пропорційного зменшення як кута тангажу, так і нормальної реакції опорної поверхні на колеса передньої осі автобуса. Таке довантаження коліс передньої осі автобуса, а відповідно і розвантаження коліс задньої осі призводить до суттєвої зміни коефіцієнта опору бічному відведенню коліс цих осей, а разом з тим і до зменшення ГСР автопоїзда в процесі гальмування.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. <https://www.vos.info/ueber-uns/geschichte.html>
2. Issue on Movement Stability of Three Sections Trailer Bus Train /Volodymyr Sakhno, Igor Murovanyi, Viktor Poliakov, Valerii Dembitskyi //in book: TRANSBALTICA XII: Transportation Science and Technology. January 2022. DOI: [10.1007/978-3-030-94774-3_14](https://doi.org/10.1007/978-3-030-94774-3_14)
3. Сахно В.П. До питання щодо гальмування шарнірно-зчленованих автобусів /В.П.Сахно, В.М.Поляков, Д.М.Ященко, Д.М.Попелиш //Автошляховик України. – 2021, №2, С.10-17.
4. Ingobert Schmid . Engineering Approach to Truck and Tractor Train Stability //SAE Transactions Vol. 76, SECTION 1: Papers 670006–670125 (1968), pp. 1-26 (26 pages). Published By: SAE International <https://www.jstor.org/stable/44553453>
5. Колесникович А.Н., Выгонный А.Г. Устойчивость прицепа повышенной длины (25,25 м) при прямолинейном движении//Актуальные вопросы машиноведения, Том 7. -2018. –С.96-100.
6. Ren Luo. Hunting stability analysis of train system and comparison with single vehicle model //April 2008 Journal of Mechanical Engineering 44(04) DOI: [10.3901/JME.2008.04.184](https://doi.org/10.3901/JME.2008.04.184)
7. The vertical motion lateral stability of road vehicle trains / <https://trid.trb.org/view/112747>
8. Nonlinear stability control of autonomous vehicles: a MIMO D²-IBC solution Author links open overlay panel O.Galluppi, S.Formentin, C.Novara, S.M.Savaresi //IFAC-PapersOnLine. Volume 50, Issue 1, July 2017, Pages 3691-3696
9. Modeling and analyses of a connected multi-car train system employing the inerter/ Hsueh-Ju Chen,Wei-Jiun Su1 and Fu-ChengWang1//Special Issue Article .Advances in Mechanical Engineering 2017, Vol. 9(8) 1–13, 2017 DOI: [10.1177/1687814017701703](https://doi.org/10.1177/1687814017701703)
10. Ingobert Schmid. Engineering Approach to Truck and Tractor Train Stability// SAE Transactions. Vol. 76, SECTION 1: Papers 670006–670125 (1968), pp. 1-26 (26 pages) Published By: SAE International, <https://www.jstor.org/stable/44553453>
11. Parallel Design Optimization of Multi-Trailer Articulated Heavy Vehicles with Active Safety Systems By Md. Manjurul Islam //University of Ontario Institute of Technology Oshawa, Ontario, Canada, 2013.
12. C. Altafini, Some properties of the general n-trailer // *Int. Journal of Control*, vol. 74, no. 4, pp. 409-424, 2001.
13. Сахно В.П. Маневреність метробуса /В.П.Сахно, В.В.Біліченко, В.М.Поляков, О.Є.Омельницький //Вісник машинобудування та транспорту: науковий журнал /Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет – Вінниця: ВНТУ, № 2(8), 2018. – С.106-118.
14. Чайковский И. П., Саломатин П. А. Рулевое управление автомобилей. – М.: Машиностроение, 1987. – 176 с.
15. Маневренность и тормозные свойства колёсных машин. М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый, А.А. Бобошко. Изд-во ХНАДУ, 2003. 403 с.
16. Подригало М. Підвищення маневреності колісних тракторів. М. Подригало, Л. Греко, А. Бобошко. Машинознавство. Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал, 1999. Вип. №10. С.55 – 58.
17. Фрумкин А. К., Немцов Ю. М., Сыро Т. В. О зависимости реакций автомобиля от параметров рулевого управления // Автомобильная промышленность. – 1975. – № 6. – с. 11-13.
18. Issue on Movement Stability of Three Sections Trailer Bus Train /Volodymyr Sakhno, Igor Murovanyi, Viktor Poliakov, Valerii Dembitskyi //in book: TRANSBALTICA XII: Transportation Science and Technology. January 2022. DOI: [10.1007/978-3-030-94774-3_14](https://doi.org/10.1007/978-3-030-94774-3_14)
19. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. М.: Машиностроение, 1984. 168 с.
20. Selection and reasoning of the bus rapid transit component scheme of huge capacity By Volodymyr

Sakhno, Victor Poliakov, Victor Bilichenko, Igor Murovany, Andrzej Kotyra, Gali Duskazaev, Doszhon Baitussupov//Book [Mechatronic Systems 1](#) Edition 1st Edition. First Published 2021. Imprint Routledge. Pages 10. eBook ISBN 9781003224136.

REFERENCES

1. <https://www.vos.info/ueber-uns/geschichte.html>
2. Issue on Movement Stability of Three Sections Trailer Bus Train /Volodymyr Sakhno, Igor Murovanyi, Viktor Poliakov, Valerii Dembitskyi //in book: TRANSBALTICA XII: Transportation Science and Technology. January 2022. DOI: [10.1007/978-3-030-94774-3_14](https://doi.org/10.1007/978-3-030-94774-3_14)
3. Sakhno V., Polyakov V., Yashchenko D., Popelish D. (2021) Do pitannya shchodo gal'muvannya sharnirno-zhelenovanih avtobusiv /Avtoshlyakhovik Ukraïny #2, 10-17.
4. Ingobert Schmid . Engineering Approach to Truck and Tractor Train Stability //SAE Transactions Vol. 76, SECTION 1: Papers 670006–670125 (1968), pp. 1-26 (26 pages). Published By: SAE International <https://www.jstor.org/stable/44553453>
5. Kolesnikov A.N., Vygonnyy A.G. (2018) Ustoychivost' pritsepnogo avtopoyezda povyshennoy dliny (25,25 m) pri pryamolineynom dvizhenii//Aktual'nyye voprosy mashinovedeniya, T 7. 96-100.
6. Ren Luo. Hunting stability analysis of train system and comparison with single vehicle model //April 2008 Journal of Mechanical Engineering 44(04) DOI: [10.3901/JME.2008.04.184](https://doi.org/10.3901/JME.2008.04.184)
7. The vertical motion lateral stability of road vehicle trains / <https://trid.trb.org/view/112747>
8. Nonlinear stability control of autonomous vehicles: a MIMO D2-IBC solution Author links open overlay panel O.Galluppi, S.Formentin,, C.Novara, S.M.Savaresi //IFAC-PapersOnLine. Volume 50, Issue 1, July 2017, Pages 3691-3696
9. Modeling and analyses of a connected multi-car train system employing the inerter/ Hsueh-Ju Chen,Wei-Jiun Su1 and Fu-ChengWang1//Special Issue Article .Advances in Mechanical Engineering 2017, Vol. 9(8) 1–13, 2017 DOI: [10.1177/1687814017701703](https://doi.org/10.1177/1687814017701703)
10. Ingobert Schmid. Engineering Approach to Truck and Tractor Train Stability// SAE Transactions. Vol. 76, SECTION 1: Papers 670006–670125 (1968), pp. 1-26 (26 pages) Published By: SAE International, <https://www.jstor.org/stable/44553453>
11. Parallel Design Optimization of Multi-Trailer Articulated Heavy Vehicles with Active Safety Systems By Md. Manjurul Islam //University of Ontario Institute of Technology Oshawa, Ontario, Canada, 2013.
12. C. Altafini, Some properties of the general n-trailer // Int. Journal of Control, vol. 74, no. 4, pp. 409-424, 2001.
13. V.P.Sakhno, V.V.Bilichenko, V.M.Polyakov, O.Ê.Omel'nits'kiy (2018) Manevrenist' metrobusa. Visnik mashinobuduvannya ta transportu: naukoviy zhurnal . Vinnitsya: VNTU, № 2(8), 106-118.
14. Chaykovskiy I. P., Salomatin P. A. (1987) Rulevoye upravleniye avtomobilye. – M.: Mashinostroyeniye, 176 p.
15. M.A. Podrigalo, V.P. Volkov, V.I. Kirchatyy, A.A. Boboshko (2003) Manevrennost' i tormoznyye svoystva kolosnykh mashin.. Izd-vo KHNADU, 403 p.
16. M. Podrigalo, L. Greko, A. Boboshko. (1999) Pidvishchennya manevrenosti kolisnikh traktoriv. Mashinoznavstvo. Vseukraïns'kiy shchomisyachniy naukovo-tekhnichniy í virobniychiy zhurnal, Vip. №10., 55 – 58.
17. Frumkin A. K., Nemtsov YU. M., Syyro T. V. (1975) O zavisimosti reaktsiy avtomobilya ot parametrov rulevogo upravleniya // Avtomobil'naya promyshlennost'. № 6, 11-13.
18. Issue on Movement Stability of Three Sections Trailer Bus Train /Volodymyr Sakhno, Igor Murovanyi, Viktor Poliakov, Valerii Dembitskyi //in book: TRANSBALTICA XII: Transportation Science and Technology. January 2022. DOI: [10.1007/978-3-030-94774-3_14](https://doi.org/10.1007/978-3-030-94774-3_14)
19. Antonov D.A. Raschet ustoychivosti dvizheniya mnogoosnykh avtomobilye. M.: Mashinostroyeniye, 1984. 168 s.
20. Selection and reasoning of the bus rapid transit component scheme of huge capacity By Volodymyr Sakhno, Victor Poliakov, Victor Bilichenko, Igor Murovany, Andrzej Kotyra, Gali Duskazaev, Doszhon Baitussupov//Book [Mechatronic Systems 1](#) Edition 1st Edition. First Published 2021. Imprint Routledge. Pages 10. eBook ISBN 9781003224136.

V. Sakhno, V. Polyakov, V. Stelmashchuk, D. Popelish. To determination of stability three-link road train in brake mode.

In the process of emergency braking, the probability of violation of the stability of the road train increases, especially with uneven braking forces on the wheels of the axles of the road train. The stability of the road train in the braking mode is considered in the work. Given that in the case under consideration, the forces of interaction in the traction couplings of buses do not affect the redistribution of loads on the sides of the road train, a rather complex system – three-link trailer can be considered as three systems - three buses braking independently.

In the study of the stability of the road train is considered, as a rule, plane-parallel movement of its links. It is believed that the normal reactions of the support surface on the wheels of the starboard and port sides are the same. In this case, the stability of the movement is considered for a flat model train.

The dynamics of braking of a three-link passenger train consisting of three MAZ-206 buses is considered. It is shown that taking into account the redistribution of load on the axles and sides of the bus for the inequality of braking forces on the wheels of its axles leads to a significant change in the GSR of the bus train. So, if at rigid suspension brackets and tires at speed of 15 m / s the bus train at one-sided unevenness of brake forces already went out of admissible lane, taking into account deformations of a suspension bracket and tires it at this speed remained within admissible lane. This is due to the increase in the angles of the wheels of the front axles compared to the rear, which provided a larger radius of rotation of the bus trajectory, and, accordingly, reduce the deviation of the trajectory of buses from the straight line.

Keywords: bus, braking, inequality of braking forces, stability, dimensional lane

САХНО Володимир Прохорович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобілів, Національний транспортний університет, svp_40@ukr.net

ПОЛЯКОВ Віктор Михайлович, кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри автомобілів, Національний транспортний університет e-mail: poljakov_2006@ukr.net.

СТЕЛЬМАЩУК Валерій Віталійович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького національного технічного університету, e-mail: Val.stelmashchuk@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0003-3813-3143>.

ПОПЕЛИШ Денис Михайлович – аспірант кафедри автомобілів, Національний транспортний університет, Київ, Україна.

Volodymyr SAKHNO, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of Automobiles Department, National Transport University, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua <https://orcid.org/0000-0002-5144-7131>

Victor POLYAKOV, Ph.D., associate professor, professor of «Automobiles», National Transport University, e-mail: poljakov_2006@ukr.net

Valery STELMASHCHUK, Ph.D in Engineering, associate professor of automobiles and transport technologies department, Lutsk National Technical University, e-mail: Val.stelmashchuk@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0003-3813-3143>.

Denys POPELYSH, postgraduate student of the Department of Automobiles, National Transport University, Kyiv, Ukraine.

DOI 10.36910/automash.v1i18.771

В.П.Сахно¹, С.М.Шарай¹, І.С. Мурований², І.В.Човча¹
¹ Національний транспортний університет, Київ, Україна
² Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

ДО ВИЗНАЧЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ ТРИЛАНКОВИХ АВТОПОЇЗДІВ

Сучасний розвиток громадського та вантажного транспорту веде до збільшення запитів вантажних транспортних засобів великих міст і міських автобусів. Ця тенденція обґрунтовує аргументи економії енергії та зниження рівня забруднення навколишнього середовища, обумовленого обмеженістю кількості транспортних засобів і водіїв, необхідних для перевезення великої кількості вантажів і людей. Як наслідок, виробники вантажівок і міських автобусів у нинішній час проєктують конструкції великої місткості у формі спільних та багатоланкових, як правило, триланкових транспортних засобів. Шарнірне з'єднання ланок робить довгі транспортні засоби універсальними у використанні і допускає швидке маневрування навіть в напруженому міському середовищі.

Застосування автобусів з пасажирськими причепами дозволяє знизити економічні та екологічні витрати за рахунок застосування в години пік автобуса з причепом, а в міжпіковий час того ж автобуса без причепа. Тобто автобуси з причепом можуть дати те, чого не можуть дати такі ж по місткості зчленовані автобуси. Проте питання стійкості багатоланкових автопоїздів на сьогодні ще не до кінця вирішено. Тому метою роботи є визначення стійкості руху триланкового автобусного поїзда у складі автобус + причіпна ланка за напівпричіпною схемою + причіпна ланка за причіпною схемою.

Для цього розроблено просторову модель руху автобусного поїзда, що дозволила визначити параметри стійкості у різних режимах руху. Показано, що стійкість руху автопоїзда при виконанні маневрів «переставка» і «ривок рульового колеса» за швидкості 10 м/с не забезпечується і для її забезпечення необхідно зменшити швидкість автопоїзда до 8,5 м/с. Визначено критичну швидкість прямолінійного руху автобусного поїзда, яка склала 30,25 м/с, що перевищує максимальну дозволена швидкість руху навіть в системі BRT, що засвідчує доцільність створення такого автобусного поїзда.

Ключові слова: автобус, причіп, стійкість, швидкість, маневр, математична модель.

ВСТУП

Існуючі конструкції вантажних і пасажирських триланкових автопоїздів виконані за двома універсальними схемами. Перша: автопоїзд сформований або з тривісного тягача + 5-вісного причепа, виконаного на базі серійного 3-вісного напівпричепа на двохвісному підкатному візку, або сидельно-причіпний автопоїзд, де до серійного напівпричепа причіплюється 2-вісний причіп, зазвичай з центрально розташованими осями. При цьому зберігається модульність конструкції рухомого складу [1]. Друга: автопоїзд сформований або з тривісного (двовісного) тягача і двох одно-, дво- або тривісних причепів, або із сидельного тягача і двох напівпричепів. З метою підвищення ефективності автоперевезень, скорочення витрати палива і токсичності відпрацьованих газів на одиницю вантажу, що перевозиться, з 1998г. скандинавські країни Швеція і Фінляндія змінили вимоги до довжини і повної маси автопоїздів до 25,25 м і 60 т, зберігши при цьому вимоги Директиви 2002/7/ЄС до осевих навантажень [2]. Дозволена експлуатація 2 компоновальних схем автопоїздів. Перша: автопоїзд сформований з тривісного тягача + 5-вісного причепа, виконаного на базі серійного 3-вісного напівпричепа на двохвісному підкатному візку. Друга – причіпний або сидельно-причіпний автопоїзд у складі автомобіля-тягача (автобуса) і двох причепів або напівпричепів. При цьому зберігається модульність конструкції рухомого складу [1].

Поява таких автопоїздів, корисний об'єм кузова яких складає біля 150 м³, на міжнародних перевезеннях очікувалася, але, на жаль, дорожнє і транспортне законодавства до цих пір не готові до цього в ЄС, окрім відповідно Швеції і Фінляндії.

Якщо за першою схемою виконують, як правило, вантажні автопоїзди, то за другою – і вантажні, і пасажирські автопоїзди. Тому розглянемо триланкові автопоїзди за другою універсальною схемою.

Триланкові пасажирські автопоїзди знайшли своє застосування в BRT – системах. Метробус або нова система автобусного руху "Швидкісний автобусний транспорт" (Bus Rapid Transport, BRT) є результатом розвитку мережі автобусного суспільного транспорту, рис.1. У порівнянні з метрополітеном цей проєкт має очевидні переваги: нижча вартість мережі і рухомого складу, висока пасажиромісткість та ефективні системи оплати, що забезпечують недорогий проїзд; висока швидкість руху дозволяє метробусу перевозити значну частку пасажиропотоку, що сприяє зменшенню кількості

автомобілів на дорогах міста і відповідно зменшенню викидів відпрацьованих газів; розширена інформаційна система інформує пасажирів про розклад маршрутів [3,4].



Рисунок 1 - Триланковий метробус

Таким чином, основними перевагами BRT – систем є відносно невелика вартість будівництва, швидкість будівництва лінії, дешевизна автобусів, можливість гнучкої зміни пасажиропотоку за рахунок інтенсивності руху, можливість частково використовувати лінію BRT для інших спеціалізованих транспортних засобів. Він може використовувати як окремі полоси, так і частково рухатися існуючими дорогами. З роздільними смугами можна розвивати високу швидкість у місті. На одній лінії можуть бути різні маршрути, на відміну від метрополітену. Скорочує використання особистого автотранспорту, покращує транспортну ситуацію та дає можливість повністю відмовитися від мікроавтобусів у містах [3,4]. Ці переваги проявляються, перш за все, при максимальному використанні пасажиромісткості метробусів, тобто при застосуванні триланкових метробусів та можливості їх руху з максимальними швидкостями.

Триланковий вантажний автопоїзд наведено на рис.2 [5].



Рисунок 2 – Триланковий вантажний автопоїзд [5]

Питання маневреності триланкових вантажних автопоїздів детально розглянуті в роботах [6], [7]. Проте питання вирішення стійкості руху триланкових автопоїздів потребує ще свого вирішення. Метою роботи є визначення показників стійкості руху триланкових автопоїздів та аналіз факторів, що на них впливають.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

У триланкових автопоїздах виникають труднощі в тому, що вивчення руху такого багатоланкового АТЗ значно ускладнюється через необхідність урахування впливу значної кількості факторів на характер руху усіх ланок. Взаємодія сусідніх ланок при русі автопоїзда з часом розповсюджується на весь транспортний засіб і викликає певні відхилення складових автопоїзда (модулів) від напрямку руху, заданого провідною ланкою (тягачем). Враховуючи той факт, що автопоїзд як АТЗ є засобом підвищеної небезпеки, при вирішенні задач щодо можливості експлуатації три- та багатоланкових автопоїздів, слід одним із перших зробити кроки до теоретичних досліджень їх маневреності і стійкості руху, результати яких стануть основою для відповідей на багато питань технічного, організаційного, правового характеру [6]. Так, у працях [8, 9] проведено спрощений аналіз маневреності та стійкості комбінацій транспортних засобів, наприклад, тягача в поєднанні з одним або двома напівпричепами або вантажівки з повним причепом. Комбінації автомобілів з причепами та напівпричепами розглядаються як лінійні динамічні системи з двома ступенями свободи для кожного блоку. Виведено рівняння руху з урахуванням впливу уповільнення та прискорення та отримано

характерне рівняння руху з постійною швидкістю. У роботі [10] наведено результати комплексного дослідження стійкості лінеаризованої одноколійної моделі двосекційної шарнірної машини при плоскопаралельному русі. Дві частини моделі автомобіля з'єднані в точці зчеплення за допомогою оригінального шарніру. Рівняння руху виводяться в аналітичній формі, що дозволяє досліджувати нелінійні моделі (нелінійні в'язкопружні характеристичні функції з'єднання). Визначено найважливіші параметри, що керують настанням порушення стійкості руху, та роль, яку відіграють еквівалентний коефіцієнт обертального демпфування та еквівалентна крутильна жорсткість, що характеризують з'єднання для пошуку критеріїв його конструкції. У роботі [11] представлено одноколійну динамічну модель зчленованого автобуса, яка базується на припущеннях про малі бічні прискорення передньої частини кузова та кути повороту зчленованого автобуса. Крім того, не враховуються тертя і зазори в шарнірному зчепленні. Система розроблена для точного опису поступального та обертального руху транспортного засобу на основі диференціальних рівнянь кінематичних параметрів, що представляють зчленовані автобуси. Для розв'язування рівнянь використовувався Matlab-Simulink. Результати моделювання є функціями кінематичних та динамічних параметрів, що дозволяють визначити траєкторію та ширину траєкторії зчленованого автобуса. Отримані результати є основою для точної оцінки динамічної моделі і вивчення динаміки зчленованого автобуса на вищому та більш складному рівні.

У роботі [12] запропоновано уніфіковану модель, яка включає динаміку повороту шарнірно-з'єднаної машини та повороту для будь-якої осі як тягового автомобіля (автобуса), так і причіпної секції. Модель включає в себе всі можливі конфігурації автобусів, включаючи шарнірне з'єднання, розташування силового агрегату та компоновання активного шасі. Такі дослідження мотивуються ключовим питанням: як розробити уніфіковану модель, яка буде інклюзивною та налаштованою для вищезазначених конфігурацій машини? Для розробки моделі представлено три процеси моделювання. Взаємодія шин з опорною поверхнею описується формулою з урахуванням зміни вертикального навантаження. Шарнірно-з'єднаний автобус представлено у вигляді систем диференціальних рівнянь. Варіація моделі показує доцільність, ефективність та зручність запропонованого підходу, що можна налаштувати для будь-якого зчленованого транспортного засобу при визначенні параметру стійкості у прямолінійному русі. У роботі [13] розроблено тривимірну динамічну модель автомобіля та причепа, на основі яких побудована динамічна модель. На основі теорії наближення першого порядку звичайних диференціальних рівнянь та теорії біфуркації Хопфа вивчається лінійна та нелінійна стійкість кожного елемента та автопоїзда в цілому при прямолінійному русі. Численні результати показують, що для нелінійної та лінійної моделей критичні швидкості мало відрізняються одна від одної. У праці [14] рівняння вертикальної і бокової динаміки дорожнього транспортного засобу з 6 ступенями вільності зведені до матричної форми та досліджено рух у вертикальній і боковій площині. Запропонований метод може бути застосований для аналізу стійкості руху, зокрема пасажирських поїздів. У роботі [15] розглянуто багатоваріантне розширення методу D2-IBC (Data Driven - Inversion Based Control) і обговорено його застосування при контролі стабільності руху автопоїздів. У роботі [16] розроблено модель поїзда із 31 ступенем вільності за допомогою пакету AutoSim, що показує напрями поліпшення стійкості поїзда. При цьому показано, що його стабільність можна значно підвищити за допомогою інвертора, який вважається ефективним для підвищення стабільності та продуктивності багатоланкових потягів. Проте, як показує практика, визначення характеру поведінки системи в області нестабільності та виявлення причин їх виникнення не втратило актуальності й досі.

У роботі [17] показано, що вантажні автомобілі з великою кількістю причепів (МТАНV) демонструють нестабільні режими руху на високих швидкостях, включаючи складання ланок, розгойдування причепа та перекидання. Ці нестабільні, несприятливі режими руху можуть призвести до дорожньо-транспортних пригод. З іншого боку, ці транспортні засоби мають погану маневреність на низьких швидкостях. Це вимагає знаходити компромісний зв'язок між маневреністю на низьких швидкостях і бічною стійкістю на високих швидкостях.

Опис маневреності і стійкості руху автотранспортних засобів залежить від комбінації експлуатаційних, масово-геометричних і конструктивних параметрів його модулів (для метробусів це автобус і причепа) і систем їх керування. Бажані сполучення зазначених параметрів з погляду стійкості одного і того ж самого транспортного засобу в діапазоні експлуатаційних навантажень і швидкостей руху – не одні й ті ж самі. Це спричиняє складність отримання на ранніх стадіях створення автотранспортного засобу його точних конструктивних параметрів і кількісних показників за критеріями стійкості руху. Успіх у розв'язанні подібних завдань обумовлений тим, наскільки вдало підібрано математичну модель та її істотні параметри, що описують поведінку динамічної системи у

різних режимах руху. У дослідженні [18] розроблено диференціальні рівняння плоскопаралельного руху для визначення показників маневреності і стійкості руху, але ці рівняння можуть характеризувати стійкість АТЗ тільки у прямолінійному русі. Їх використання для оцінки стійкості АТЗ у перехідних режимах руху може призвести до суттєвих похибок. У зв'язку з цим аналіз показників стійкості триланкових автопоїздів у перехідних режимах руху, а саме – при реалізації таких маневрів, як «ривок рульового колеса» і «переставка», належить до актуальних досліджень.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

У роботі [19] записано систему рівнянь для найбільш загальної схеми триланкового причіпного автопоїзда, рис.3, що включає тривісний автомобіль-тягач і два тривісні причепа, з якої отримані рівняння для автопоїздів, що розглядаються – двовісний автомобіль-тягач або автобус (далі тягач) і два двовісні причепа з центрально розташованими осями. Ці рівняння записані у вигляді:

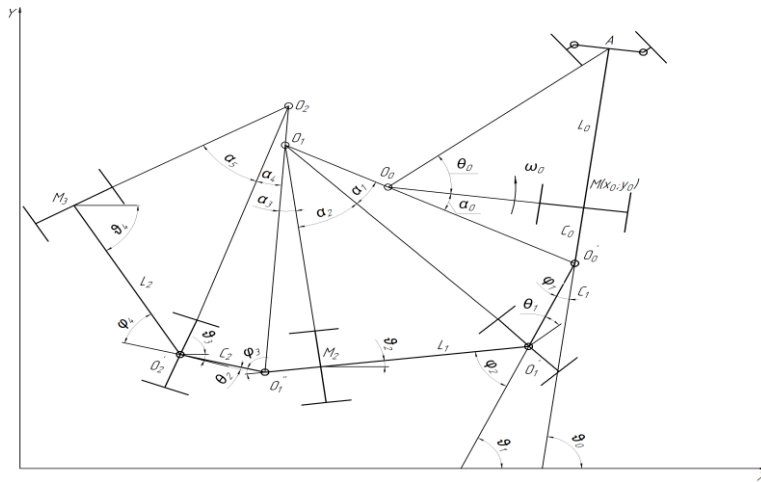


Рисунок 3 – Схема неусталеного повороту триланкового автопоїзда

$$\begin{aligned}
 & -m(\dot{u} + \omega v) + Y_{11} + Y_1 \cos \theta_1 + X_1 \sin \theta_1 - YB \cos \phi_1 + XB \sin \phi_1 = 0; \\
 & -m(\dot{v} - \omega u) - X_1 \cos \theta_1 - X_{11} + Y_1 \sin \theta_1 - XB \cos \phi_1 + YB \sin \phi_1 = 0; \\
 & -I_1 \dot{\omega} - a(Y_1 \cos \theta_1 + X_1 \sin \theta_1) - bY_{11} - (c + d_1)(Y_{21} \cos \theta_{11} + X_{21} \sin \theta_{11}) + (c + d_1 + d_2)Y_{22} + c(YB \cos \phi_1 + XB \sin \phi_1) = 0; \\
 & -I_2 \dot{\omega}_2 + d_2 YC - d_{11}(Y_{21} \cos \theta_{21} + X_{21} \sin \theta_{21}) - d_2(Y_{31} \cos \theta_{31} + X_{31} \sin \theta_{31}) - d_{21} Y_{32} = 0; \\
 & -I_3 \dot{\omega}_3 + d_1 YD - d_2(Y_{31} \cos \theta_{31} + X_{31} \sin \theta_{31}) - b_{21} Y_{32} = 0;
 \end{aligned} \quad (1)$$

У точці зчипки "B" (першого причепа з тягачем) на другу ланку діє поздовжня сила XB і поперечна сила YB ; у точці зчипки "C" (першого і другого причепів) на третю ланку діє поздовжня сила XC і поперечна сила YC . Ці сили визначені у такий спосіб:

$$\begin{aligned}
 XD &= m_2 \dot{v}_2 - m_2 \omega_2 u_2 + X_{21} \cos \theta_{21} + X_{22} - Y_{21} \sin \theta_{31}; \\
 YD &= m_2 \dot{u}_2 + m_2 \omega_2 v_2 - Y_{21} \cos \theta_{21} - Y_{22} - X_{21} \sin \theta_{21}; \\
 XC &= m_3 \dot{v}_3 - m_3 \omega_3 u_3 + X_{31} \cos \theta_{31} + X_{32} - Y_{31} \sin \theta_{31}; \\
 YC &= m_3 \dot{u}_3 + m_3 \omega_3 v_3 - Y_{31} \cos \theta_{31} - Y_{32} - X_{31} \sin \theta_{31}; \quad (2)
 \end{aligned}$$

У системах рівнянь (1, 2) прийняті такі позначення:

v -поздовжня складова швидкості центру мас тягача;

a, b - відстань від центру мас тягача до точок кріплення передньої (керованої) і задньої осі;

c - відстань від центра мас тягача до точки зчипки з першим причепом;

d_1 -відстань від центра мас першого причепа (другої ланки) до точки зчипки з тягачем;

d_{11} -відстань від центра мас першого причепа (другої ланки) до задньої осі;

d_2 -відстань від центра мас другого причепа (третьої ланки) до точки зчипки з першим причепом; d_{21} -

відстань від центра мас другого причепа до задньої осі;

m_i, J_i ($i=1,2,3$) – маса й центральний момент інерції тягача, першого і другого причепа;

v_i, u_i – поздовжня й поперечна проекції вектору швидкості центра мас на осі, пов'язані з тягачем, першим і другим причепом;

ω – кутова швидкість тягача, першого і другого причепів;

θ_i – кут повороту коліс керованого коліс тягача);

θ_{21}, θ_{31} – кут повороту коліс першого і другого причепа;

φ_1 – кут складання між автомобілем тягачем і дишлем першого причепа;

φ_2 – кут складання між дишлем причепа і його кістяком;

φ_3 – кут складання між першим причепом і дишлем другого причепа;

φ_4 – кут складання між дишлем другого причепа і його кістяком;

$X_1, X_{11}, X_{2i}, X_{3i}, Y_1, Y_{11}, Y_{2i}, Y_{3i}$ - поздовжні і поперечні сили на колесах осей автопоїзда.

У рівняння (1,2) входять кути складання і повороту керованих коліс автобусів. Ці кути визначені у такий спосіб:

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi_1}{dt} + \frac{v_A}{L_0} \frac{\sin(\pi/2 - \varphi_2 - \alpha_1)}{\sin(\varphi_1 + \varphi_2 + \alpha_1)} - \frac{v_{C1} \operatorname{tg}\theta_0}{a+b} &= 0 \\ \frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{v_{C1} \sin(\pi/2 - \varphi_1)}{\frac{a_1 + b_1}{\operatorname{tg}\theta_1} \sin(\pi/2 - \varphi_2 - \alpha_1) \times \sqrt{1 + \left(\frac{L_1 - c_1}{a_1 + b_1} \operatorname{tg}\theta_1\right)^2}} - \frac{v_A \sin(\varphi_1 + \varphi_2 + \alpha_1)}{L_1 \sin(\pi/2 - \varphi_1 - \alpha_1)} &= 0 \\ \frac{d\varphi_3}{dt} - \frac{v_{C1} \sin(\varphi_1 + \varphi_2 + \alpha_1) \times L_1 \sin(\varphi_1 + \varphi_4 + \alpha_2)}{l_1 \sin \varphi_2 \sin(\pi/2 - \varphi_4 - \alpha_2)} \times \\ \times \frac{\sin(\pi/2 - \varphi_2 - \alpha_1) \operatorname{ctg}\phi_1}{\frac{a_1 + b_1}{\operatorname{tg}\theta_2} \times \sqrt{1 + \left(\frac{d_1 - c_1}{a_1 + b_1} \operatorname{tg}\theta_0\right)^2} + L_1 \frac{\cos\phi_1}{\sin(\varphi_1 + \varphi_2 + \alpha_1)} - L_1 \sin(\pi/2 - \varphi_2 - \alpha_1) \operatorname{ctg}\phi_1} - \frac{v_{C1} \sin(\varphi_1 + \varphi_2 + \alpha_2)}{l_1 \sin(\pi/2 - \varphi_2 - \alpha_2)} &= 0; \\ \frac{d\varphi_4}{dt} - \frac{v_{C1} \operatorname{tg}\phi_1 \sin(\varphi_1 + \varphi_2 + \alpha_1)}{\frac{a_2 + b_2}{\operatorname{tg}\theta_2} \sin(\pi/2 - \varphi_2 - \alpha_2) \times \sqrt{1 + \left(\frac{l_2 - c_2}{a_2 + b_2} \operatorname{tg}\theta_2\right)^2}} - \frac{v_{C1} \sin(\varphi_1 + \varphi_2 + \alpha_1) \sin(\varphi_1 + \varphi_4 + \alpha_2)}{l_2 \sin \varphi_2 \sin(\pi/2 - \varphi_4 - \alpha_2)} &= 0. \end{aligned} \quad (3)$$

У системі рівнянь (3) допоміжні кути $\alpha_1, \alpha_2, \gamma$ визначені залежностями:

$$\alpha_1 = \operatorname{arctg}\left(\frac{l_1 - c_1}{a_1 + b_1} \operatorname{tg}\theta_1\right); \quad \alpha_2 = \operatorname{arctg}\left(\frac{l_2 - c_2}{a_2 + b_2} \operatorname{tg}\theta_2\right);$$

$$\begin{aligned} \phi_1 &= \operatorname{arctg} \left[\frac{l_1 \sin(\varphi_2 + \varphi_1 + \alpha_1)}{L_1 \sin(\pi/2 - \varphi_2 - \alpha_1)} \times \frac{1}{\sqrt{1 - \left\{ \frac{\left[\frac{\sin(\pi/2 - \varphi_2 - \alpha_1)}{\sin(\varphi_2 + \varphi_1 + \alpha_1)} \right]^2 + 1 - \left[\frac{\sin(\pi/2 - \varphi_1)}{\sin(\varphi_2 + \varphi_1 + \alpha_1)} \right]^2}{2 \times \frac{\sin(\pi/2 - \varphi_2 - \alpha_1)}{\sin(\varphi_2 + \varphi_1 + \alpha_1)}} \right\}^2}} \right] \\ \phi_2 &= \operatorname{arctg} \left[\frac{L_2 \sin(\gamma_4 + \gamma_3 + \alpha_2)}{l_2 \sin(\pi/2 - \gamma_4 - \alpha_2)} \times \frac{1}{\sqrt{1 - \left\{ \frac{\left[\frac{\sin(\pi/2 - \gamma_4 - \alpha_2)}{\sin(\gamma_4 + \gamma_3 + \alpha_2)} \right]^2 + 1 - \left[\frac{\sin(\pi/2 - \gamma_3)}{\sin(\gamma_4 + \gamma_3 + \alpha_2)} \right]^2}{2 \times \frac{\sin(\pi/2 - \gamma_4 - \alpha_2)}{\sin(\gamma_4 + \gamma_3 + \alpha_2)}} \right\}^2}} \right] \end{aligned} \quad (4)$$

У системах рівнянь (1 - 3) прийняті такі позначення:

γ_i – кути складання між ланками автопоїзда, рис. 1;

ω_i – кутова швидкість i -ої ланки автопоїзда;

$L_0=L_1=L_2$ – база автобуса, для всіх автобусів однакова, $L_0=L_1=L_2=4270$ мм;

$l_1=l_2$ – відстань від точки зчипки першого автобуса з другим, другого автобуса з третім, $l_1=l_2=3700$ мм;

$a=a_1=a_2$ – відстань від центру мас автобуса до його передньої осі, $a=a_1=a_2=2732$ мм;

$b=b_1=b_2$ – відстань від центру мас автобуса до його задньої осі, $b=b_1=b_2=1538$ мм;
 $c_1=c_2$ – відстань від центру мас автобуса до точки зчипки з наступним, $c_1=c_2=5750$ мм. (4,5)

Куті складання ланок і повороту керованих осей автобусів доцільно визначати за колового руху автопоїзда. У цьому випадку розрахункові формули для визначення кутів складання і кутів повороту керованих осей другого і третього автобусів (причепів) визначаються геометричними параметрами ланок і заданим параметром – кутом повороту керованих коліс першого автобуса. Так, якщо для автобусного поїзда у якості заданого параметру прийняти кут повороту керованих коліс першого автобуса, то

$$\varphi_1 = \arcsin \frac{L_1^2 + c_1^2 - b^2}{2L_1 \times \sqrt{L_1^2 \text{ctg}^2 \theta_1 + c_1^2}} - \arctg \frac{c_1}{L_2 \text{ctg} \theta_1}, \varphi_2 = \arcsin \frac{L_1^2 - c_1^2 + b^2}{2L_1 \times \sqrt{L_2^2 \text{ctg}^2 \theta_1 + b^2}} + \arctg \frac{b}{L_2 \text{ctg} \theta_1},$$

$$\varphi_3 = \arcsin \frac{L_2^2 + c_2^2 - b_1^2}{2L_2 \times \sqrt{L_1^2 \text{ctg}^2 \theta_{21} + c_2^2}} - \arctg \frac{c_2}{L_1 \text{ctg} \theta_{21}}, \varphi_4 = \arcsin \frac{L_2^2 - c_2^2 + b_1^2}{2L_2 \times \sqrt{L_1^2 \text{ctg}^2 \theta_{31} + b_1^2}} + \arctg \frac{b_1}{L_1 \text{ctg} \theta_{31}},$$

$$\theta_{21} = \arctg \frac{L_1}{L_2 \text{ctg} \theta_1}, \theta_{31} = \arctg \frac{L_2}{L_1 \text{ctg} \theta_{21}}$$

Конструктивні відмінності вантажних і пасажирських автопоїздів обумовлені кількістю осей ведучої ланки (автомобіля-тягача, автобуса) і причіпної ланки, кількістю керованих осей та місцем їх розташування. Разом з тим, із запропонованої загальної схеми триланкового автопоїзда можна отримати будь-яку іншу, прирівнюючи нулю або масу і момент інерції осі, або кут повороту осі, або відповідні компоновальні параметри.

Досліджуючи стійкість руху автопоїзда розглядають, як правило, плоскопаралельний рух його ланок. При цьому вважають, що нормальні реакції опорної поверхні на колеса правого і лівого борту однакові. За цієї умови стійкість руху розглядається для плоскої моделі автопоїзда.

Маневрування у граничних режимах руху може призвести до суттєвої зміни реакцій опорної поверхні на колеса ланок автопоїзда. Тому необхідно розглянути рух автопоїзда в поперечній площині. При вивченні усталених рухів задача зводиться до аналізу кінцевих рівнянь (величини кутів крену і перерозподіл навантажень по бортах постійні). Для цих режимів руху рівняння для визначення кутів крену тягача, першого і другого причепів записані у вигляді [18]:

$$\gamma_1 = \frac{\gamma_0^{(1)} 0,5H_1^2(q_{A1} + q_{B1}) + F_1(z_0^{(1)} + h_1)}{-F \varepsilon_1 + 0,5H_1^2(q_A + q_{B1})},$$

$$\gamma_2 = \frac{\gamma_0^{(2)} 0,5H_2^2(q_{A2} + q_{B2}) + F_2(z_0^{(2)} + h_2)}{-F_2 \varepsilon_2 + 0,5H_2^2(q_{A2} + q_{B2})},$$

$$\gamma_3 = \frac{\gamma_0^{(3)} 0,5H_3^2(q_{A3} + q_{B3}) + F_3(z_0^{(3)} + h_3)}{-F_3 \varepsilon_3 + 0,5H_3^2(q_{A3} + q_{B3})}, \quad (5)$$

де
$$\gamma_0^{(1)} = \frac{-P_{n1}(0,5H_1 + \varepsilon_1) + H_1[(l_1 - z_0^{(1)})(q_{A1} + q_{B1}) - q_{A1}m_{A1}g / C_{w11} - q_{B1}m_{B1}g / (C_{w12})]}{0,5H_1^2(q_{A1} + q_{B1})},$$

$$\gamma_0^{(2)} = \frac{-P_{n2}(0,5H_2 + \varepsilon_2) + H_2[(l_2 - z_0^{(2)})(q_{A21} + q_{B21}) - q_{B21}m_{B21}g / C_{w21} - q_{B2}m_{B2}g / C_{w22}]}{0,5H_2^2(q_{B21} + q_{B22})}, \quad (6)$$

$$\gamma_0^{(3)} = \frac{-P_{n3}(0,5H_3 + \varepsilon_3) + H_3[(l_3 - z_0^{(3)})(q_{A3} + q_{B3}) - q_{A3}m_{A3}g / c_{w31} - q_{B4}m_{B3}g / C_{w31}]}{0,5H_3^2(q_{A3} + q_{B3})}.$$

Динамічні складові вертикальних реакцій в опорах, що обумовлені кутами крену γ_1 і $\gamma_0^{(1)} \gamma_2$ і $\gamma_0^{(2)}$, γ_3 і $\gamma_0^{(3)}$ (довантаження і розвантаження), визначимо як:

$$\Delta G_1 = q_1(\gamma_1 - \gamma_0^{(1)}) H_1/2 ; \Delta G_2 = q_2(\gamma_2 - \gamma_0^{(2)}) H_2/2; \Delta G_{3p} = q_{3p}(\gamma_3 - \gamma_0^{(3)}) H_3/2.$$

Отже, динамічні навантаження, з урахуванням бортового перерозподілу, приймуть вид

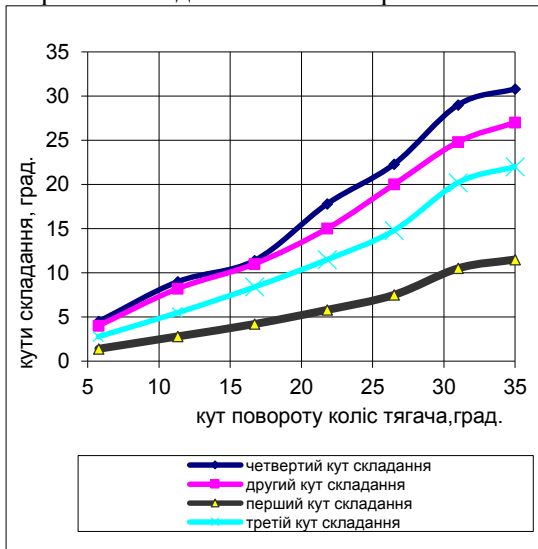
$$G_1 = G_1^o - \Delta G_1; G_1' = G_1^o + \Delta G_1; G_2 = G_2^o - \Delta G_2; G_2' = G_2^o + \Delta G_2; G_3 = G_3^o - \Delta G_3; G_3' = G_3^o + \Delta G_3. \quad (7)$$

Для триланкового причіпного автопоїзда сили взаємодії в тягово-зчіпних пристроях не впливають на перерозподіл навантажень по бортам ланок автопоїзда. Тому досить складну систему – триланковий причіпний автопоїзд можна розглядати як три системи – автомобіль-тягач (автобус), перший і другий причепа, що креняться незалежно. При цьому вісь крену кожної ланки паралельна опорній поверхні, і рух ланок автопоїзда у вертикальній поперечній площині впливає на боковий рух, в першу чергу, і в основному, шляхом зміни вертикальних навантажень на колеса. При цьому змінюються вертикальні реакції опорної поверхні на колеса автопоїзда, що призводить до зміни коефіцієнтів опору відведення коліс тягача і причепів, і тим самим зміні показників стійкості. У відповідності до цієї концепції і було проведено дослідження руху автопоїзда в поперечній площині. З використання рівнянь (4) були визначені кути складання ланок автопоїзда, рівнянь (6) – кути крену автобусів МАЗ-206, рівнянь (8) – величин довантажень і розвантажень коліс першого, другого і третього автобусів, а також вантажного автопоїзда у складі автомобіля-тягача DAF XF 105 і двох причепів з наближеними осями Krone ZZ-18, рис. 6, при повороті на 90° за швидкості 15 м/с і режимного коефіцієнту повороту

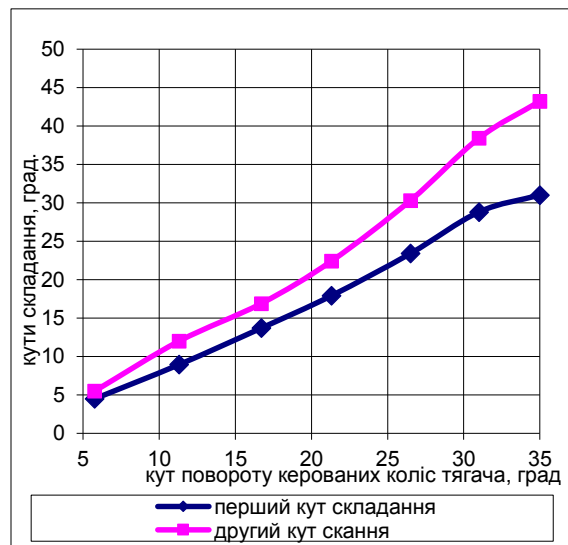
$$\left(K_{\pi} = \frac{\dot{\theta}_0}{v_1} \right) = 0,01 m^{-1}.$$

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Аналіз даних рис. 6 показує, що характер зміни кутів складання, крену, довантажень коліс одного борту для пасажирського автопоїзда у складі трьох автобусів МАЗ-206 і вантажного автопоїзда у складі автомобіля-тягача DAF XF 105 і двох причепів з Krone ZZ-18 з наближеними осями однаковий. При цьому кути складання і крену пасажирського автопоїзда менші у порівнянні з вантажним, що пояснюється наявністю керованих ланок у вантажного автопоїзда, разом з тим довантаження коліс одного борту вантажного автопоїзда менше у порівнянні з пасажирським за рахунок більшої жорсткості підвіски тягача і причепів.



а)



б)

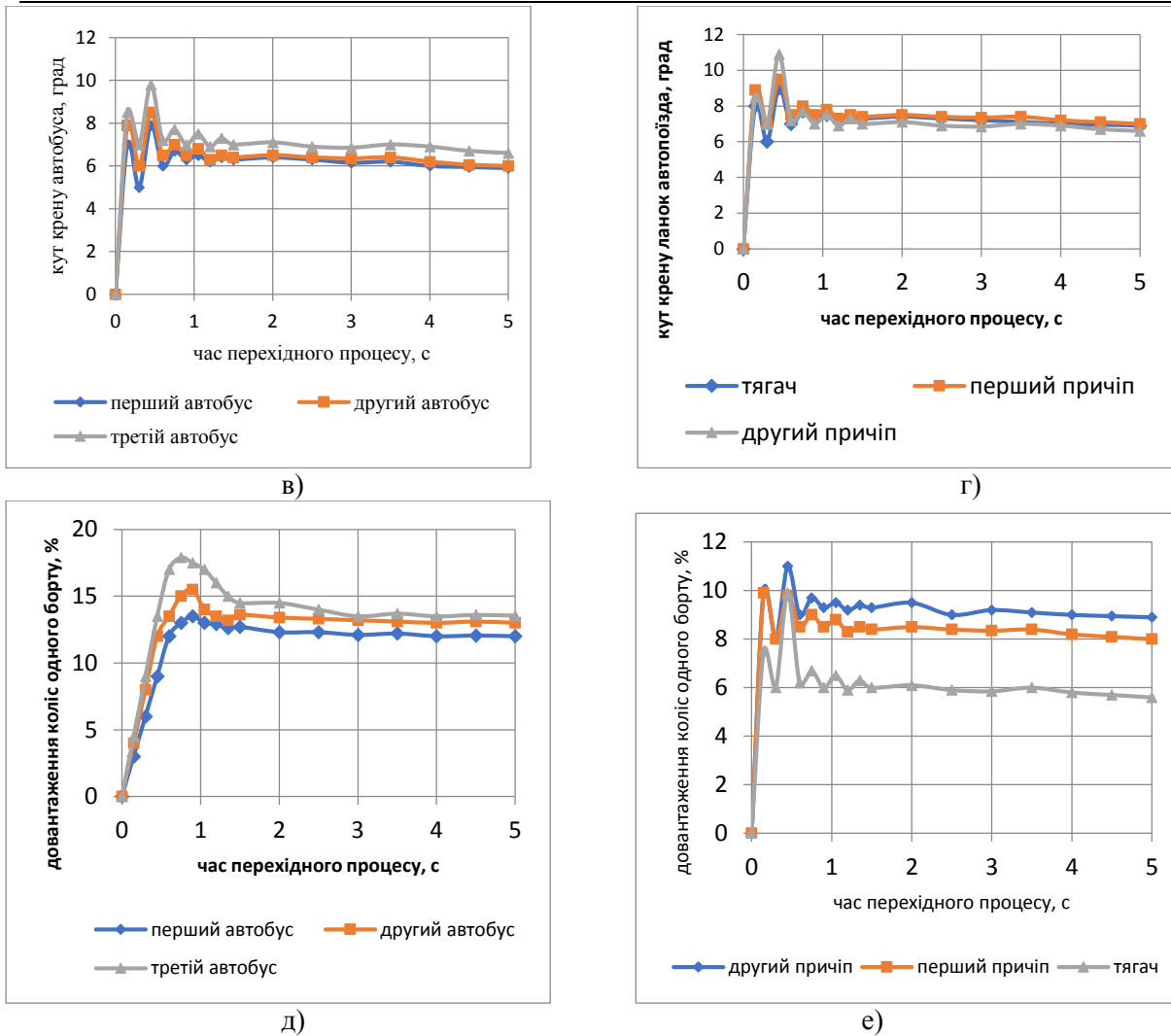


Рисунок 6 – Зміна кутів складання, крену і довантажень коліс одного борту:

а, в, д – для автобусного поїзда у складі трьох автобусів МАЗ – 206;

б, г, е – для автопоїзда у складі автомобіля-тягача DAF XF 105 і двох причепів з Krone ZZ-18

Величини довантажень коліс одного борту, а також кути складання покладені в основу розрахунків показників стійкості автопоїздів. При цьому враховано зміну коефіцієнтів опору відведення коліс автопоїзда від зміни навантаження з використання методики Д.А.Антонова [20]. На рис. 7 наведені залежності бічних прискорень автопоїздів, що розглядаються, при виконанні маневру «ривок рульового колеса» за швидкості 10 м/с.

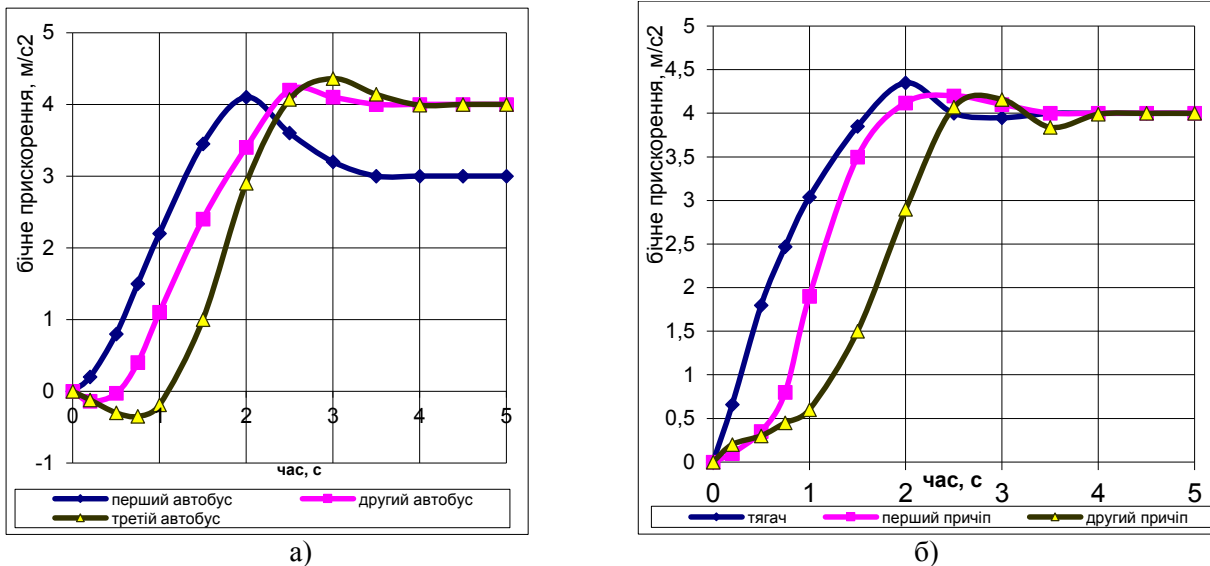


Рисунок 7 – Зміна бічних прискорень у центрі мас ланок:
а – для пасажирського автопоїзда, б – для вантажного автопоїзда

Аналіз даних, рис.7, показує, що бічні прискорення, що діють у центрі мас ланок пасажирського і вантажного автопоїздів майже однакові, проте є і суттєва різниця. Для пасажирського автопоїзда в початковий момент маневру бічні прискорення другого і третього автобусів набувають від'ємного значення, що може за інших умов (наприклад, збільшення швидкості руху при виконанні різних маневрів) призвести до порушення стійкості руху, що не характерно для вантажного автопоїзда. Разом з тим, стійкість руху автопоїздів, що розглядаються, при виконанні маневру «ривок рульового колеса» забезпечується (максимальні прискорення не перевищують 0,45 g). При цьому максимальні прискорення зменшуються на 8,6% за відсутності крену кузова.

ВИСНОВКИ

1. Показано, що для триланкового причіпного автопоїзда сили взаємодії в тягово-зчіпних пристроях не впливають на перерозподіл навантажень по бортам ланок автопоїзда і такий автопоїзд можна розглядати як три системи – автомобіль-тягач (автобус), перший і другий причепа, що креняться незалежно.

2. Встановлено, що крен ланок автопоїзда призводить до зміни опорних реакцій на колесах різних бортів, що призводить до зміни коефіцієнтів опору відведення коліс тягача і причепів, і тим самим зміни показників стійкості.

3. Показано, що характер зміни кутів складання, крену, довантажень коліс одного борту для пасажирського автопоїзда у складі трьох автобусів MA3-206 і вантажного автопоїзда у складі автомобіля-тягача DAF XF 105 і двох причепів з Krone ZZ-18 з наближеними осями однаковий. При цьому кути складання і крену пасажирського автопоїзда менші у порівнянні з вантажним, що пояснюється наявністю керованих ланок у вантажного автопоїзда, разом з тим довантаження коліс одного борту вантажного автопоїзда менше у порівнянні з пасажирським за рахунок більшої жорсткості підвіски тягача і причепів.

4. Бічні прискорення, що діють у центрі мас ланок пасажирського і вантажного автопоїздів майже однакові. Для пасажирського автопоїзда в початковий момент маневру бічні прискорення другого і третього автобусів набувають від'ємного значення, яке може призвести до порушення стійкості руху, що не характерно для вантажного автопоїзда. Разом з тим, стійкість руху автопоїздів, що розглядаються, при виконанні маневру «ривок рульового колеса» забезпечується (максимальні прискорення не перевищують 0,45 g). При цьому максимальні прискорення зменшуються на 8,6% за відсутності крену кузова.

У запропонованому дослідженні розглянуто питання стійкості триланкового автопоїзда у тяговому режимі. Не менш важливими в процесі експлуатації автопоїздів є питання, що пов'язані з вивченням їх стійкості у гальмівному режимі. Цьому будуть присвячені подальші дослідження.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Перспективные большегрузные автопоезда для евроазиатских перевозок. Топалиди В.А. (УНЦ AIRCUZ "BILIMINTETRANS"). // www.iru-cis.ru/iru-moscow/ 2007/02_sr/doc/21/ Topalidi_Uzbekistan_-Rus.pdf/
2. Solaris Bus&Coach. Alternative powertrain. Product catalogue, 2018.
3. <https://econet.ru/articles/4435-metrobus-ili-novaya-sistema-avtobusnogo-dvizheniya>
4. <https://bus10.kz/index.php/menu2-brt>
5. Макс Чернявский. Трехзвенные автопоезда. Дайджест мирового опыта/ file:///C:/Users/V/Desktop/%D0%A3%D1%81%D1%82%D0%BE%D0%B9%D1%873%D0%B0%D0%B2%D1%82/%D0%A2%D1%80%D0%B5%D1%85%D0%B7%D0%B2%D0%B5%D0%BD%D0%BD%D1%80%20mpark.pro.html
6. В.М.Поляков, В.П.Сахно. Триланкові автопоїзди. Маневреність. Київ. Національний транспортний університет. 2013. – 200 с.: іл.
7. Шарнірно-зчленовані автобуси. Маневреність та стійкість: монографія / В.П. Сахно, В.М. Поляков, С.М. Шарай, І.С. Мурований, О.Є. Омельницькій.–Луцьк : ІВВ Луцького НТУ, 2021. - 288 с.
8. Ingobert Schmid . Engineering Approach to Truck and Tractor Train Stability //SAE Transactions Vol. 76, SECTION 1: Papers 670006–670125 (1968), pp. 1-26 (26 pages)
9. Колесникович А.Н., Выгонный А.Г. Устойчивость прицепа автопоезда повышенной длины (25,25 м) при прямолинейном движении//Актуальные вопросы машиноведения, Том 7. -2018. – С.96-100.
10. D. de Bruin and P.P.J. van den Bosch. Modelling and control of a double articulated vehicle with four steerable axles. In Proc. American Control Conference (ACC), pages 3250–3254, 1999.
11. H. A. Dang. Determination of Trajectory of Articulated Bus Turning along Curved Line // TRANSACTIONS ON TRANSPORT SCIENCES. VOLUME 7. 2014. p.35
12. Yubiao Zhang, Amir Khajepour & Yanjun Huang. Multi-axle/articulated bus dynamics modeling: a reconfigurable approach //Vehicle System Dynamics International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility. Volume 56, 2018 - Issue 9.
- 13 Ren Luo. Hunting stability analysis of train system and comparison with single vehicle model //April 2008 Journal of Mechanical Engineering 44(04) DOI: 10.3901/JME.2008.04.184
14. [The vertical motion lateral stability of road vehicle trains / https://trid.trb.org/view/112747](https://trid.trb.org/view/112747)
15. O.Galluppi, S.Formentin, C.Novara, S.M.Savaresi. Nonlinear stability control of autonomous vehicles: a MIMO D²-IBC solution //IFAC-PapersOnLine. Volume 50, Issue 1, July 2017, Pages 3691-3696
16. Hsueh-Ju Chen, Wei-Jiun Su and Fu-ChengWang. Modeling and analyses of a connected multi-car train system employing the inerter //Special Issue Article .Advances in Mechanical Engineering 2017, Vol. 9(8) 1–13, 2017 DOI: 10.1177/1687814017701703.
17. Parallel Design Optimization of Multi-Trailer Articulated Heavy Vehicles with Active Safety Systems By Md. Manjurul Islam //University of Ontario Institute of Technology Oshawa, Ontario, Canada, 2013.
18. Volodimir Sakhno, Juraj Gerlici, Victor Poliakov, Alexandr Kravchenko, Oleg Omelnitsky, Tomas Lask. Road train motion stability in BRT system //XXIII Polish-Slovak Scientific Conference Machine Modelling and Simulation. MMS 2018.- Book of abstracts, September 4-7, 2018, Rydzyna Poland, p.49.
19. V.P.Sakhno, D.M.Yashchenko, R.M.Marchuk, N.M.Marchuk, Oleg Lyashuk. Research of a Truck Train Movement when Driving Semitrailer by Slowing down of wheels of one Axis Pin on the Model//International Journal of AUTOMOTIVE AND MECHANICAL ENGINEERING. Automotive Engineering Centre University Malaysia Pahang. 2020, vol. 17, No 1, p.7749-7757/
20. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. М.: Машиностроение, 1984. 168 с.

REFERENCES

1. Perspektivnyye bol'shegruznyye avtopoyezda dlya yevroaziatskikh perevozk. Topalidi V.A. (UNTS AIRCUZ "BILIMINTETRANS"). // www.iru-cis.ru/iru-moscow/ 2007/02_sr/doc/21/ Topalidi_Uzbekistan_-Rus.pdf/
2. Solaris Bus&Coach. Alternative powertrain. Product catalogue, 2018.
3. <https://econet.ru/articles/4435-metrobus-ili-novaya-sistema-avtobusnogo-dvizheniya>
4. <https://bus10.kz/index.php/menu2-brt>

5. Maks Chernyavskiy. Trekhzvennyye avtopoyezda. Daydzhdest mirovogo opyta/<file:///C:/Users/V/Desktop/%D0%A3%D1%81%D1%82%D0%BE%D0%B9%D1%87%D0%B0%D0%B2%D1%82%D0%A2%D1%80%D0%B5%D1%85%D0%B7%D0%B2%D0%B5%D0%B>
6. V.M.Polyakov, V.P.Sakhno. Trylankovi avtopoyizdy. Manevrenist'. Kyiv. Natsional'nyy transportnyy universytet. 2013. – 200 s.: il.
7. Sharnirno-zhelenovani avtobusy. Manevrenist' ta stiykist': monohrafiya / V.P. Sakhno, V.M. Polyakov, S.M. Sharay, I.S. Murovanyy, O.YE. Omel'nyts'kiy.–Luts'k : IVV Luts'koho NTU, 2021. - 288 s.
8. Ingobert Schmid . Engineering Approach to Truck and Tractor Train Stability //SAE Transactions [Vol. 76, SECTION 1: Papers 670006–670125 \(1968\)](#), pp. 1-26 (26 pages)
9. Kolesnikov A.N., Vygonnyy A.G. Ustoychivost' pritsepnogo avtopoyezda povyshennoy dliny (25,25 m) pri pryamolineynom dvizhenii//Aktual'nyye voprosy mashinovedeniya, Tom 7. -2018. –S.96-100.
10. D. de Bruin and P.P.J. van den Bosch. Modelling and control of a double articulated vehicle with four steerable axles. In Proc. American Control Conference (ACC), pages 3250–3254, 1999.
11. H. A. Dang. Determination of Trajectory of Articulated Bus Turning along Curved Line // TRANSACTIONS ON TRANSPORT SCIENCES. VOLUME 7. 2014. p.35
12. [Yubiao Zhang](#), [Amir Khajepour](#) & [Yanjun Huang](#). Multi-axle/articulated bus dynamics modeling: a reconfigurable approach //Vehicle System Dynamics International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility. Volume 56, 2018 - [Issue 9](#).
13. [Ren Luo](#). Hunting stability analysis of train system and comparison with single vehicle model //April 2008 [Journal of Mechanical Engineering](#) 44(04) DOI: [10.3901/JME.2008.04.184](#)
14. [The vertical motion lateral stability of road vehicle trains / https://trid.trb.org/view/112747](#)
15. [O.Galluppi](#), [S.Formentin](#), [C.Novara](#), S.M.Savaresi. Nonlinear stability control of autonomous vehicles: a MIMO D²-IBC solution //IFAC-PapersOnLine. [Volume 50, Issue 1](#), July 2017, Pages 3691-3696
16. Hsueh-Ju Chen, Wei-Jiun Su and Fu-ChengWang. Modeling and analyses of a connected multi-car train system employing the inerter //Special Issue Article .Advances in Mechanical Engineering 2017, Vol. 9(8) 1–13, 2017 DOI: 10.1177/1687814017701703.
17. Parallel Design Optimization of Multi-Trailer Articulated Heavy Vehicles with Active Safety Systems By Md. Manjurul Islam //University of Ontario Institute of Technology Oshawa, Ontario, Canada, 2013.
18. Volodimir Sakhno, Juraj Gerlici, Victor Poliakov, Alexandr Kravchenko, Oleg Omelnitsky, Tomas Lask. Road train motion stability in BRT system //XXIII Polish-Slovak Scientific Conference Machine Modelling and Simulation. MMS 2018.- Book of abstracts, September 4-7, 2018, Rydzyna Poland, p.49.
19. V.P.Sakhno, D.M.Yashchenko, R.M.Marchuk, N.M.Marchuk, Oleg Lyashuk. Research of a Truck Train Movement when Driving Semitrailer by Slowing down of wheels of one Axis Pin on the Model//International Journal of AUTOMOTIVE AND MECHANICAL ENGINEERING. Automotive Engineering Centre University Malaysia Pahang. 2020, vol. 17, No 1, p.7749-7757/
20. Antonov D.A. Raschet ustoychivosti dvizheniya mnogoosnykh avtomobiley. M.: Mashinostroyeniye, 1984. 168 s.

V. Sakhno, S. Sharai, I. Murovaniy, I. Tchovcha. To determination of stability movement three-link road trains

The modern development of public and freight transport leads to an increase in the demand for freight vehicles of large cities and city buses. This trend substantiates the arguments of energy saving and reduction of environmental pollution due to the limited number of vehicles and drivers needed to transport a large number of goods and people. As a result, truck and city bus manufacturers are currently designing large-capacity structures in the form of joint and multi-link, usually three-link vehicles. Swivel hinges make long vehicles versatile and allow you to maneuver quickly even in a busy urban environment.

The use of buses with passenger trailers allows to reduce economic and environmental costs by using the bus with a trailer during peak hours, and the same bus without a trailer during peak hours. That is, buses with a trailer can give what can not give the same capacity articulated buses. However, the stability of multi-link road trains has not yet been fully resolved. Therefore, the aim of the work is to determine the stability of the three-link bus train in the bus + trailer link on the semi-trailer scheme + trailer link on the trailer scheme.

For this purpose, a spatial model of the bus train movement was developed, which allowed to determine the parameters of stability in different modes of movement. It is shown that the stability of the road train when performing maneuvers "shift" and "jerk of the steering wheel" at a speed of 10 m / s is not provided and to ensure it is necessary to reduce the speed of the road train to 8.5 m / s. The critical speed of rectilinear

movement of a bus train was determined to be 30.25 m / s, which exceeds the maximum allowed speed even in the BRT system, which may indicate the feasibility of creating such a bus train.

Key words: bus, trailer, stability, speed, maneuver, mathematical model.

САХНО Володимир Прохорович – д.т.н., професор, завідувач кафедри автомобілів Національного транспортного університету, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua. <https://orcid.org/0000-0002-5144-7131>

ШАРАЙ Світлана Михайлівна – к.т.н., доцент, професор кафедри міжнародних перевезень та митного контролю Національного транспортного університету, e-mail: Svetasharai@gmail.com <http://orcid.org/0000-0001-6568-4990>

МУРОВАНИЙ Ігор Сергійович, кандидат технічних наук, доцент, декан факультету транспорту та механічної інженерії Луцького національного технічного університету, e-mail: igor_lntu@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-9749-980X>

ЧОВЧА Ірина Василівна - аспірантка кафедри автомобілів Національного транспортного університету, Київ, Україна

Volodymyr SAKHNO - Ph.D., Professor, Head of Automobiles Department, National Transport University, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua. <https://orcid.org/0000-0002-5144-7131>

Svitlana SHARAI - Ph.D., Professor of Department of International Transport and Customs Control, National Transport University, e-mail: Svetasharai@gmail.com <http://orcid.org/0000-0001-6568-4990>

Igor MUROVANYI, PhD. in Engineering, Assoc. Professor, Dean of the Faculty of Transport and Mechanical Engineering, Lutsk National Technical University, e-mail: igor_lntu@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-9749-980X>

Irina TCHOVCHA - Postgraduate Student of Automobiles Department, National Transport University

DOI 10.36910/automash.v1i18.772

Сокіл Б.І.¹, Сенік А.П.², Сокіл М.Б.², Андрухів А.І.²¹Національна академія сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного²Національний університет «Львівська політехніка»
Львів, Україна**МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОЛИВАНЬ ПІДРЕСОРЕНОЇ ЧАСТИНИ КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ НА СТІЙКІСТЬ РУХУ**

Для колісних транспортних засобів розроблена методика дослідження впливу відносних коливань підресореної частини на стійкість руху вздовж криволінійних ділянок шляху. Особливістю вказаних коливань є те, що вони враховують нелінійні силові характеристики пружних амортизаторів та демпферних пристроїв. За умови, що динамічний процес вказаної частини відбувається у вертикальній площині, побудовано його математичну модель. Вона являє собою систему двох нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку. Враховуючи, що під час руху колісних транспортних засобів максимальні значення сил опору демпферних пристроїв є значно меншими за максимальні значення пружних сил амортизаторів, побудовано наближений аналітичний розв'язок математичної моделі. Він базується на: існуванні нормальних форм коливань незбуреного руху підресореної частини; використанні періодичних Атеб-функцій для їх описання; узагальненні основних ідей методу Ван-дер-Поля на рівняння збуреного руху. Показано, що нормальні форми коливань підресореної частини, мають цю особливість, що їх частота залежить від амплітуди, параметрів, які описують пружні властивості амортизаторів та силу опору демпферів. Зокрема, для прогресивної залежності пружних властивостей амортизаторів від деформації, вона для більших значень амплітуди приймає більші значення, а для регресивної – менші. Отримані основні аналітичні залежності які стосуються нормальних коливань підресореної частини у поєднанні із основними принципами механіки використано для визначення критичної з огляду на занесення швидкості стійкого руху вздовж криволінійних ділянок шляху. Показано, що вказана величина приймає менші значення для більших величин амплітуд коливань та менших величин параметру, який вказує на відхилення пружних властивостей амортизаторів від лінійного закону і одночасно більші - для більших величин їх статичної деформації підресореної частини.

Результати роботи можуть бути базою для вибору силових параметрів системи підвіски з метою максимального забезпечення експлуатаційних характеристик колісних транспортних засобів, а їх достовірність підтверджується відомими для граничних випадків результатами.

Ключові слова: підресорена та непідресорена частини, нормальні форми коливань, стійкість руху, деформація, динаміка.

ВСТУП

Основні експлуатаційні характеристики колісних транспортних засобів (КТЗ) визначаються динамікою підресореної та непідресореної частини (ПЧ та НПЧ), а також силами взаємодії коліс із опорною поверхнею. Вказані чинники є взаємопов'язані і значною мірою визначаються нерівностями шляху та силовими характеристиками системи підвіски (СП) та пружних шин. Для більшості КТЗ пружні амортизатори (пневматичного, ресорного, пружинного типів) мають силові характеристики, які описуються нелінійними залежностями від їх деформацій, а для адаптивних підвісок ще додатково і від швидкості деформацій. Тому математичні моделі динаміки ПЧ чи системи підресорена-непідресорена частини є системи нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку. Аналітичне дослідження останніх є складною, точніше кажучи нерозв'язальною проблемою. Одночасно найбільш точну та достовірну інформацію про основні експлуатаційні характеристики можна отримати із використанням математичних співвідношень, які описують основні динамічні процеси ПЧ та НПЧ. Для часткового вирішення проблеми впливу динаміки ПЧ та НПЧ на основні експлуатаційні характеристики розвиваються наступні методи: а) лінеаризації нелінійних силових характеристик СП та пружних шин, що призводить до лінійних математичних моделей для яких достатньо розвинуті методи чисельної симуляції чи аналітичного інтегрування рівнянь руху; б) максимального (для конкретного випадку дослідження експлуатаційних характеристик) спрощення розрахункових, а від так – математичних моделей; в) експериментальний. Кожен із методів має свої переваги та недоліки перед іншим. Так, лінеаризовані математичні моделі не враховують низки властивостей реальних процесів динаміки системи підресорена – непідресорена частини, зокрема залежність їх власних частот від амплітуд, а від так, особливості резонансних процесів під час руху КТЗ вздовж шляху із нерівностями. Подібні недоліки характерні і для чисельної симуляції нелінійних математичних моделей. Що стосується досліджень побудованих на базі максимально спрощених нелінійних розрахункових моделей, то вони для конкретних експлуатаційних характеристик дозволяють

встановити низку особливостей, які не вдається встановити на базі лінеаризованих моделей. Тому, найбільшу практичну цінність становлять аналітичні результати отримані для відносно спрощених нелінійних розрахункових моделей за умови урахування у них тих чи інших особливостей динаміки системи підресорена-непідресорена частини, які відіграють домінуючу роль у дослідженні стійкості руху, плавності ходу, керованості тощо. Саме такий підхід розвивається при дослідженні стійкості руху КТЗ за умови нелінійних характеристик елементів СП та узагальнених розрахункових моделей.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Відомо, що у КТЗ у якості пружних елементів СП використовують пружинні (ресорні), пневматичні, гідропневматичні, гідравлічні, електромагнітні та ін. системи [1-5]. Для більшості із них відновлювальна сила описується нелінійною залежністю від їх деформації або деформації та швидкості деформації (див., наприклад, [6-12]). Тому, навіть для випадку, коли нехтується пружними властивостями шин, а розглядаються тільки моноформні чи складні коливання ПЧ, математичною моделлю її динаміки є нелінійні диференціальні рівняння. Для них, у випадку моноформних коливань, із використанням асимптотичних методів нелінійної механіки [13] і спеціальних Атеб-функцій [14-16] встановлено низку особливостей поздовжніх, поперечних, вертикальних коливань ПЧ та їх вплив на стійкість руху КТЗ вздовж криволінійних ділянок шляху, керованість КТЗ, умови існування та особливості резонансних коливань та ін. Проте, у більшості із вказаних робіт розглядалися тільки моноформні коливання ПЧ (вертикальні, поздовжньо- чи поперечно-кутові). Однак, під час руху КТЗ вздовж шляху із нерівностями ПЧ здійснює складні нелінійні коливання. Дослідження їх зв'язано із побудовою розв'язку систем нелінійних коливань. Саме дослідження таких складних процесів динаміки КТЗ за умови, що силові характеристики система підвіски описуються нелінійними співвідношеннями є предметом розгляду роботи

Під час руху КТЗ вздовж шляху із нерівностями ПЧ здійснює складні коливання у вертикальній площині, яка перпендикулярна до вектора швидкості центру мас вказаної частини. Силові характеристики пружних амортизаторів та демпферних пристроїв описуються нелінійними залежностями їх деформацій (амортизаторів) чи швидкостей деформацій (демпферних пристроїв): $F_i = c\Delta_i^{v_i+1}$ - величина пружної сили амортизаторів, Δ_i - їх деформації ($i=1$ - для амортизаторів правого борта, $i=2$ - для лівого), v_i - параметр, який вказує на відхилення пружних властивостей амортизаторів від лінійного закону, c - коефіцієнт пропорційності (аналог коефіцієнту жорсткості); $R_i = \alpha \dot{\Delta}_i^{2s+1}$ - сил опору демпферних пристроїв (α , s - відомі сталі), $\dot{\Delta}_i$ - швидкості деформацій демпферів. Необхідно визначити вплив динаміки відносного руху ПЧ на стійкість руху КТЗ вздовж криволінійної ділянки шляху.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

За розрахункову модель для розв'язування поставленої задачі приймається система двох тіл – підресорена та непідресорена частини. Взаємодіють між собою вказані частини пружними амортизаторами та демпферними пристроями, а з дорожнім покриттям - шинами. Деформаціями останніх в подальшому нехтується. За вказаних переміщень ПЧ її відносно положення однозначно визначається положенням центру мас та кутом повороту її навколо поздовжньої осі, яка проходить через центр мас. Тому за узагальнені координати, які визначають положення ПЧ приймемо вертикальне переміщення центру мас $z(t)$ та кут повороту $\psi(t)$ вказаної частини навколо горизонтальної поздовжньої осі, яка проходить через центр мас. Відраховуватимемо узагальнену координату $z(t)$ від статичного положення ПЧ, а $\psi(t)$ - від горизонтальної поперечної осі.

Деформації пружних амортизаторів для довільного положення ПЧ виражаються через узагальнені координати залежностями: $\Delta_1 = (\Delta_{st.} - l\psi(t) - z(t))$, $\Delta_2 = (\Delta_{st.} + l\psi(t) - z(t))$, а від так величини сил, які діють на ПЧ зі сторони пружних амортизаторів рівні: $F_1 = c(\Delta_{st.} - l\psi(t) - z(t))^{v_2+1}$, $F_2 = c(\Delta_{st.} + l\psi(t) - z(t))^{v_2+1}$. Щодо статичної деформації пружних амортизаторів $\Delta_{st.}$, то вона відповідно до визначення зв'язана із "коефіцієнтом жорсткості" c залежністю

$2c(\Delta_{st.})^{v_2+1} = Q \rightarrow c = \frac{Q}{2(\Delta_{st.})^{v_2+1}}$, Q - вага ПЧ. Наведене дозволяє записати диференціальні рівняння відносного руху у вигляді

$$I_c \ddot{\psi}(t) = \left(c l (\Delta_{st.} - l\psi(t) - z(t))^{v_2+1} - c l (\Delta_{st.} + l\psi(t) - z(t))^{v_2+1} \right) + M_R (\dot{\psi}(t), \dot{z}(t)) = 0, \tag{1}$$

$$\frac{Q}{g} \ddot{z} = -Q + \left(c (\Delta_{st.} - l\psi(t) - z(t))^{v_2+1} + c ((\Delta_{st.} - z(t) + l\psi(t))^{v_2+1}) \right) + R (\dot{\psi}(t), \dot{z}(t)) \dots$$

I_c , момент інерції ПЧ відносно поздовжньої осей, яка проходять через її центри ваги, $M_R (\dot{\psi}, \dot{z})$ та $R (\dot{\psi}, \dot{z})$ - момент сил опору демпферних пристроїв відносно вказаної осі та їх головний вектор. Величини цих векторів рівні $R (\dot{\psi}, \dot{z}) = \alpha \left[(l\dot{\psi}(t) + \dot{z}(t))^{2s+1} + (l\dot{\psi}(t) - \dot{z}(t))^{2s+1} \right]$, $M_R (\dot{\psi}(t), \dot{z}(t)) = l\alpha \left[(l\dot{\psi}(t) + \dot{z}(t))^{2s+1} - (l\dot{\psi}(t) - \dot{z}(t))^{2s+1} \right]$.

Як було наголошено вище, стійкість руху КТЗ вздовж криволінійних ділянок шляху визначається значною мірою динамічною силою тиску шин на опорну поверхню, остання в свою чергу визначається динамікою ПЧ. Тому наступним завданням роботи є визначення законів поперечно-кутових та вертикальних коливань ПЧ.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Для аналітичного описання динаміки ПЧ перш за все заміною змінних $w(t) = \Delta_{st.} - z(t)$ ($\dot{w}(t) = -\dot{z}(t)$, $\ddot{w}(t) = -\ddot{z}(t)$) диференціальні рівняння (1) проведемо до вигляду

$$\ddot{\psi}(t) + \frac{1}{I_c} \left(c l (l\psi(t) - w(t))^{v_2+1} + c l (l\psi(t) + w(t))^{v_2+1} \right) = \frac{1}{I_c} M_R (\dot{\psi}, -\dot{w}(t)) \dots \tag{2}$$

$$\ddot{w} + \frac{g}{Q} \left(c (w(t) - l\psi(t))^{v_2+1} + c ((w(t) + l\psi(t))^{v_2+1}) \right) = \frac{g}{Q} R (\dot{\psi}, -\dot{w}(t)).$$

Для забезпечення належної комфортабельності перевезення у КТЗ використовують СП для якої під час руху вздовж шляху із нерівностями максимальні значення пружних сил амортизаторів є значно більшими від максимальних значень сил опору демпферних пристроїв, тобто $\max(c(\Delta_{st.} - l\psi(t) - z(t))^{v_2+1} + c((\Delta_{st.} - z(t) + l\psi(t))^{v_2+1})) \gg \max R(\dot{\psi}(t), \dot{z}(t))$. Останнє є підставою для застосування загальних ідей методів збурень при побудові розв’язку системи диференціальних рівнянь (2). Ефективність їх використання залежить від можливості побудови “породжуючих рівнянь”.

Динаміка породжуючого руху ПЧ, як впливає із вище наведеного, зв’язана із побудовою розв’язку системи нелінійних диференціальних рівнянь, тобто

$$\ddot{\psi}(t) + \frac{1}{I_c} \left(c l (l\psi(t) - w(t))^{v_2+1} + c l (l\psi(t) + w(t))^{v_2+1} \right) = 0 \dots \tag{3}$$

$$\ddot{w} + \frac{g}{Q} \left(c (w(t) - l\psi(t))^{v_2+1} + c ((w(t) + l\psi(t))^{v_2+1}) \right) = 0.$$

Покажемо, що відповідно до основної ідеї описання нормальних форм коливань у сильно нелінійних системах [17,18] поперечно-кутові та вертикальні переміщення ПЧ при $v+1 = \frac{2m+1}{2n+1}$, $m, n = 0, 1, 2, \dots$ зв’язані співвідношенням $w(t) = \lambda\psi(t)$, λ - невідомий параметр. Підставляючи вказану залежність між невідомими нормальними формами коливань у рівняння (3), для знаходження $\psi(t)$ та λ отримуємо співвідношення

$$\frac{\lambda l}{I_c} \left((1+\lambda)^{v_2+1} + (1-\lambda)^{v_2+1} \right) = \frac{g}{Q} \left((1+\lambda)^{v_2+1} - (1-\lambda)^{v_2+1} \right) \tag{4}$$

Таким чином, знаходження невідомих форм коливань частково зв’язано із проблемою існування та знаходженням розв’язків алгебраїчного рівняння (4). Перейдемо до наближеного аналітичного їх

знаходження. Із фізичного змісту умови існування нормальних форм коливань у ПЧ ($w(t) = \lambda \psi(t)$) випливає, що параметр λ приймає мале значення. Це дозволяє для наближеного знаходження параметру λ обмежитись декількома членами розкладу в околі параметру 1 виразів $(1 \pm \lambda)^{v_2+1}$. Отримаємо після нескладних перетворень алгебраїчне рівняння третього степеня

$$\frac{2\lambda}{I_C} (1^{v_2+1} + (v_2 + 1)v_2 1^{v_2-1} \lambda^2) = \frac{2g}{Ql} ((v_2 + 1)1^{v_2} \lambda) \quad (5)$$

Його корені рівні $\lambda_1 = 0$, $\lambda_2 = \sqrt{\frac{I_C g (v_2 + 1) - Ql^2}{Qv_2 (v_2 + 1)}}$, $\lambda_3 = -\sqrt{\frac{I_C g (v_2 + 1) - Ql^2}{Qv_2 (v_2 + 1)}}$. Першому кореню

відповідають поперечно кутові коливання ПЧ, а другому та третьому – поперечно-кутові та вертикальні коливання ПЧ, причому, другому випадку відповідають синхронні поперечно-кутові та вертикальні коливання ПЧ, а третьому - у протилежних фазах.

Не менш важливою проблемою є описання форм коливань. Для цього із першого рівняння системи (3) для випадку $\lambda_1 = 0$ маємо

$$\ddot{\psi}(t) + \frac{2cl^{v_2+2}(\psi(t))^{v_2+1}}{I_C} = 0, \quad (6)$$

Його розв'язок описується за допомогою періодичних Атеб-функцій [14] у вигляді $\psi(t) = asa(v+1, 1, \omega(a)t + \vartheta)$, де a - амплітуда коливань, а $\omega(a)$ - їх частота, яка рівна

$$\omega(a) = \sqrt{(v_2 + 2) \frac{cl^{v_2+2}}{I_C} a^{\frac{v_2}{2}}} \text{ або } \omega(a) = \sqrt{\frac{(v_2 + 2)gl}{2\rho^2} \left(\frac{1}{\Delta_{st.}}\right)^{v_2+1} a^{\frac{v_2}{2}}}, \rho - \text{радіус інерції ПЧ: } I_C = \frac{Q}{g} \rho^2.$$

Що стосується нормальних коливань ПЧ (поперечно-кутових та вертикальних), то вони (див. залежності (3) - (6)) описуються також за допомогою періодичних Атеб-функцій

$$\begin{aligned} \psi(t) &= asa(v+1, 1, \omega_2(a)t + \vartheta), \\ w(t) &= \pm a \sqrt{\frac{\rho^2(v+1) - l^2}{v(v+1)}} sa(v+1, 1, \omega_2(a)t + \vartheta), \end{aligned} \quad (7)$$

де $\omega_2(a) = \sqrt{\frac{gl(v+2)}{4\rho^2(\Delta_{st.})^{v_2+1}} \left(\left(1 + \sqrt{\frac{\rho^2(v+1) - l^2}{v(v+1)}}\right)^{v_2+1} + \left(1 - \sqrt{\frac{\rho^2(v+1) - l^2}{v(v+1)}}\right)^{v_2+1} \right)} a^v$ і верхній знак у функції

$w(t)$ відповідає поперечно-кутовим і вертикальним коливанням ПЧ у одній фазі, а нижній – у протилежних фазах. Із залежності (7) випливає, що для прогресивної силової характеристики пружних амортизаторів нормальні форми коливань незбуреного руху можливі при $\rho^2 > \frac{l^2}{(v+1)}$, а для

регресивної навпаки $\rho^2 < \frac{l^2}{(v+1)}$.

На рис. 1 представлено залежність частоти нормальних форм коливань (у герцах) від амплітуди при різних значеннях статичної деформації ПЧ та параметру нелінійності.

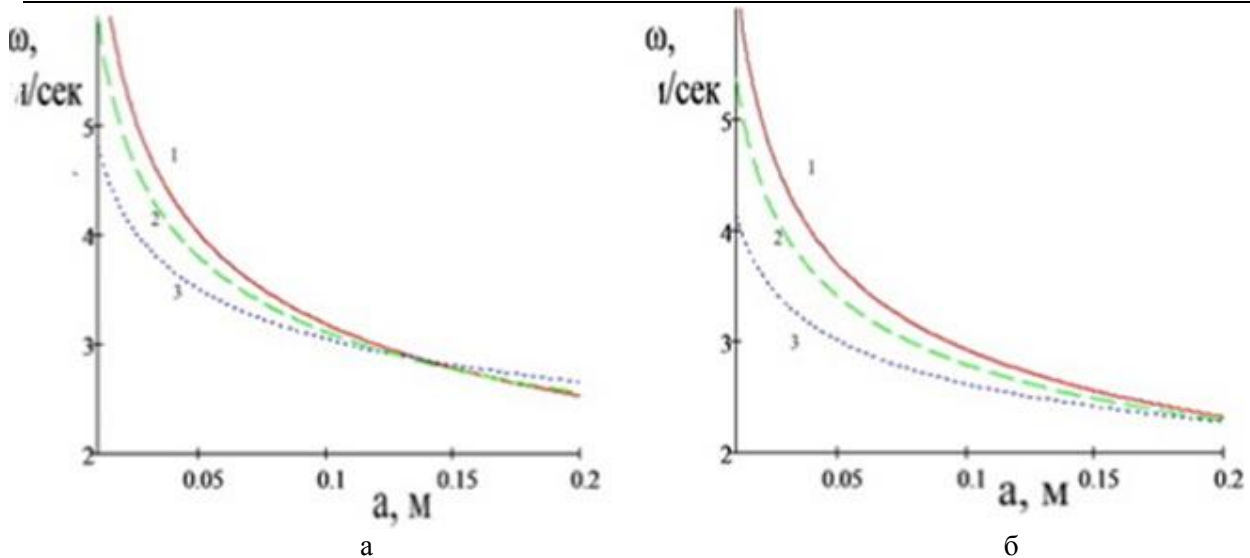


Рисунок 1. Залежність частоти нормальних коливань від амплітуди при різних значеннях статичної деформації ПЧ та параметру нелінійності ν .

Чисельні дослідження проводились при $l=0.85\text{м}$, $\rho^2 = l^2/3$, $\Delta_{st} = 0.15\text{м}$; 0.25м (рис. 1а, 1б - відповідно), $\nu = -2/3$; $-4/7$; $-2/5$ (лінія 1, 2, 3 - відповідно).

Отримані результати показують, що власні частоти поперечно-кутових коливань ПЧ для регресивної характеристики пружних амортизаторів:

- приймають менші значення для більших величин амплітуд коливань. Одночасно залежність зменшення частоти від амплітуди коливань є більшою для менших величин параметру ν . Зростання амплітуди поперечно-кутових коливань від 0.05 рад. до 0.01 рад спричиняє зменшення частоти на 12.9% при $\nu = -4/7$, $\Delta_{st} = 0.35\text{м}$, а при $\nu = -2/7$, $\Delta_{st} = 0.35\text{м}$ - на 20.6%;

- за однакових амплітуд коливань частота коливань є більшою для менших значень параметру ν . Частота вказаних коливань при амплітуді коливань 0.05 рад і $\nu = -4/7$, $\Delta_{st} = 0.35$ є на 36.2% більшою ніж при $\nu = -2/7$, $\Delta_{st} = 0.35$, а при амплітуді коливань 0.15 рад - на 17,7%;

- зростання статичної деформації від 0.15 м до 0.25 м при $\nu = -2/7$ спричиняє зменшення частоти коливань на 16.5% при амплітуді коливань 0.1 рад.

Для прогресивної характеристики системи підресорювання:

- зростання статичної деформації від 0.15 м до 0.25 м при $\nu = 2/9$ спричиняє зростання частоти коливань на 67.2% при амплітуді коливань 0.1 рад.

- за однакових амплітуд коливань частота коливань є більшою для менших значень параметру ν . Частота вказаних коливань при амплітуді 0.05 рад. і $\nu = 2/9$, $\Delta_{st} = 0.35$ є на 29.8% більшою ніж при $\nu = 2/3$, $\Delta_{st} = 0.35$, а при амплітуді коливань коливань 0.2 рад - меншою на 4.6%.

Що стосується якісної картини частот нормальних коливань, то вона має подібний характер як для поперечно-кутових коливань ПЧ із регресивною характеристикою пружних амортизаторів. Проте кількісні показники частот нормальних коливань є значно більшими.

Для визначення впливу сил опору демпферних пристроїв на нормальні форми коливань ПЧ обмежимося першим наближенням розв'язку. Для його знаходження, відповідно до основної ідеї методу Ван-дер-Поля [13], динамічний процес ПЧ описується аналогічними співвідношеннями як і для випадку розглянутих вище нормальних коливань, тільки амплітуда та фаза коливань є функціями часу. Таким чином, для знаходження законів зміни амплітуди коливань (параметру a) отримуємо звичайне диференціальне рівняння

$$\frac{da}{dt} = \frac{I\alpha(a\omega_2(a))^{2s+1}}{I_C\omega_2(a)} \left[\left(1 \pm \sqrt{\frac{\rho^2(v+1)-I^2}{v(v+1)}} \right)^{2s+1} - \left(1 \mp \sqrt{\frac{\rho^2(v+1)-I^2}{v(v+1)}} \right)^{2s+1} \right] \frac{\Gamma\left(\frac{1}{v_2+2}\right)\Gamma\left(\frac{2s_2+2}{2}\right)}{2\Gamma\left(\frac{1}{v_2+2} + \frac{2s_2+2}{2}\right)} \quad (8)$$

де верхній знак приймається для амплітуди синхронних коливань, а нижній – для випадку поперечно-кутових та вертикальних коливань у протилежних фазах.

Отримані вище результати дозволяють отримати значення динамічної сили тиску на опорну поверхню. У випадку безвідривного контакту коліс із опорною поверхнею динамічна сила тиску останніх на опорну поверхню рівна $N_1 + N_2 = P + Q \pm \Phi_Q^r$, де P - вага НПЧ, Φ_Q^r - головний вектор сил інерції відносного руху ПЧ. Щодо величини останнього, то виходячи із диференціального рівняння вертикальних коливань ПЧ та його розв'язку у нормальній формі, маємо

$$\Phi_Q^r = \frac{2a}{v+2} \frac{Q}{g} \sqrt{\frac{\rho^2(v+1) - I^2}{v(v+1)}} \omega_2^2(a) \sin^{v+1}(v+1, \omega_2^2(a)t + \theta) \quad (9)$$

Таким чином, екстремальні значення сили тиску на опорну поверхню за умови усталеного руху КТЗ рівні

$$\left\{ \begin{matrix} \max \\ \min \end{matrix} \right\} (N_1 + N_2) = P + Q \pm \frac{2a}{v+2} \frac{Q}{g} \sqrt{\frac{\rho^2(v+1) - I^2}{v(v+1)}} \omega_2^2(a) \quad (10)$$

З іншого боку, умовою стійкості руху з огляду на занесення КТЗ вздовж криволінійної ділянки шляху є: $f(N_1 + N_2) > \Phi_Q^e + \Phi_P^e$, де Φ_Q^e та Φ_P^e - головні вектори сил інерції переносного руху відповідно ПЧ та НПЧ. Їх величини рівні $\Phi_Q^e = \frac{Q V^2}{g R}$, $\Phi_P^e = \frac{P V^2}{g R}$, де R - радіус кривини ділянки шляху.

Обмежуючись мінімальним значенням сили тиску в умові стійкості руху отримуємо

$$\frac{V^2}{Rg} (P + Q) \leq f \left\{ P + Q - \frac{2a}{v+2} \frac{Q}{g} \sqrt{\frac{\rho^2(v+1) - I^2}{v(v+1)}} \omega_2^2(a) \right\} \quad (11)$$

Зауважимо, у отриманій вище формулі за значення сили тиску коліс КТЗ на дорожнє покриття прийнято мінімальне її значення. Таким чином, безпечно з огляду на занесення швидкості стійкого руху вздовж криволінійної ділянки шляху повинно бути меншим за критичне значення \bar{V} , яке визначається із (11) (для випадку рівності)

$$\bar{V} = \sqrt{Rgf} \sqrt{1 - \frac{2a}{v+2} \frac{Q}{g(P+Q)} \sqrt{\frac{\rho^2(v+1) - I^2}{v(v+1)}} \omega_2^2(a)} \quad (12)$$

На рис.2 для різних значень параметрів, які характеризують пружну підвіску КТЗ представлено залежність від амплітуди коливань критичної швидкості стійкого руху

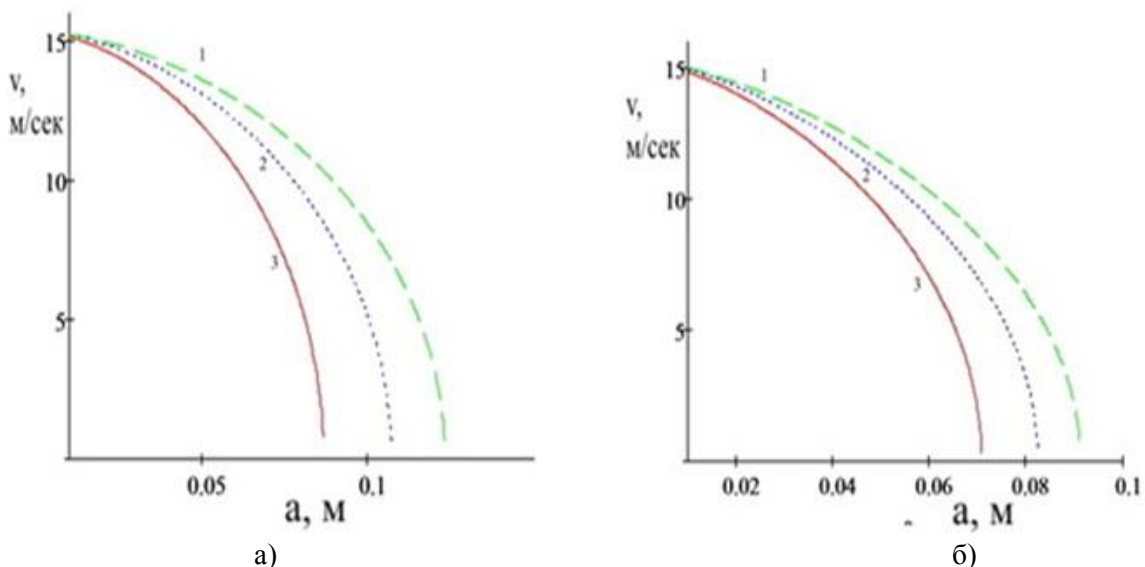


Рисунок 2. Залежність критичної швидкості стійкого руху від амплітуди коливань

Чисельні дослідження проводились при $R = 0.40\text{м}$, $f = 0.6$. Криві на рис. 2а, 2б побудовані при $\Delta_{st} = 0.35\text{м}$; 0.25м ; 0.15м (лінія 1, 2, 3 - відповідно), $\nu = -2/3$; $-4/7$ (рис. 2а, 2б – відповідно).

Із отриманих розрахункових залежностей та графічних представлених на рис.2 випливає:

- для більших величин амплітуд коливань ПЧ критичне значення швидкості стійкого руху є меншим;

- для СП із більшою статичною деформацією пружних амортизаторів, при незмінних інших параметрах, зростання статичної деформації спричиняє зростання критичної швидкості. Так зростання статичної деформації від 0.25м . до 0.35м при $\nu = -2/7$ та амплітуді коливань 0.075м спричиняє зростання критичної швидкості стійкого руху на 10.7% , а при амплітуді коливань 0.01м – 39.3% ;

- зростання параметру ν , який характеризує нелінійно-пружні властивості амортизаторів спричиняє зростання критичної швидкості руху. Так зростання вказаного параметру від $\nu = -2/3$ до $\nu = -4/9$ при статичній деформації 0.2м і амплітуді коливань 0.02м спричиняє зростання критичної швидкості на $7,6\%$, а при амплітуді коливань 0.05м на 38.8% за цієї ж величини статичної деформації.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Для дослідження стійкості руху КТЗ з огляду на занесення під час руху вздовж криволінійних ділянок шляху із урахуванням нелінійних коливань ПЧ розроблено методику їх дослідження. Вона базується на поєднанні загальних ідей методів збурень, використанні періодичних Атеб-функцій для описання нормальних форм поперечно-кутових та вертикальних коливань ПЧ. Показано, що вказані форми коливань ПЧ, мають цю особливість, що їх частота залежить від амплітуди, статичного переміщення ПЧ, параметру, який вказує на відхилення пружних властивостей амортизаторів від лінійного закону. Зокрема, для прогресивної залежності пружних властивостей амортизаторів від деформації, вона для більших значень амплітуди приймає більші значення, а для регресивного закону – навпаки менші значення. Одночасно вплив демпферних пристроїв призводить до затухання амплітуд коливань, а від так і зміни в часі частоти. Причому власна частота нормальних коливань ПЧ для прогресивного закону пружної сили амортизаторів з часом зростає, а для регресивного – спадає. Як окремий випадок отриманого впливають результати, що стосуються моноформних коливань ПЧ. Отримані основні аналітичні залежності які стосуються нормальних коливань ПЧ у поєднанні із основними принципами механіки використано для визначення критичної з огляду на занесення швидкості стійкого руху вздовж криволінійних ділянок шляху. Показано, що критичне значення швидкості стійкого руху є меншим для більших величини амплітуд коливань та менших величин параметру, який вказує на відхилення пружних властивостей амортизаторів від лінійного закону і одночасно більшим для більших величин їх статичної деформації. Зокрема, при зростанні:

а) амплітуди коливань від 0.04м . до 0.05м при статичній деформації амортизаторів 0.2 м параметрі нелінійності $\nu = -2/3$ критична швидкість стійкого руху зменшується на 27.4% , а при параметрі не лінійності $\nu = -2/7$ - на 6.7% ;

б) статичної деформації від 0.2м до 0.3м та параметру нелінійності $\nu = -2/7$ критична швидкість стійкого руху збільшується на 5% при амплітуді коливань 0.04м ., а при амплітуді нормальних коливань 0.06м . – на 8.2% ;

в) параметру нелінійності від $\nu = -4/7$ до $\nu = -2/7$ спричиняє зростання критичної швидкості руху на 15.42% при статичній деформації 0.35м і амплітуді коливань 0.05м , а при амплітуді коливань 0.075м – на 36.6% .

ВИСНОВКИ

Провідні автовиробники світу ведуть інтенсивні дослідження, які стосуються динаміки ПЧ та НПЧ за нелінійних математичних моделей. Однак результати їх досліджень базуються на чисельній симуляції відповідних математичних моделей. Чисельна симуляція не дає достатньої інформації для випадків резонансних коливань навіть простіших – одномасових моделей із нелійними характеристиками пружних амортизаторів. До того ж, використання в останні роки у транспортних засобах адаптивних елементів потребує створення програмного продукту для них, який забезпечував би найбільш комфортні умови транспортування окремих категорій людей чи вантажів. Саме отримані у роботі результати можуть бути використані, зокрема, для цієї мети.

Отримані основні співвідношення можуть служити базою для широко планових проектно-конструкторських робіт з метою модернізації наявних чи створення нових систем підресорювання, які б у більшій мірі задовольняли експлуатаційним вимогам у складних умовах руху КТЗ. Одночасно

отримані у роботі результати можуть використовуватись для подальших досліджень динаміки КТЗ, зокрема під час руху вздовж шляху із невпорядкованою системою нерівностей, керованості КТЗ та ін.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Васильєв А.Ю. Вплив характеристики підвіски на стійкість броньованих армійських автомобілів багатоцільового призначення// Васильєв А.Ю. Грубель М.Г., Шаталов О.Є., Нанівський Р.А., Дудар Є.Є. // Механіка та машинобудування №2; Харків: Технічний збірник НТУ ХПІ.- 2015-с. 68-75.

2. Дущенко В.В. Стени підресорювання військових гусеничних і колісних машин: розрахунок і синтез. НТУ “ХПІ”. – Харків, 2018.- 336 с.

3. Mykhailo Hrubel. Oscillation of a sprung part of vehicles with non-conservative specifications of shock absorbers. / Mykhailo Hrubel, Roman Naniivskyi, Marija Sokil /Зб. наукових праць Харківського національного університету Повітряних сил. № 2 (56), 2018.-С.132-136

4. Павленко В.М. Сучасний стан розвитку активних підвісок для легкових автомобілів / Павленко В.М., Криворучко О.О. // Вісник НТУ “ХПІ” Автомобілебудування.-2014, №9.- С. 54-60.

5. Park S., Popov A., Cole D. Influence of soil deformation in off-road heavy vehicle suspension vibration Journal of Terramechanics 41 (2004) P. 41–68. – Режим доступу: www.academia.edu/14061651/Influence_of_soil_deformation_on_off-road_heavy_vehicle_suspension_vibration.

6. Oleg Lyashuk. Longitudinal-angular oscillation of wheeled vehicles with non-linear power characteristics of absorber system/ Oleg Lyashuk, Volodymyr Klendiy Tetyana Pyndus, Mariya Sokil, Olexandr Marunych / Scientific Journal of the Ternopil National Technical University.- 2016.№2(83).- 82-89 ISSN 1727-7108. visnik.tntu. edu.ua

7. Пісарєв В.П. Можливості по компоновці нових пружних елементів підвіски, з прогресивною характеристикою, в межах існуючого конструктивного рішення БТР-60 / В.П. Пісарєв, А.П. Горбунов // Механіка та машинобудування. – 2009. – № 2 – С. 51-56.

8. Гречанюк М.С. Удосконалення пневматичної підвіски напівпричепа вантажного автомобіля / М.С. Гречанюк // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2011. – Вип. 4. – С. 48-52.

9. Leitner, B.; Decký, M.; Kováč, M. Road pavement longitudinal evenness quantification as stationary stochastic process. Transport 2019, 34, 195–203.

10. Грубель М.Г. Вертикальні коливання ПЧ КТЗ під дією випадкових збурень / М.Г. Грубель, О.П. Красюк, Р.А. Нанівський, М.Б. Сокіл // Наукові нотатки НТК. – Луцьк, 2014. – Вип. 46. – С. 112-116.

11. Zhang, Z.; Sun, C.; Bridgelall, R.; Sun, M. Road profile reconstruction using connected vehicle responses and wavelet analysis. J. Terramech. 2018, 80, 21–30.

12. Грубель М.Г. Резонансні коливання підресореної частини колісних транспортних засобів під час руху вздовж впорядкованої системи нерівностей / М.Г. Грубель, Р.А. Нанівський, М.Б. Сокіл // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – Вінниця, 2015. – № 1. – с. 155-161

13. Митропольський Ю.А. Избранные труды в 2-х томах/ Ю.А. Митропольский. – К.: Наукова думка, 2012. – 504 с.

14. Сенік П. М. Обернення неповної Beta-функції / П.М. Сенік // Укр. мат. журн. – К., 1969. – 21, № 3. – С. 325-333.

15. Nazarkevych M. Investigation of Beta- and Ateb-function dependencies. Bulletin of the National University. Lviv Polytechnic”. 732: Computer Science and Information Technology, 207–216 (2012).

16. Ольшанський В.П., Ольшанський С.В. та ін. Коливання дисипативних осциляторів. Харків: Міськдрук, 2015. 116 с.

17. Жупієв А.Л., Михлин Ю.В. Устойчивость и ветвление нормальных форм колебаний нелинейных систем // ПММ.- 1981.- 45, №3.- С. 450-455.

18. Маневич Л.И., Михлин Ю.В., Пилипчук В.Н. Методы нормальных колебаний для существенно нелинейных систем.- М.:Наука,1989.-216 с.

REFERENCE

1. Vasyliiev A.Iu. Hrubel M.H., Shatalov O.Ie., Naniivskyi R.A., Dudar Ye.Ie. (2015). Vplyv kharakterystyky pidvisky na stiikist bronovanykh armiiskykh avtomobiliv bahatotsilovoho pryznachennia. Mekhanika ta mashynobuduvannia, 2. 68-75.

2. Dushchenko V.V. (2018). Stemy pidresoriuvannia viiskovykh husenychnykh i kolisnykh mashyn: rozrakhunok i syntez. 336 s.
3. Mykhailo Hrubel, Roman Nanivskiy, Marija Sokil. (2018). Oscillation of a sprung part of vehicles with non-conservative specifications of shock absorbers, 56. 132-136.
4. Pavlenko V.M., Kryvoruchko O.O. (2014). Suchasnyi stan rozvytku aktyvnykh pidvisok dlia lehkovykh avtomobiliv, 9. 54-60.
5. Park S., Popov A., Cole D. (2004). Influence of soil deformation in off-road heavy vehicle suspension vibration Journal of Terramechanics, 41. 41-68. www.academia.edu/14061651/Influence_of_soil_deformation_on_off-road_heavy_vehicle_suspension_vibration.
6. Oleg Lyashuk, Volodymyr Klendiy Tetyana Pyndus, Mariya Sokil, Olexandr Marunych. (2016). Longitudinal-angular oscillation of wheeled vehicles with non-linear power characteristics of absorber system. Scientific Journal of the Ternopil National Technical University, 83. 82-89.
7. V.P. Pisariiev, A.P. Horbunov. (2009). Mozhyvosti po komponovtsi novykh pruzhnykh elementiv pidvisky, z prohresyvnoiu kharakterystykoiu, v mezhakh isnuuuchoho konstruktyvnoho rishennia BTR-60. Mekhanika ta mashynobuduvannia. 2. 51-56.
8. Hrechaniuk M.S. (2011). Udoskonalennia pnevmatychnoi pidvisky napivprychepa vantazhnoho avtomobilia. Visnyk Donetskoï akademii avtomobilnoho transportu, 4. 48-52.
9. Leitner, B.; Decký, M.; Kováč, M. (2019). Road pavement longitudinal evenness quantification as stationary stochastic process. Transport, 34, 195-203.
10. Hrubel M.H., Krasiuk O.P., Nanivskiy R.A., Sokil M.B. (2014). Vertykalni kolyvannia PCh KTZ pid diieiu vypadkovykh zburon. Naukovi notatky NTK, 46, 112-116.
11. Zhang, Z.; Sun, C.; Bridgelall, R.; Sun, M. Road profile reconstruction using connected vehicle responses and wavelet analysis. J. Terramech. 2018, 80, 21-30.
12. Hrubel M.H., Nanivskiy R.A., Sokil M.B. (2015). Rezonansni kolyvannia pidresorenoi chastyny kolisnykh transportnykh zasobiv pid chas rukhu vzdovzh vporiadkovanoi systemy nerivnostei. Visnyk Vinnytskoho politekhnichnoho instytutu, 1, 155-161.
13. Mitropol's'kij YU.A. (2012). Izbrannye trudy v 2-h tomah. Naukova dumka, 504.
14. Senyk P. M. (1969). Obnennia nepovnoi Veta-funktsii. Ukr. mat. Zhurn, 21,3, 325-333.
15. Nazarkevych M. (2012). Investigation of Beta- and Ateb-function dependencies. Bulletin of the National University. Lviv Polytechnic, 732, 207-216
16. Olshanskiy V.P., Olshanskiy S.V. (2015). Kolyvannia dysypatyvnykh ostsyl'yatoriv, 116.
17. Zhupiev A.L., Mihlin Yu.V. (1981). Ustojchivost' i vetvlenie normal'nykh form kolebanij nelinejnykh system, 45, 3, 450-455.
18. Manevich L.I., Mihlin Yu.V., Pilipchuk V.N. (1989). Metody normal'nykh kolebanij dlya sushchestvenno nelinejnykh system, 216.

B. Sokil, A. Senyk, M. Sokil, A. Andrukhiv. Methodology of research of the influence of oscillations of the sprung part of wheeled vehicles on the stability of movement.

For wheeled vehicles, a methodology for studying the effect of relative oscillations of the sprung part on the stability of movement along curved sections of the road has been developed. The peculiarity of these oscillations is that they take into account the nonlinear power characteristics of elastic shock absorbers and damping devices.

Provided that the dynamic process of this part takes place in the vertical plane, its mathematical model is built. It is a system of two nonlinear differential equations of the second order. Given that the maximum values of the resistance forces of damping devices during the movement of wheeled vehicles are much smaller than the maximum values of the elastic forces of the shock absorbers, an approximate analytical solution of the mathematical model is built.

It is based on: the existence of normal forms of oscillations of undisturbed motion of the sprung part; using periodic Ateb functions to describe them; generalization of the main ideas of the Van der Paul method to the equation of perturbed motion.

It is shown that the normal forms of oscillations of the sprung part have this feature, their frequency depends on the amplitude, parameters that describe the elastic properties of the shock absorbers and the resistance of the dampers.

In particular, for the progressive dependence of the elastic properties of the shock absorbers on the deformation, it takes larger values for larger values of amplitude, and for regressive - smaller.

The obtained basic analytical dependences concerning the normal oscillations of the sprung part in combination with the basic principles of mechanics were used to determine the critical speed of steady motion along curvilinear sections of the road.

It is shown that this value takes smaller values for larger values of oscillation amplitudes and smaller values of the parameter that indicates the deviation of the elastic properties of the shock absorbers from the linear law and at the same time larger - for larger values of their static deformation of the sprung part

The results of the work can be the basis for selecting the power parameters of the suspension system in order to maximize the performance of wheeled vehicles, and their reliability is confirmed by the results known for extreme cases.

Key words: sprung and unsprung parts, normal forms of oscillations, stability of motion, deformation, dynamics.

СОКІЛ Богдан Іванович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри інженерної механіки, Національна академія сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного, e-mail: sokil_b_i@ukr.net, <http://orcid.org/0000-0001-8551-7348>

СЕНИК Андрій Петрович, кандидат фізико-математичних наук, доцент кафедри прикладної математики, Національний університет «Львівська політехніка», andrij.p.senyk@lpnu.ua, <http://orcid.org/0000-0002-1614-512X>

СОКІЛ Марія Богданівна, кандидат технічних наук, доцент кафедри соціальних комунікацій та інформаційної діяльності, Національний університет «Львівська політехніка», mariia.b.sokil@lpnu.ua, <http://orcid.org/0000-0003-3352-2131>

АНДРУХІВ Андрій Ігорович, кандидат технічних наук, директор науково-технічної бібліотеки, Національний університет «Львівська політехніка», andrij.i.andrukhiv@lpnu.ua, <http://orcid.org/0000-0001-5915-8855>

Bohdan SOKIL, Doctor of Engineering, Professor, Head of the Department of Engineering Mechanics, Hetman Petro Sahaidachnyi National Ground Forces Academy, e-mail: sokil_b_i@ukr.net, <http://orcid.org/0000-0001-8551-7348>

Andriy SENYK, PhD in Physics and Mathematics, Associate Professor of the Department of Applied Mathematics, Lviv Polytechnic National University, andrij.p.senyk@lpnu.ua, <http://orcid.org/0000-0002-1614-512X>

Maria SOKIL, PhD in Engineering, Associate Professor of the Department of Social Communications and Information Activities, Lviv Polytechnic National University, mariia.b.sokil@lpnu.ua, <http://orcid.org/0000-0003-3352-2131>

Andriy ANDRUKHIV, PhD in Engineering, Director of the Scientific and Technical Library, Lviv Polytechnic National University, andrij.i.andrukhiv@lpnu.ua, <http://orcid.org/0000-0001-5915-8855>

DOI 10.36910/automash.v1i18.773

Солтус А.П.¹, Клімов Е.С.², Тарандушка Л. А.¹

¹Черкаський державний технологічний університет

²Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського

ОСОБЛИВОСТІ КОЧЕННЯ ЕЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА З НАХИЛОМ ДО ДОРОГИ

Наведено результати дослідження руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії з нахилом до дороги з високим коефіцієнтом зчеплення. Еластичне колесо розглядається як цілісний механізм, до складу якого входить жорсткий диск, еластичне тіло шини (пневматик) та значний за своїми розмірами контактний відбиток шини. Аналіз раніше проведених досліджень показав, що під час руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії відбувається одночасно поворот диска колеса та його бічне зміщення відносно контактної відбитка шини. Поворот диска викликає закручування тіла шини, а його бічне зміщення зумовлює кочення колеса з кутом відведення. При цьому кут закручування тіла шини за абсолютною величиною дорівнює куту відведення, а їх значення залежать від кривизни траєкторії руху, поздовжньої осі контактної відбитка шини та наявності зчеплення в ньому. Установлено, що під час руху еластичного колеса з нахилом до дороги по криволінійній траєкторії, до явищ, що протікають у пневматику під час руху по криволінійній траєкторії, додаються явища, спричинені коченням колеса з нахилом, які за незмінної траєкторії руху еластичного колеса спричиняють зміну кута закручування тіла шини та бічне зміщення диска відносно відбитка шини. При цьому суттєве значення має напрямок нахилу колеса відносно центра траєкторії його руху, а отримані залежності дозволяють визначити величину кута закручування тіла шини та бічного зміщення під час руху колеса з нахилом до дороги по криволінійній траєкторії. Уведено поняття «приведений» радіус кривизни траєкторії руху еластичного колеса, що визначає умовний радіус траєкторії руху, з яким би рухалось колесо без нахилу до дороги, але з кутом закручування тіла шини та бічним зміщенням диска з урахуванням впливу нахилу колеса на кут закручування тіла шини та бічне зміщення диска. Наведено залежності для визначення нахилів шворнів керованих коліс, що забезпечують мінімізацію опору коченню та зношування шин керованих коліс автомобіля.

Результати досліджень можуть стати у нагоді фахівцям, які працюють над удосконаленням експлуатаційних властивостей колісних транспортних засобів, зокрема маневреності, керованості та стійкості руху.

Ключові слова: кут нахилу, еластичне колесо, контактний відбиток шини, «приведений» радіус кривизни, бічне зміщення, кути нахилу шворня.

ВСТУП

За наявності еластичного колеса з його пружними, передавальними, перетворювальними, демпфувальними та згладжувальними властивостями можливо реалізувати такі експлуатаційні властивості автомобіля, як тягово-швидкісні, гальмівні, плавність і стійкість руху, керованість, маневреність тощо [1] – [3].

У загальному випадку еластичне колесо є цілісним механізмом, який має жорсткий диск, еластичне тіло шини та контактний відбиток і впливає на безпеку руху, паливну економічність, стійкість, маневреність та керованість, прохідність, плавність руху тощо. Контактний відбиток шини належить одночасно еластичному колесу й опорній поверхні, характеризується геометричними параметрами, тиском на опорну поверхню та величиною зон зчеплення та ковзання. На розподілення зон у контактному відбитку впливають як зчепні властивості опорної поверхні, так і кінематичні та динамічні параметри руху колеса [4].

Ураховуючи важливий вплив колеса на експлуатаційні властивості автомобіля, вітчизняні та зарубіжні вчені намагаються створити його математичну модель [5]. Для цього шини заміняють пружинами, балками, кривими брусками, пружними стрижнями, а для їх з'єднання використовують пружні нитки. У результаті було отримано рівняння пружної лінії меридіального перерізу колеса.

На сьогодні створення математичної моделі еластичного колеса, яка б відображала його робочий процес, є актуальною проблемою, у розв'язанні якої значне місце належить особливостям руху нахиленого до дороги еластичного колеса по криволінійній траєкторії.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Рух еластичного колеса по криволінійній траєкторії розглядається у роботах багатьох учених, які досліджували взаємодію еластичного колеса з опорною поверхнею.

У роботі [6] автор розглядає зв'язок пружних характеристик нерухомого еластичного колеса з шиммі керованого колеса триколісного шасі літака та виводить рівняння шиммі, що ґрунтується на пружній деформації пневматика нерухомого колеса. Уважаючи, що деформації шини незначні за відсутності ковзання в контактній шини з опорною поверхнею, вони описуються трьома параметрами:

бічною деформацією шини λ , кутовою деформацією шини φ та кутом розвалу χ . Радіус кривизни траєкторії руху колеса автор визначає за центром контактної відбитки шини та рекомендує кривизну траєкторії руху визначати за виразом:

$$\frac{1}{R} = \alpha \cdot \lambda - \beta \cdot \varphi - \gamma \cdot \chi, \quad (1)$$

де R – радіус траєкторії руху центру контактної відбитки колеса; α , β , γ , – коефіцієнти, які М. В. Келдиш рекомендує визначати експериментально.

Щодо визначення коефіцієнтів α , β , γ експериментально за методикою, яку рекомендовано у роботі [6], то їх визначення з достатньою для практичних розрахунків точністю не уявляється можливим, що підтверджується також дослідженнями В. І. Кнороза [7].

Кнороз В. І. у роботі [7] досліджує кінематичні та динамічні параметри під час руху еластичного колеса по колу з нахилом і без нахилу до дороги. У результаті аналізу проведених досліджень на створеній експериментальній установці Кнороз В. І. доходить до висновків, що під час руху по колу кутова деформація шини унаслідок переміщення колеса на півдовжину контакту досягає свого максимуму, а рух колеса по колу і прямолінійний рух колеса з нахилом до опорної поверхні однакові за особливостями деформації шини.

У роботі [4] розглядається рух колеса по криволінійній траєкторії за відсутності кута нахилу колеса до дороги. Була висунута гіпотеза про розподілення енергії під час руху колеса по криволінійній траєкторії порівню між закручуванням тіла шини та бічним зміщенням. При цьому бічне зміщення викликає кочення колеса з кутом відведення, який прийнято у літературі називати «кінематичним».

У результаті проведених досліджень [4] було встановлено, що під час кочення колеса по криволінійній траєкторії кут закручування тіла шини θ_R та кут відведення δ_R , спричинений бічним зміщенням диска відносно контактної відбитки шини, за абсолютною величиною дорівнюють один одному, тобто $\delta_R = \theta_R$. З урахуванням проведених досліджень [4] і визначених значень коефіцієнтів α та β рівняння (1) за відсутності нахилу колеса набуло вигляду:

$$\frac{1}{R} = \frac{2}{a} \cdot \theta_R + \frac{4}{a^2} \cdot \Delta_R, \quad (2)$$

де a – поздовжня вісь контактної відбитки шини, приведеного до рівновеликого прямокутника в м; θ_R – кут закручування тіла шини під час руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії радіуса R , рад; Δ_R – бічне зміщення диска відносно відбитки шини під час руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії радіуса R , м.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою дослідження є визначення особливостей руху еластичного колеса з нахилом до дороги по криволінійній траєкторії, їх вплив на значення кута закручування тіла шини, бічне зміщення диска та кутів нахилу шворнів керованих коліс.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

У роботі прийняті наступні припущення:

- коефіцієнт зчеплення і сили зчеплення в кожній точці контактної відбитки однакові;
- контактний відбиток шини має форму прямокутника, рівновеликого відбитку [8] – [10];
- ковзання у контактному відбитку відсутнє;
- для простоти викладення матеріалу опір коченню не розглядається.

Із аналізу результатів проведених експериментальних досліджень [7] Кнороз В. І. доходить до висновку, що певному куту нахилу колеса до дороги відповідає певний радіус R_γ , під час руху по якому величини моменту закручування диска відносно відбитки шини та бічної сили можна прийняти рівними нулю. А це можливо лише за умови, що під час прямолінійного руху колеса з нахилом до дороги виникають закручувальний момент і бічна сила, які ідентичні їх значенням під час руху цього колеса по криволінійній траєкторії радіуса R_γ . Цей радіус визначають за виразом [7]:

$$R_\gamma = \frac{r_k}{\sin \gamma}, \quad (3)$$

де R_γ – радіус траєкторії руху колеса з кутом нахилу до дороги, за якого бічна сила та закручувальний момент наближаються до нуля, м; r_k – радіус колеса, м; γ – кут нахилу колеса до дороги, град.

Аналіз експериментальних даних [7] для шини 6.00-16 показав, що розрахований за залежністю (3) та експериментальний радіуси різняться у межах 1,02–1,04 раза. Така різниця пояснюється нерівномірним розподіленням питомого тиску у кожній точці контактної відбитки та відповідно сил зчеплення у контактному відбитку шини. До того ж для конкретної шини ця різниця може бути визначена тільки експериментальними дослідженнями. Водночас з цим різниця між розрахованим за виразом (3) та експериментальним значенням радіуса R_γ не перевищує 4 %, а тому з достатньою для практики точністю значення цього радіуса визначатимемо за залежністю (3).

Згідно з [1], [4], кочення еластичного колеса по криволінійній траєкторії радіуса R пов'язане з кінематичним кутом відведення, зумовленим бічним зміщенням диска колеса відносно контактної відбитка шини, які визначають за виразами:

$$\delta_R = \frac{a}{4R}, \quad (4)$$

$$\Delta_R = \frac{a}{2} \delta_R, \quad (5)$$

де δ_R – кінематичний кут відведення, зумовлений особливостями кочення еластичного колеса по криволінійній траєкторії, рад; Δ_R – бічне зміщення диска еластичного колеса при коченні еластичного колеса по криволінійній траєкторії, м.

Якщо у виразах (4), (5) підставити значення радіуса R_γ , визначеного за виразом (3), то отримаємо значення кута кінематичного відведення та бічного зміщення диска при прямолінійному коченні еластичного колеса з кутом нахилу до дороги γ :

$$\delta_\gamma = \frac{a}{4r_k} \sin\gamma, \quad (6)$$

$$\Delta_\gamma = \frac{a^2}{8r_k} \sin\gamma, \quad (7)$$

де δ_γ – кінематичний кут відведення під час прямолінійного руху колеса з кутом нахилу γ , рад; Δ_γ – зміщення диска під час прямолінійного руху колеса з кутом нахилу γ , м.

З урахуванням залежностей (2), (6), (7) та рівності кута кінематичного відведення куту закручування тіла шини ($\delta_\gamma = \theta_\gamma$), згідно з [4], кривизну траєкторії руху еластичного колеса з нахилом до дороги запишемо так:

$$\frac{1}{R_\gamma} = \frac{2}{a} \cdot \theta_\gamma + \frac{4}{a^2} \cdot \Delta_\gamma. \quad (8)$$

У загальному випадку рух еластичного колеса по криволінійній траєкторії, залежно від його нахилу до дороги, можливий за таких умов: нахил колеса до дороги відсутній, колесо нахилене в бік центра траєкторії його руху, колесо нахилене від центра траєкторії його руху. Розрахункові схеми для визначення особливостей руху еластичного колеса з нахилом до дороги наведено на рис. 1 а, б.

Із аналізу рис. 1 а, б видно, що еластичне колесо з кутом нахилу до дороги γ рухається по колу радіусом R відносно центра, точки O . Кут нахилу колеса до дороги беремо зі знаком «плюс», якщо колесо нахилене в бік центра траєкторії руху (рис. 1 а), а у протилежному випадку – зі знаком «мінус» (рис. 1 б). Згідно із залежністю (3), точка O_γ є центром, відносно якого під час руху колеса з нахилом до дороги бічна сила та закручувальний момент наближаються до нуля.

Якщо еластичне колесо, що рухається по криволінійній траєкторії, додатково нахилене до дороги, то до явищ, що протікають у пневматику (тілі шини) під час руху по криволінійній траєкторії, додатково додаються явища, спричинені коченням колеса з нахилом до дороги.

Результуючий кут відведення визначатиметься, з урахуванням напрямку нахилу колеса як сума кутів відведення, спричинених коченням еластичного колеса без нахилу по криволінійній траєкторії радіуса R та коченням колеса з нахилом по криволінійній траєкторії радіуса R_γ . З урахуванням залежностей (4) – (7) результуючі кут відведення та бічне зміщення диска, під час кочення колеса по криволінійній траєкторії з нахилом до дороги, визначимо так:

$$\Sigma \delta = \frac{a}{4R} \pm \frac{a}{4r_k} \sin\gamma, \quad (9)$$

$$\Sigma \Delta = \frac{a^2}{8R} \pm \frac{a^2}{8r_k} \sin\gamma, \quad (10)$$

де $\Sigma \delta$ – результуючий кут відведення під час кочення колеса з нахилом до дороги по криволінійній траєкторії, рад; $\Sigma \Delta$ – результуюче бічне зміщення диска колеса під час кочення колеса з нахилом до дороги по криволінійній траєкторії, м.

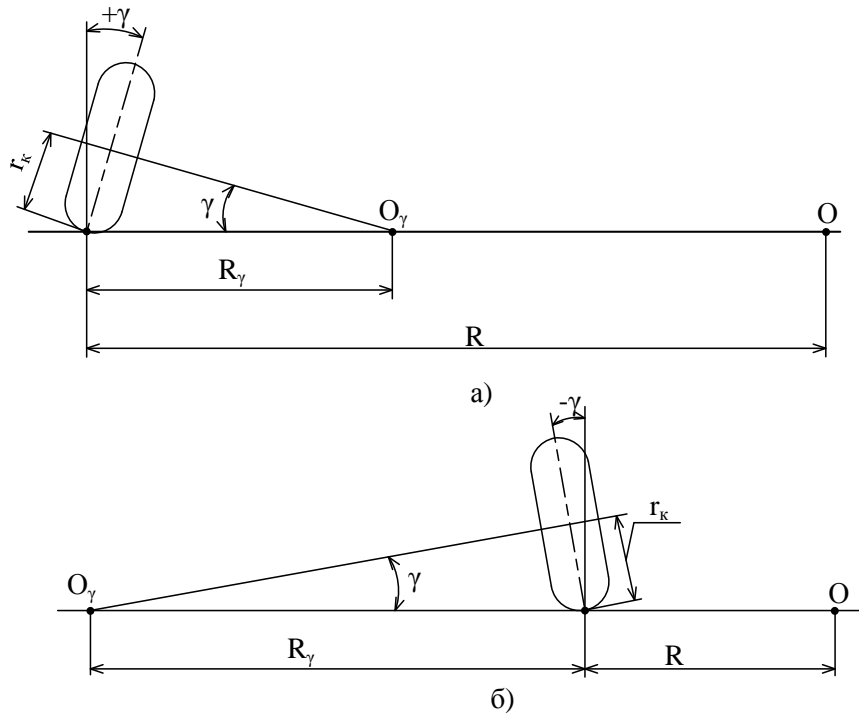


Рисунок 1 – Схема для визначення кутів відведення під час руху по криволінійній траєкторії
 а) нахил колеса до центра повороту; б) нахил колеса від центра повороту.

Зауважимо, що у формулах (9), (10) та у нижче наведених залежностях знак «плюс» необхідно брати для випадку, коли колесо нахилено від центра траєкторії руху (рис. 1 б), а знак «мінус» – у випадку, коли колесо нахилено в бік центра траєкторії руху (рис. 1 а). Кут нахилу колеса до дороги γ у цьому випадку брати зі знаком «плюс».

Щодо кута закручування тіла шини під час руху еластичного колеса з нахилом до дороги, то, згідно з дослідженнями [4], результуючий кут закручування тіла шини за абсолютною величиною дорівнюватиме результуючому куту відведення, який визначатимемо за виразом (9), тобто:

$$\Sigma \theta = \frac{a}{4R} \pm \frac{a}{4r_k} \sin \gamma, \quad (11)$$

де $\Sigma \theta$ – результуючий кут закручування тіла шини під час кочення колеса з нахилом до дороги по криволінійній траєкторії, рад.

Водночас траєкторія руху еластичного колеса формується остовом колісної машини і не залежить від величини кута нахилу колеса до дороги. Однак, нахил колеса під час руху по криволінійній траєкторії вплине на бічне зміщення диска відносно відбитка шини, кут кінематичного відведення та, відповідно, кут закручування пневматика (тіла шини) за незмінного радіуса кривизни траєкторії руху колеса.

Для визначення впливу нахилу колеса на явища в пневматику під час руху по криволінійній траєкторії уведемо поняття «приведений» радіус траєкторії руху, під яким будемо розуміти умовний радіус, з яким би рухалося колесо без нахилу по криволінійній траєкторії, але з кутом закручування пневматика та бічним зміщенням диска, визначеними за виразами (10), (11).

Ураховуючи залежності (2), (9), (10) і вищенаведене, «приведену» кривизну визначимо так:

$$\frac{1}{R_{np}} = \frac{2}{a} \cdot \Sigma \theta + \frac{4}{a^2} \cdot \Sigma \Delta, \quad (12)$$

де R_{np} – «приведений» радіус кривизни траєкторії руху нахилоного колеса, м.

Якщо до виразу (12) підставити вище наведені значення $\Sigma \Delta$ та $\Sigma \theta$, то після елементарних перетворень отримаємо:

$$\frac{1}{R_{np}} = \frac{2}{a} \cdot \theta_R + \frac{4}{a^2} \cdot \Delta_R \pm \left(\frac{2}{a} \cdot \theta_\gamma + \frac{4}{a^2} \cdot \Delta_\gamma \right), \quad (13)$$

$$\text{або } \frac{1}{R_{np}} = \frac{1}{R} \pm \frac{1}{R_\gamma}. \quad (14)$$

Із аналізу залежності (14) визначимо значення «приведеного» радіуса кривизни:

$$R_{np} = \frac{R \cdot (\pm R_\gamma)}{R + (\pm R_\gamma)}, \quad (15)$$

Проаналізуємо вираз (15). При $\gamma \rightarrow 0$, згідно з залежністю (3), $R_\gamma \rightarrow \infty$. У цьому випадку маємо:

$$R_{\text{пр}} = \lim_{R_\gamma \rightarrow \infty} \frac{R \cdot (\pm R_\gamma)}{R + (\pm R_\gamma)} = R.$$

Отже, за відсутності кута нахилу колеса до дороги «приведений» радіус кривизни прямує до радіуса кривизни руху колеса, що підтверджує достовірність отриманої залежності (15).

Отже, під час кочення колеса по криволінійній траєкторії, яка формується остовом колісної машини і не залежить від кута нахилу колеса до дороги, кут закручування тіла шини та бічне зміщення диска колеса відносно відбитка шини будуть додатково зумовлені впливом нахилу колеса до дороги, а наведені залежності (10), (11) дозволять визначити цей вплив.

Під час руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії з нахилом до дороги, за умови відсутності зон ковзання у контактному відбитку шини, величину закручувального моменту та бічну силу з урахуванням [1], [4] визначимо так:

$$\sum M = C_\theta \sum \theta = C_\theta \left(\frac{a}{4R} \pm \frac{a}{4r_k} \sin \gamma \right), \quad (16)$$

$$\sum P = K_y \sum \delta = K_y \left(\frac{a}{4R} \pm \frac{a}{4r_k} \sin \gamma \right), \quad (17)$$

де $\sum M$ – закручувальний момент під час кочення колеса по криволінійній траєкторії з нахилом до дороги, Н·м; $\sum P$ – бічна сила під час кочення колеса по криволінійній траєкторії з нахилом до дороги, Н; C_θ – кутова жорсткість шини відносно вертикальної осі, що проходить через центр відбитка шини, Н·м/рад; K_y – коефіцієнт бокового відведення, Н/рад.

Розглянемо особливості руху керованих коліс автомобіля під час його руху по криволінійній траєкторії, урахувавши, що під час такого руху вони мають нахил до дороги. Зауважимо, кут нахилу керованого колеса до дороги в теорії автомобіля прийнято називати кутом розвалу. При цьому кут розвалу колеса (кут між середньою площиною колеса і вертикаллю) прийнято брати зі знаком «плюс», якщо середня площина колеса нахилена назовні відносно автомобіля, у протилежному випадку кут розвалу колеса прийнято брати зі знаком «мінус».

Вісь, відносно якої кероване колесо повертається, прийнято називати віссю шворня. Вона характеризується поперечним і поздовжнім кутами нахилу. За наявності нахилів осі шворня кероване колесо під час руху по криволінійній траєкторії рухається з перемінним поточним кутом розвалу. Його значення, згідно з [1], [11], [12], визначають за виразом:

$$\gamma(\theta) = \gamma_0 + \alpha_{\text{ш}}(1 - \cos(\theta)) \pm \beta_{\text{ш}} \sin(\theta), \quad (18)$$

де $\gamma(\theta)$ – поточний кут розвалу колеса, під час його повороту відносно положення прямолінійного руху автомобіля на кут θ , рад; γ_0 – кут розвалу керованого колеса під час прямолінійного руху автомобіля, рад; $\alpha_{\text{ш}}$ – кут поперечного нахилу шворня, рад; $\beta_{\text{ш}}$ – кут поздовжнього нахилу шворня, рад. Майже на всіх автомобілях шворні нахилена назад по ходу руху автомобіля, що зумовлює зміщення точки зустрічі осі шворня з опорною поверхнею вперед відносно поперечної осі контактної відбитка. За такого нахилу кут $\beta_{\text{ш}}$ у формулі (18) беруть зі знаком «плюс». θ – кут повороту керованого колеса відносно положення, що відповідає прямолінійному руху автомобіля, град.

У формулі (18) знак «плюс» брати під час повороту лівого колеса ліворуч від нейтрального положення, а правого – праворуч. У протилежному випадку брати знак «мінус».

Значення кута розвалу колеса γ_0 задається конструктором на стадії проектування у межах від 0° до $+1^\circ$ та призначене компенсувати пружний прогин балки керованого моста, вибір люфтів у підшипниках цапф керованих коліс і шворнів. У кінцевому результаті цей кут під час руху автомобіля наближається до нуля, а для керованого колеса під час руху по прямій створюються умови, що забезпечують мінімальний опір руху.

З урахуванням вищенаведеного, на рис. 2 подано розрахункову схему для визначення нахилів шворня, які забезпечують кочення керованих коліс по криволінійній траєкторії, коли моменти від закручування тіл шин керованих коліс і бічні сили прямуватимуть до нульових значень. У цьому випадку опір руху буде мінімальний, а довговічність шин відповідно збільшиться.

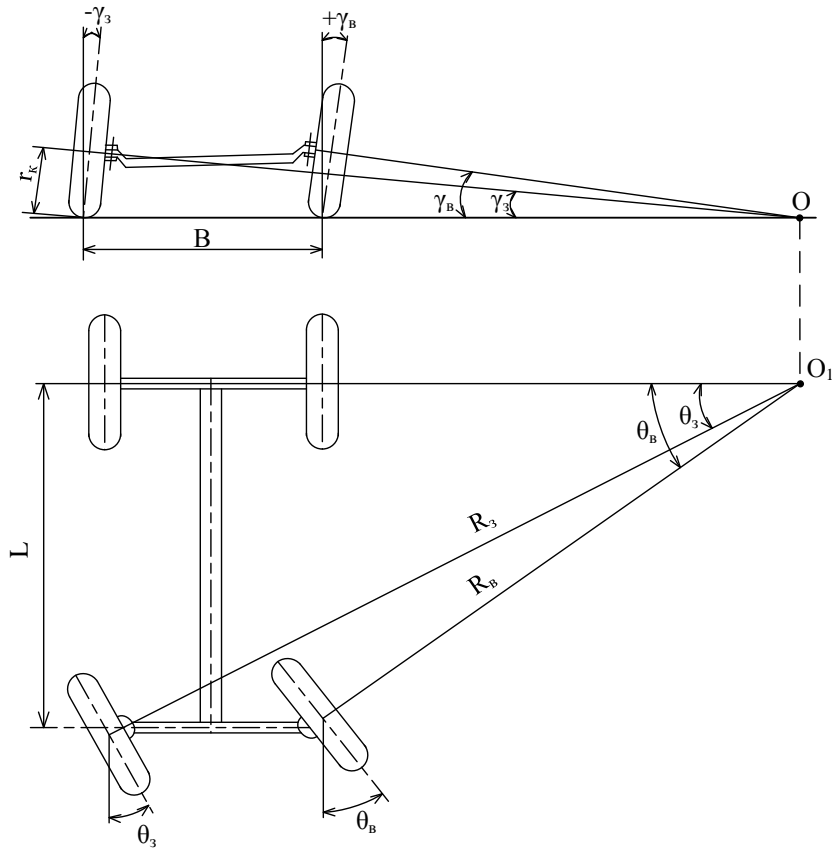


Рисунок 2 – Схема для визначення нахилів осі шворня для забезпечення довговічності шин

Із аналізу рис. 2 видно, що для забезпечення довговічності шин керованих коліс під час руху по криволінійній траєкторії, перпендикуляри, опущені від центрів коліс відносно середніх площин керованих коліс, повинні перетинатися у центрі повороту автомобіля, точки O . З урахуванням цього кут розвалу внутрішнього до центру повороту автомобіля колеса повинен бути зі знаком «плюс», а зовнішнього колеса – зі знаком «мінус».

Згідно з рис. 2 поточний кут розвалу внутрішнього колеса визначиться так:

$$\gamma_B = \frac{r_k}{L} \sin \theta_B, \quad (19)$$

де γ_B – поточний кут розвалу внутрішнього колеса, під час його повороту на кут θ_B , рад; r_k – радіус колеса, м; L – база автомобіля, м.

Відповідно поточний кут розвалу зовнішнього колеса визначиться так:

$$\gamma_3 = -\frac{r_k}{L} \sin \theta_3, \quad (20)$$

де γ_3 – поточний кут розвалу зовнішнього колеса, під час його повороту на кут θ_3 , рад.

Підставивши значення поточних кутів розвалу (19), (20) до залежності (18), отримаємо систему двох рівнянь:

$$\begin{aligned} \frac{r_k}{L} \sin \theta_B &= \gamma_0 + \alpha_{ш}(1 - \cos \theta_B) + \beta_{ш} \sin \theta_B, \\ -\frac{r_k}{L} \sin \theta_3 &= \gamma_0 + \alpha_{ш}(1 - \cos \theta_3) - \beta_{ш} \sin \theta_3. \end{aligned} \quad (22)$$

Якщо з урахуванням наведеного вище узяти $\gamma_0 = 0$ і розв'язати цю систему рівнянь відносно поперечного $\alpha_{ш}$ та поздовжнього $\beta_{ш}$ нахилів шворня, то отримаємо:

$$\begin{aligned} \alpha_{ш} &= 0, \\ \beta_{ш} &= \frac{r_k}{L}. \end{aligned} \quad (23)$$

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Залежності (23) дозволяють визначити такі нахили шворнів керованих коліс, за яких моменти закручування дисків відносно відбитків шин і бічні сили під час кочення керованих коліс по

криволінійній траєкторії наближаються до нульових значень. У цьому випадку створюються умови для мінімізації опору коченню та зношування шин керованих коліс автомобіля.

ВИСНОВКИ

1. Установлено, що під час руху еластичного колеса з нахилом до дороги по криволінійній траєкторії на явища, що протікають у пневматику (тілі шини) під час руху по криволінійній траєкторії, додатково накладаються явища, спричинені коченням колеса з нахилом, які за незмінної траєкторії руху еластичного колеса зумовлюють зміну кута закручування пневматика та бічне зміщення диска відносно відбитка шини. При цьому суттєве значення має напрямок нахилу колеса відносно центра траєкторії його руху, а отримані залежності дозволяють визначити величину кута закручування тіла шини та бічного зміщення під час руху колеса з нахилом до дороги по криволінійній траєкторії.

2. Траєкторію руху еластичного колеса формує остов колісної машини, а кут нахилу колеса до дороги на його траєкторію руху не впливає, однак кут нахилу колеса до дороги впливає на значення кута закручування пневматика і бічного зміщення диска відносно відбитка шини під час руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії.

3. Для визначення впливу нахилу колеса до дороги під час його руху по криволінійній траєкторії введено поняття «приведений» радіус кривизни траєкторії еластичного колеса, під яким розуміється умовний радіус траєкторії руху колеса, з яким би рухалося коло без нахилу по криволінійній траєкторії, але з кутом закручування та бічним зміщення, визначеними за виразами (10), (11), які враховують явища, що супроводжують кочення колеса по криволінійній траєкторії та з нахилом до дороги.

4. Поздовжній та поперечний нахили шворня повинні забезпечити такі кути розвалу керованих коліс під час руху по криволінійній траєкторії, за яких моменти закручування дисків відносно відбитків шин і бічні сили наближаються до нульових значень. Установлено, що за таких умов кут поперечного нахилу повинен наближатися до нульового значення, а поздовжній є функцією радіуса колеса та бази автомобіля.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля. Київ : Арістей, 2006. 176 с.
2. Jazar R.N. Tire Dynamics. In: Vehicle Dynamics. New York, NY : Springer, 2014. 1015 p.
3. Pacejka H. Tire and vehicle dynamics. Elsevier, 2005. 632 p.
4. Солтус А. П., Тарандушка Л. А., Клімов Е. С., Черненко С. М. Особливості руху еластичного колеса по криволінійній та прямолінійній траєкторії з відведенням. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2021. № 2 (14). С. 121–130. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2021-14-2-121-130>.
5. Uil R. T. Tyre models for steady-state vehicle handling analysis. Eindhoven: Eindhoven University of Technology, 2007. 91 p.
6. Келдыш М. В. Шимми переднього колеса трехколесного шасси. *Труды ЦАГИ. Изд. Бюро новой техники НКАП*. 1945. № 564. С. 1–34.
7. Кнороз В. И. Качение автомобильного колеса с наклоном к дороге. *Автомобильная и тракторная промышленность*. 1956. № 9. С. 24–32.
8. Клімов Е. С. Щодо визначення моменту опору повороту шини керованого колеса на місці. *Наукові нотатки*. 2014. № 46. С. 246–251.
9. Nagasaka K., Nagai J., Yamamoto M. Development of an estimation rack bar axial force caused by stationary steering. *JSAE Trans*. 2011. Vol. 42. Pp. 685–690.
10. Schmitt P. D. Prediction of static steering torque during brakes-applied parking maneuvers. *SAE paper 2003-01-3430*, 2003.
11. Солтус А. П., Черненко С. М. Определение весового стабилизирующего момента от комбинированного наклона шкворня. *Автомобильный транспорт: Зб. наук. праць ХНАДУ*. 2003. Вип. 12. С. 23–26.
12. Клімов Е. С. Щодо питання визначення вагового стабілізуючого моменту. *Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського*. 2009. Вип. 1 (154). Ч. 1. С. 61–65.

REFERENCES

1. Soltus, A.P. (2006). Teorija eksploatacijskih vlastivostej avtomobilja [Theory of operational properties of the vehicle]. Kyi'v : Aristej [in Ukrainian].

2. Jazar, R.N. (2014). Tire Dynamics. In: Vehicle Dynamics. New York, NY : Springer.
3. Pacejka, H. (2005). Tire and vehicle dynamics. Elsevier.
4. Soltus, A. P., Tarandushka, L.A., Klimov, E.S., Chernenko, S.M. (2021). Osoblyvosti ruhu elastychnogo kola po kryvoliniynij ta prjamoliniynsij trajektorii' z vidvedennjam [Features of an elastic wheel motion along a curvilinear and rectilinear trajectory with a slip]. *Journal of Mechanical Engineering and Transport*, 2 (14), 121-130 [in Ukrainian]. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2021-14-2-121-130>.
5. Uil, R. T. (2007). Tyre models for steady-state vehicle handling analysis. Eindhoven : Eindhoven University of Technology.
6. Keldysh, M.V. (1945). Shimmi perednego kola trehkolesnogo shassi [Shimmy of the front wheel of a tricycle chassis]. *Trudy CAGI*, 564, 1-34 [in Russian].
7. Knoroz, V.I. (1956). Kachenie avtomobil'nogo kola s naklonom k doroge [Rolling of a car wheel with an inclination to the road]. *Avtomobil'naja i traktornaja promyshlennost'*, 9, 24-32 [in Russian].
8. Klimov, E.S. (2014). Shchodo vyznachennia momentu oporu povorotu shyny kerovanoho kola na mistsi [Regarding the determination of the tire static steering torque]. *Naukovi notatky*, 46, 246-251 [in Ukrainian].
9. Nagasaka, K., Nagai, J. (2011). Yamamoto M. Development of an estimation rack bar axial force caused by stationary steering. *JSAE Trans.* <https://doi.org/10.11351/jsaeronbun.42.685>.
10. Schmitt, P.D. (2003). Prediction of static steering torque during brakes-applied parking maneuvers. *SAE paper* 2003-01-3430. <https://doi.org/10.4271/2003-01-3430>.
11. Soltus, A. P., Chernenko, S. M., (2003). Opredelenye vesovoho stablyzyruushcheho momenta ot kombynyrovannoho naklona shkvornia [Determination of the gravity aligning torque from the pivot combined inclination]. *Avtomobilnyi transport: Zb. nauk. prats KhNADU*, 12, 23–26 [in Russian].
12. Klimov, E.S. (2009). Shchodo pytannia vyznachennia vahovoho stabilizuiuchoho momentu [Regarding the determination of the gravity aligning torque]. *Visnyk Kremenchutskoho derzhavnoho politekhnichnoho universytetu imeni Mykhaila Ostrohradskoho*, 154 (1). 61 – 65 [in Ukrainian].

Soltus A.P., Klimov E.S., Tarandushka L.A. Features of rolling of the elastic wheel with inclination to the road

The results of the study of the inclined elastic wheel motion along a curvilinear trajectory on a road with a high adhesion coefficient are presented. The elastic wheel is considered as an integral mechanism, which includes a hard rim, an elastic tire body (pneumatic) and a large tire contact patch. The analysis of previously conducted research has shown that during the elastic wheel movement along a curved trajectory, the wheel rim rotates simultaneously and its lateral shift relative to the tire contact. The disc turning causes the tire body torsion, and lateral shift causes the wheel to roll with the slip angle. The tire body torsion angle in absolute value is equal to the slip angle, and their values depend on the trajectory curvature, the longitudinal axis of tire contact patch and the adhesion presence in it. It is established that during the movement of the elastic wheel with an inclination to the road along a curved trajectory, the phenomena occurring in the pneumatics during the movement along a curvilinear trajectory are additionally superimposed by the phenomena caused by rolling of the wheel with an inclination which at a constant trajectory of the elastic wheel cause a change in the tire torsion angle and the lateral rim shift relatively to the tire contact patch. The direction of the wheel inclination relative to the trajectory center is essential, and the obtained dependences allow to determine the value of the tire torsion angle and lateral shift when the wheel moves with an inclination to the road along a curved trajectory. The concept of "equivalent" radius of the elastic wheel trajectory curvature is introduced, which determines the conventional radius of the trajectory with which the wheel would move without inclination to the road, but with the tire torsion angle and the rim lateral shift considering the influence of the wheel inclination on the tire torsion angle and the rim lateral shift. The dependences for determining the inclinations of the steered wheels pivots, which minimize the vehicle steered wheels tires rolling resistance and wear.

The results of the research may be useful to experts working to improve the wheeled vehicles serviceability, including maneuverability, handling and stability.

Key words: inclination angle, elastic wheel, tire contact patch, "reduced" radius of curvature, lateral shift, pivot inclination angles.

СОЛТУС Анатолій Петрович, доктор технічних наук, професор, професор кафедри автомобілів та технологій їх експлуатації, Черкаський державний технологічний університет, e-mail: angelns@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-6010-1124>

КЛИМОВ Едуард Сергійович, кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри автомобілів і тракторів, Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського e-mail: edward.klimov@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-2662-2401>

ТАРАНДУШКА Людмила Анатоліївна, доктор технічних наук, доцент, завідувачка кафедри автомобілів та технології їх експлуатації, Черкаський державний технологічний університет, e-mail: tarandushkal@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-2662-2401>

Anatolii SOLTUS, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Cars and Technologies of their Operation Department, Cherkasy State Technological University, e-mail: auto.soltus@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-6010-1124>

Eduard KLIMOV, PhD in Engineering, Associate Professor, Head of Automobiles and Tractors Department, Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University, e-mail: edward.klimov@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-2662-2401>

Ludmyla TARANDUSHKA, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of Cars and Technologies of their Operation Department, Cherkasy State Technological University, e-mail: tarandushkal@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-1410-9088>

DOI 10.36910/automash.v1i18.774

УДК 656
UDC 656

Фалович Н.М.¹, Шевчук О.С.¹, Попович Д.П.², Попович П.В.¹, Буряк М.В.¹, Розум Р.І.¹,
Чорна О.В.¹

¹Західноукраїнський національний університет, Тернопіль, Україна

²Тернопільський національний медичний університет, Тернопіль, Україна

ЕКСПЛУАТАЦІЙНА НАДІЙНІСТЬ ВИДІВ ГРОМАДСЬКОГО ТРАНСПОРТУ МІСТА ТЕРНОПОЛЯ

Проблема формування рухомого складу міського громадського транспорту є однією з найважливіших складових інфраструктури сучасного міста. Попри значне зростання автомобілізації в нашій країні останнім часом, громадський транспорт все ж залишається основним засобом пересування в межах міста. Враховуючи економічне та політичне становище України сьогодні можемо зробити висновок про те, що в майбутньому тенденція з пасажирообороту громадським транспортом зростатиме.

В статті досліджується формування системи громадського транспорту міських агломерацій та здійснюється їх оцінювання з позиції вартості експлуатації та надійності. Визначено, що управління системою громадського транспорту є складним та довготривалим процесом, яке має бути сформоване на основі визначення потреб населення міста в пересуваннях громадським транспортом. Проаналізовано щоденний пасажирооборот громадським транспортом в місті Тернопіль, проаналізовано громадський транспорт міста за структурою власності, а саме, комунальним та приватним підприємствам, проаналізовано забезпеченість міста тролейбусами та маршрутними таксі.

В статті досліджено середню експлуатаційну швидкість маршрутних таксі та тролейбусів. Також дано загальну характеристику рухомого складу громадського транспорту Тернополя, описано його середній вік, термін експлуатації, протяжність контактної мережі.

В статті доведено, що система міського пасажирського транспорту має забезпечити якісне обслуговування пасажирів при мінімальних затратах, мінімальний час подорожі, забезпечити регулярність руху транспортних засобів по маршруту, а також оптимальне використання рухомого складу.

В статті наведено систему оцінювання існуючого стану рухомого складу громадського транспорту, що базується на основі об'єктивних і суб'єктивних показників, які характеризують забезпеченості пасажирів необхідною кількістю транспортних засобів та кількості маршрутів, а також технічним станом транспортних засобів.

Ключові слова: громадський транспорт, вартість експлуатації, надійність, рухомий склад, пасажирооборот, структура власності.

ВСТУП

Для сталого функціонування міста та забезпечення інклюзивної та якісної інфраструктури громадський транспорт має вирішальне значення. Дана категорія потребує найбільших капіталовкладень водночас забезпечуючи найбільш дієві способи підвищення рівня якості транспортних послуг. До цієї категорії відносяться визначення необхідної кількості тролейбусного рухомого складу, оптимізація кількості рухомого складу. На тролейбусних та автобусних маршрутах, створення підрозділу транспортного регулювання, тощо.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

У роботі [3] описано досвід експлуатації автобусів малого класу “Богдан” та “Еталон”. Однак відсутні дані про експлуатаційну надійність та вартість рухомого складу громадського транспорту, витрати на його технічне обслуговування, загальні витрати на експлуатацію та капітальний ремонт.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою роботи є визначення вартості та надійності експлуатації рухомого складу громадського транспорту міста Тернополя.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Пасажирські перевезення у Тернополі виконують маршрутні таксі та тролейбуси. Мережа громадського транспорту пропонує високий рівень транспортного сполучення для жителів міста.

Пасажирські перевезення у Тернополі виконуються міськими автобусами та тролейбусами. Щоденна чисельність пасажирів становить 89089 осіб.

Щоденно на перевезеннях пасажирів у Тернополі задіяно 219 одиниць РС, за структурою власності 68% з яких належать комунальним підприємствам, 32% - приватним підприємствам.

60150 осіб (68% пасажирів) перевозяться РС комунальних підприємств (62% загального числа РС), 28939 осіб (32% пасажирів) перевозяться РС приватних перевізників (38% загального числа РС). Ефективність роботи КП є вищою.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Таблиця 1 Види та функції громадського транспорту м. Тернополя

Вид транспорту	Кількість маршрутів	Кількість транспортних засобів на ходу	Щоденна кількість пасажирів
Міські автобуси (ПП)	30	84	28939
Міські автобуси (КП)	18	82	30150
Електротранспорт(Тролейбус)	9	53	30000
Приміські автобуси (1 перевізник ТОВ ТЕР «ТРАНС сервіс»)	4	5	750

Електротранспорт виконує 24% перевезень у структурі ГТ (для порівняння, у м. Вінниця аналогічний показник становить 75%). Тролейбусами перевозяться 34% пасажирів, що підтверджує високу ефективність роботи електротранспорту.

Забезпеченість міста троллейбусами складає 1 од./4052 осіб, що є недостатньою у порівнянні з м. Вінниця, де забезпеченість складає 1 од./2200 осіб і є певним еталоном забезпеченості електротранспортом на фоні інших міст України.

Середня експлуатаційна (маршрутна) швидкість маршрутних таксі є доброю, троллейбусів (менше 15км/год) є низькою, що не відповідає чинним норма України (15-18 км/год) та європейським нормам (18-22 км/год).

Таблиця 2 Аналіз рухомого складу громадського транспорту в місті Тернопіль

Показник	Маршрутне таксі		Тролейбус		
	Марка	Кількість	Марка	Кількість	
Рухомий склад	п/п	БАЗ	41	-	-
		МАЗ2260	3	-	-
		БОГДАН	33	-	-
		ЗАЗ IVAN	19	-	-
		HEULIEZ	1	-	-
	к/п	ЛАЗ 191	3	SKODA 15 Tr	31
		МАНА21	21	SKODA 14 Tr	20
		МАЗ 206	20	SKODA 9 Tr	1
		ЗАЗ IVAN	8	ЛАЗ Е183	3
		БОГДАН	16	ААЗ 5222	1
Середня експлуатаційна швидкість, км/год	п/п	26,3	-		
	к/п	25,5	13,6		
Середній вік РС,р	п/п	12,8	-		
	к/п	10	28		
Спосіб оплати	п/п	Безготівковий	-		
	п/п		-		
Вартість експлуатації ТЗ за видати	п/п	6900 грн	-		
	к/п	н/д	н/д		

94,3% міських автобусів знаходяться в робочому стані, відповідно випуск РС на маршрути 90,8%. За фактичним терміном експлуатації міських автобусів 21% - до 10 років, 79%- понад 10 років. Середній вік РС становить 12,8 років.

Таблиця 3 Загальна характеристика рухомого складу КП

Показник	Маршрутне таксі	Тролейбус
Загальна кількість пасажирських одиниць РС, од.	86	56
Кількість РС у робочому стані (на ходу), од.	82	53
Кількість спеціальних одиниць РС, од.	н/д	1
Випуск РС на маршрути, % від загальної кількості	84%	85%
Середній вік рухомого складу, років	10	28
Розподіл за фактичним терміном експлуатації:		
до 5 років, од.	20	н/д
5-10 років, од.	8	н/д
10-15 років, од.	54	4
понад 15 років, од.	4	51
-з них вичерпали граничний ресурс, од.	н/д	56
Кількість маршрутів	18	9
Середня експлуатаційна швидкість, км/год.	24,4	13,6
Протяжність контактної мережі, км	н/д	86,27
Довжина маршрутної мережі, км	7551	192,18

Таблиця 4 Загальна характеристика рухомого складу ПП

Показник	Маршрутне таксі
Загальна кількість пасажирських одиниць РС, од.	89
Кількість РС у робочому стані (на ходу), од.	84
Кількість спеціальних одиниць РС, од.	3
Випуск РС на маршрути, % від загальної кількості	90,8
Середній вік рухомого складу, років	12,8
Розподіл за фактичним терміном експлуатації:	
до 5 років, од.	н/д
5-10 років, од.	10
10-15 років, од.	50
понад 15 років, од.	20
-з них вичерпали граничний ресурс, од.	н/д
Кількість маршрутів	30
Середня експлуатаційна швидкість, км/год.	26,5

Основну частину міських автобусів становлять автобуси малого класу «Богдан» з фактичним терміном експлуатації понад 10 років.

Спираючись на досвід фахівців з Черкаського державного технологічного університету, встановлено, витрати на експлуатацію таких автобусів за перші 100 тис. км пробігу (1 рік експлуатації) знаходяться у межах 6000 грн/10000км, після чого до пробігу 350 тис. км різко наростають й до 10-го року експлуатації (регламентоване виконання капітального ремонту) сягають 21000 грн/10000 км (рис.).

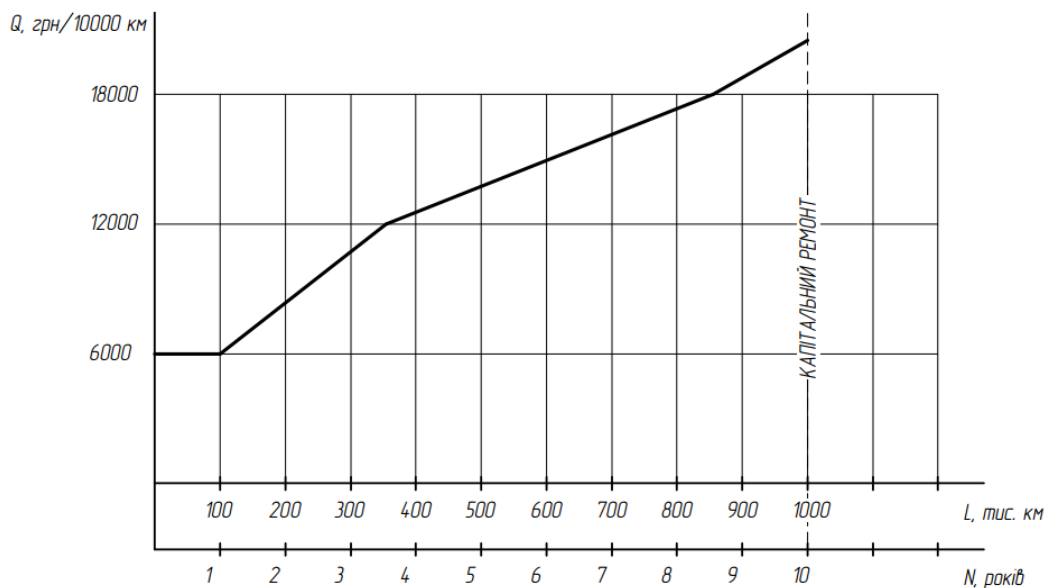


Рисунок 1 - Середньостатистичні сумарні витрати на поточний ремонт [3]

ВИСНОВКИ

Проведене дослідження дозволяє зробити висновок про те, що ефективність роботи громадського транспорту міста є вищою для транспорту, що належить комунальним органам влади, для приватних перевізників – нижчою. Також встановлено, що забезпеченість міста електротранспортом є не достатньою. Оскільки, за фактичним терміном експлуатації міських автобусів лише 21% РС має до 10 років, а 79% – понад 10 років, то має місце різке збільшення експлуатаційних витрат, зокрема, обсягів ремонтних робіт на усунення проявів корозії та заводських недоліків РС. Далі інтенсивність росту витрат зменшується при стабільному зростанні до 18000 грн. (пробіг 850 тис. км та приблизно 8,5 років експлуатації). Після цього витрати різко зростають, що зумовлено проявами структурної корозії каркаса кузова і при досягненні 10-літнього терміну автобус змушені ставити на капітальний ремонт.

В звітності підприємств-автоперевізників відсутні критерії, що характеризують ступінь безвідмовності функціонування, кількість збоїв на одиницю транспортної роботи, рівень ризику при укладенні договору на транспортне обслуговування та інші критерії. Всі вони якісно або кількісно характеризують надійність їх роботи.

Близько 1% транспорту пристосовано для перевезень мало мобільних груп населення. Понад 60% рухомого складу громадського транспорту експлуатується понад 10 років і потребує радикального оновлення.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Попович П.В.. Дослідження комфорту в громадському транспорті м. Тернополя. Побережний Л., Мурований І., Шевчук О., та ін. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. 2020. Том 2. № 15. Ст. 88-98.
2. Шевчук О. С. Порушення при облаштуванні паркувальних місць транспортних засобів на вулично-дорожній мережі міста. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. 2016. № 1. С. 167-171.
3. Шевчук О.С. Вплив показників ефективності на безпеку руху вулично-дорожніми мережами. Вісник ХНТУСГ. Харків, 2016. № 169. С. 205– 209.
4. Попович П.В. Підвищення ефективності технологій перевезень організаційними шляхами надання транспортних послуг. Попович П., Шевчук О., Мурований І. Вісник ХНТУСГ. Харків, 2017. Вип. № 184. С. 124 - 130.
5. Попович П. В. Дослідження тенденцій розвитку ринку вантажних автомобільних перевезень у сучасних умовах. П. В. Попович, О. С. Шевчук, А. Й. Матвійшин, В. М. Лотоцька *Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія: Технічні науки.* 2016. № 2. С. 224-229.

6.Л.В.Крайник, Д. П. Рубан, і Г. Я. Рубан Витрати у взаємозв'язку з термінами експлуатації міських автобусів *Вісник НУ «Львівська політехніка». Динаміка, міцність та проектування машин і приладів* № 1, с. 127–132, 2017.

7. Фалович В. А. Засади розвитку координування як емерджентної якості ланцюга поставок інвестиційних товарів. В. Фалович, Н. Фалович, С. Семенюк. *Галицький економічний вісник. Тернопіль. ТНТУ*, 2021. Том 69. № 2. С. 146–152.

8. Фалович В. А., Використання засобів логістичної інфраструктури в ланцюгу поставок. *Економіка та суспільство (Електронне наукове фахове видання) Мукачєво* 2017. Випуск №10, С. 389-395. URL.: http://economyandsociety.in.ua/journal/10_ukr/68.pdf

9. Фалович В. А. Структурування ланцюга поставок у контексті ідентифікації джерел формування емерджентних властивостей. *Вісник Національного університету «Львівська політехніка» «Логістика»*. Львів, 2017. № 862. С. 213-232.

REFERENCES

1. Pavlo Popovich. Doslidzhennya komfortu v gromads'komu transporti m. Ternopolya // Lyubomir Poberezhnij, Igor Murovanij, Oksana Shevchuk, Pavlo Prognij, Lyubov Poberezhna, Volodimir Plotitsya/ Suchasni tekhnologii v mashinobuduvanni ta transporti - 2020. - Том 2 - № 15.- Ст. 88-98

2. Shevchuk, O.S. (2016). Porushennya pry`oblashtuvanni parkoval`ny`x miscz` transportny`x zasobiv na vuly`chno-dorozhnij merezhi mista. Suchasni tekhnologiyi v mashynobuduvanni ta transporti, 1, 167-171.

3. Shevchuk, O.S. (2016). Vplyv pokaznykiv efektyvnosti na bezpeku ruhu vulychno-dorozhnymy merezhamy. Visnyk HNTUSG, 169, 205–209.

4. Popovych P.V. (2014) Pidvyshchennia efektyvnosti tekhnologii perevezen orhanizatsiynymy shliakhamy nadannia transportnykh posluh [Improving the efficiency of transportation technologies through organizational means of providing transport services] Popovych P., Shevchuk O., Murovani I., Kharkiv, 124 - 130.

5. Popovych P. V. (2016) Doslidzhennia tendentsii rozvytku rynku vantazhnykh avtomobilnykh perevezen u suchasnykh umovakh [Research of tendencies of development of the market of freight automobile transportations in modern conditions] P. V. Popovych, O. S. Shevchuk, A. Y. Matviishyn, V. M. Lototska . 224-229.

6. L.V. Krainyk, D. P. Ruban, і H. Ya. Ruban (2017) Vytraty u vzaiemozviazku z terminamy ekspluatatsii miskykh avtobusiv [Costs related to the service life of city buses] 127–132.

7. Falovych V. A. (2021) Zasady rozvytku koordynuvannia yak emerdzhentnoi yakosti lantsiuha postavok investytsiinykh tovariv [Principles of development of coordination as an emergent quality of the supply chain of investment goods] V. Falovych, N. Falovych, S. Semeniuk. 146–152.

8. Falovych V.A. (2017) Vykorystannia zasobiv lohistychnoi infrastruktury v lantsiuhu postavok. *Економіка та суспільство* [Use of logistics infrastructure in the supply chain. Economy and society] (Elektronne naukove fakhove vydannia) Mukachevo URL: http://economyandsociety.in.ua/journal/10_ukr/68.pdf

9. Falovych V. A. (2017) Strukturuvannia lantsiuha postavok u konteksti identyfikatsii dzherel formuvannia emerdzhentnykh vlastyvostei [Structuring the supply chain in the context of identifying sources of emergent properties] 213-232.

N. Falovych, O. Shevchuk, D. Popovych, P. Popovych, M. Buryak, R. Rozoom, O. Chorna. Operational reliability of types of public transport of the city of Ternopil

The problem of forming the rolling stock of urban public transport is one of the most important components of the infrastructure of the modern city. Despite the significant growth of motorization in our country recently, public transport still remains the main means of transportation within the city. Given the economic and political situation in Ukraine today, we can conclude that in the future the trend in passenger traffic by public transport will grow.

The article examines the formation of the public transport system of urban agglomerations and evaluates them from the standpoint of cost of operation and reliability. It is determined that the management of the public transport system is a complex and long-term process, which should be formed on the basis of determining the needs of the city population in public transport. The daily passenger turnover of public transport in the city of Ternopil is analyzed, the public transport of the city is analyzed by ownership structure, namely, communal and private enterprises, the city is provided with trolleybuses and minibuses.

The article examines the average operating speed of minibuses and trolleybuses. Also the general characteristic of a rolling stock of public transport of Ternopil is given, its average age, service life, length of

a contact network is described. The article proves that the system of urban passenger transport should provide quality passenger service at minimum cost, minimum travel time, ensure the regularity of vehicles on the route, as well as optimal use of rolling stock.

The article presents a system for assessing the current state of public transport rolling stock, based on objective and subjective indicators that characterize the provision of passengers with the required number of vehicles and the number of routes, as well as the technical condition of vehicles.

Key words: public transport, cost of operation, reliability, rolling stock, passenger turnover, ownership structure.

ФАЛОВИЧ Наталія Миколаївна, кандидат економічних наук, доцент, доцент кафедри транспорту і логістики, Західноукраїнський національний університет e-mail: n.falovych@gmail.com <https://orcid.org/0000-0003-1651-3022>

ШЕВЧУК Оксана Степанівна, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри транспорту і логістики, Західноукраїнський національний університет e-mail: oksana_shevchuk84@ukr.net <https://orcid.org/0000-0001-8283-4620>

ПОПОВИЧ Данило Павлович, студент групи ММ-209, Тернопільський національний медичний університет, Тернопіль, Україна, e-mail: popovych_danpav@tdmu.edu.ua

ПОПОВИЧ Павло Васильович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри транспорту і логістики, Західноукраїнський національний університет e-mail: Ppopovich@ukr.net <https://orcid.org/0000-0001-5516-852X>

БУРЯК Микола Васильович, кандидат технічних наук, доцент кафедри транспорту і логістики, Західноукраїнський національний університет e-mail: Burjak74@ukr.net <https://orcid.org/0000-0001-5332-1498>

РОЗУМ Руслан Іванович, кандидат технічних наук, доцент кафедри транспорту і логістики, Західноукраїнський національний університет e-mail: Rozoom_ruslan@ukr.net <https://orcid.org/0000-0001-7812-8248>

ЧОРНА Ольга Васиївна, кандидат економічних наук, старший викладач кафедри транспорту і логістики, Західноукраїнський національний університет, e-mail: olya5051@ukr.net <https://orcid.org/0000-0002-4204-1551>

Nataliia FALOVYCH, Ph.D, Associate Professor of Transport and Logistics, West Ukrainian National University e-mail: n.falovych@gmail.com <https://orcid.org/0000-0003-1651-3022>

Oksana SHEVCHUK, Ph.D, Associate Professor of Transport and Logistics, West Ukrainian National University e-mail: oksana_shevchuk84@ukr.net <https://orcid.org/0000-0001-8283-4620>

Danylo POPOVYCH, student of MM-209 group, Ternopil National Medical University, Ternopil, Ukraine, e-mail: popovych_danpav@tdmu.edu.ua.

Pavlo POPOVYCH, Dr. Tech. Sciences, Professor, Head of the Department of Transport and Logistics, West Ukrainian National University e-mail: Ppopovich@ukr.net <https://orcid.org/0000-0001-5516-852X>

Mykola BURYAK - Ph.D, Associate Professor of Transport and Logistics, West Ukrainian National University e-mail: Burjak74@ukr.net <https://orcid.org/0000-0001-5332-1498>

Ruslan ROZOOM, Ph.D, Associate Professor of Transport and Logistics, West Ukrainian National University e-mail: Rozoom_ruslan@ukr.net <https://orcid.org/0000-0001-7812-8248>

Olga CHORNA, Ph.D, lecturer of Transport and Logistics, West Ukrainian National University, e-mail: olya5051@ukr.net <https://orcid.org/0000-0002-4204-1551>

DOI 10.36910/automash.v1i18.775

ПЕРЕЛІК РЕЦЕНЗЕТІВ

Бартоломейчик Миколай, доктор інженерії, Політехніка Гданська (Польща).

Грабовець Віталій Валерійович, к.т.н., доцент, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького НТУ.

Дембіцький Валерій Миколайович, к.т.н., доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького НТУ.

Дударев Ігор Миколайович, д.т.н., професор, професор кафедри технологій і обладнання переробних виробництв Луцького НТУ.

Захарчук Віктор Іванович, д.т.н., професор, професор кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького НТУ.

Кравченко Олександр Петрович, доктор технічних наук, професор, Житомирський державний технологічний університет

Матейчик Василь Петрович, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет

Мурований Ігор Сергійович, к.т.н., доцент, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького НТУ.

Налобіна Олена Олександрівна, доктор технічних наук, професор кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських робіт і обладнання, Національний університет водного господарства та природокористування.

Пустюльга Сергій Іванович, д.т.н., професор, професор кафедри архітектури та дизайну Луцького НТУ.

Самостян Віктор Русланович, к.т.н., доцент, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького НТУ.

Самчук Володимир Петрович, к.т.н., доцент, доцент кафедри будівництва та цивільної інженерії Луцького НТУ.

Сахно Володимир Прохорович, доктор технічних наук, професор кафедри «Автомобілі», Національний транспортний університет, Київ, Україна.

Сітовський Олег Пилипович, к.т.н., доцент, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького НТУ.

Стельмашук Валерій Віталійович, к.т.н., доцент, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького НТУ

Таран Ігор Олександрович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Управління на транспорті», НТУ «Дніпровська політехніка».

Толстушко Микола Миколайович, к.т.н., доцент, доцент кафедри галузевого машинобудування Луцького НТУ.

Цизь Ігор Євгенович, к.т.н., доцент, доцент кафедри аграрної інженерії ім. проф. Г.А. Хайліса Луцького НТУ.

LIST REVIEWERS

Nikolai Bartolomeychyk, Doctor of Engineering, Gdansk Polytechnic (Poland).

Vitaliy Grabovets - Ph.D., Associate Professor, Department of Automobiles and Transport Technologies of Lutsk NTU.

Valery Dembitsky, Ph.D., Associate Professor, Department of Automobiles and Transport Technologies of Lutsk NTU.

Igor Dudarev, Doctor of Science (Engineering), Professor, Professor of the Department of Technology and Equipment for Manufacturing of Lutsk NTU.

Viktor Zakharchuk, Doctor of Science (Engineering), Professor, Professor of Automobile and Transport Technologies Department of Lutsk NTU.

Alexander Kravchenko, Doctor of Science in Engineering, Professor, Zhytomyr State Technological University

Vasyl Mateichyk, Doctor of Science (Engineering), professor, National Transport University

Igor Murovanyi, Ph.D. in Engineering, Assoc. Professor, Assoc. Professor of Automobile and Transport Technologies Department of Lutsk NTU.

Olena Nalobina, Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Construction, Road, Reclamation, Agricultural Works and Equipment, National University of Water Management and Nature Management.

Sergiy Pustulga, Doctor of Science (Engineering), Professor of Architecture and Design department Lutsk NTU.

Victor Samostyan, Ph.D., Associate Professor Assoc., Professor of Automobile and Transport Technologies Department of Lutsk NTU

Volodymyr Samchuk, Ph.D., Associate Professor, Associate Professor, Department of Civil Engineering and Civil Engineering Lutsk NTU.

Volodymyr Sakhno, Doctor of Science in Engineering, Professor of Automobiles Department, National Transport University, Kiev, Ukraine.

Oleg Sitovsky, Ph.D., Associate Professor, Associate Professor, Department of Automobiles and Transport Technologies of L NTU.

Valery Stelmashchuk, Ph.D in Engineering, Associate Professor of Automobiles and Transport Technologies department, Lutsk National Technical University

Igor Taran, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of the Department "Transport Management", NTU "Dniprovsk Polytechnic".

Mykola Tolstushko, Ph.D., Associate Professor, Associate Professor of the Department of Industry Engineering of LNTU.

Igor Tsizh, Ph.D., Associate Professor, Assoc. Professor of the Department Agricultural Engineering of LNTU.

Шимчук Сергій Петрович, к.т.н., доцент, доцент кафедри галузевого машинобудування Луцького НТУ.

Ярошевич Микола Павлович, д.т.н., професор, професор кафедри галузевого машинобудування Луцького НТУ.

Sergiy Shymchuk, Ph.D, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Industry Engineering of Lutsk NTU.

Mykola Yaroshevych, Doctor of Science in Engineering, Professor, Department of Sector Engineering of Lutsk NTU.

Ціна договірна

Колектив авторів

СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ В МАШИНОБУДУВАННІ ТА ТРАНСПОРТІ

ADVANCES IN MECHANICAL ENGINEERING AND TRANSPORT

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ SCIENTIFIC JOURNAL

Випуск 1 (18), 2022 Volume 1 (18), 2022

Видається двічі на рік Publication Frequency: 2 issues per year

Комп'ютерний набір та верстка: В. Самостян

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

Адреса редакції:
вул. Львівська, 75, ауд. 148, Луцьк,
Волинська обл., Україна, 43018.
тел. (0332) 74-61-31.
e-mail: tehavtomash@gmail.com

Підписано до друку 26.11.2021 р.
Формат 60x84/8. Гарнітура Times. Папір офсетний.
Ум. друк. арк. 19,93. Обл. вид. арк. 19,71. Тираж 100 прим.

Інформаційно-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. № 132.
(м. Луцьк, вул. Шопена, 12, тел. (0332) 29-90-65).
Свідоцтво Держ. комітету телебачення та радіомовлення України
ДК № 4607 від 30.08.2013 р.