

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

MINISTRY OF EDUCATION
AND SCIENCE OF UKRAINE

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

LUTSK NATIONAL
TECHNICAL UNIVERSITY

СУЧАСНІ
ТЕХНОЛОГІЇ
В
МАШИНОБУДУВАННІ
ТА ТРАНСПОРТІ

ADVANCES
IN
MECHANICAL
ENGINEERING
AND TRANSPORT

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

SCIENTIFIC JOURNAL

ISSN 2313-5425

№1 (14)

2020

ЛУЦЬК LUTSK

Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк: Луцький НТУ, 2020.– №1(14).– 147 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: **Бартвомейчик 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 №11 від 26.06.2020р.)

ЗМІСТ		CONTENT	
Labeckas G., Slavinskas S., Kanapkienė I. Investigation of the fuel oxygen of various origins-made effects on the combustion process in a turbocharged crdi diesel engine.....	5	Лабекас Г., Славинскас С., Канапкіене И. Исследование влияние кислорода в топливе различного происхождения на процесс сгорания в дизельном двигателе CRDI с турбонаддувом.	5
Labeckas G., Slavinskas S., Mackevičius T. Performance and emissions of a diesel engine operating with renewable binary biodiesel-n-butanol biofuel blends.....	17	Лабекас Г., Славінкас С., Маккевічус Т. Продуктивність та викиди дизельного двигуна, що працює з відновлюваними бінарними сумішами біодизеля з н-бутанолом.....	17
Ragulskis K., Bubulis A., Pauliukas A., Paškevičius P., Maskeliūnas R., Ragulskis L. Unsymmetric dry friction for models of surface cleaning.....	26	К. Рагульскіс, А. Бубуліс, А. Паулюкас, П. Пашкевічус, Р. Маскелюнас, Л. Рагульскіс. Несиметричне сухе тертя для моделей очищення поверхні.....	26
Біліченко В.В., Романюк С.О., Цимбал С.В., Бабій С.М. Розробка стратегій та проектів інноваційного розвитку організацій автоперевізників.....	35	V. Bilichenko, S. Romanyuk, S. Tymbal, S. Babiy. Working of innovation strategies and projects development of carriers 'organizations.....	35
Вербицький В.Г., Хребет В.Г., Місько Є.М. Біфуркаційний підхід до аналізу дивергентної втрати стійкості нелінійної моделі колісного екіпажа за наявності постійного силового збурення	43	V. Verbitskii, V. Khrebet, Y Misko A bifurcation approach to analysis of divergent loss of stability of a nonlinear wheeled vehicle model with constant force disturbance.....	43
Войчишин Ю.І., Круць Т.І., Зінко Р.В., Горбай О.З. Дослідження мікроклімату салону міського автобуса.....	49	Y. Voichyshyn, T. Kruts, R. Zinko, O. Horbai. Study of the microclimate of large vehicles.....	48
Волков В.П., Грицук І.В., Волкова Т.В., Онищук В.П. Втілення інформаційних технологій в технічну експлуатацію автомобілів.....	58	V. Volkov, I. Gritsuk, V. Onyshchuk, T. Volkova. Implementation of information technology in the technical operation of cars.....	58
Гандзюк Д.М., Гандзюк М.О. Визначення бічних сил, що виникають при русі модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач – двовісний підкатний візок – тривісний напівпричіп».....	70	D. Handziuk, M. Handziuk Determination of lateral forces that arise when of a modular three-link traileed road train as part of a “car-tractor - two-axle trolley-three-axle semi-trailer”.....	70
Гречихин Л.И., Куць Н.Г., Булик Ю.В., Дубицький О.С. Транспорт и вихревой тепловой насос.....	78	L. Grechikhin, N. Kuts, Y. Bulik, O. Dubytskyi. Transport and vortex heat pump.....	78
Дударев І.М., Гусєв В.А. Моделювання процесу сепарування сипкого матеріалу з частинками сферичної форми.....	86	I. Dudarev, V. Gusiev. Simulation of separation process of bulk material which contains spherical shape particulars.....	86
Захарчук В.І., Захарчук О.В., Мельничук О.Ю. Доцільність використання вантажних електромобілів в Україні.....	95	Zakharchuk V., Zakharchuk O., Melnychuk O. Expediency of using electric trucks in Ukraine.....	95
Мазилюк П. В., Сітовський О. П., Дубицький О. С., Бодак В. І. Порівняння інтенсивності руху транспортних засобів в Україні та у Великій Британії під час поширення Covid-19.....	102	P. Mazyliuk, O. Sitovskiy, A. Dubitsky, V. Bodak. Comparison traffic vehicle in Ukraine and United Kingdom in the distribution Covid-19.....	102

Онищук В.П., Стельмашук В.В., Дубицький О.С., Булік Ю.В. Автомобілі-роботи: можливості та наслідки для транспортної системи.....	107	V. Onyshchuk, V. Stelmashchuk, O. Dubytskyi, Yu. Bulik. Work vehicles: possibilities and consequences for the transport system.	107
Погрелюк І.М., Труш В.С., Лук'яненко О.Г. До питання про концепцію інженерії поверхні титанових сплавів в контрольованих газових середовищах.....	119	Pohrelyuk I., Trush V., Lukyanenko A. On the issue of the concept of surface engineering of titanium alloys in controlled gas media.....	119
Пустюльга С.І., Придюк В.М., Головачук І.П. Метод фрактальної оцінки показника накладання маршрутних схем для оптимізації міських пасажирських перевезень.....	124	S. Pustiulha, V. Prydiuk, I. Holovachuk. A method of fractal estimation of index of imposition of rout charts is for optimization of municipal passenger transportations.....	124
Сахно В.П., Поляков В.М., Мурований І.С., Шарай С.М. До порівняльної оцінки триланкових метробусів різних компоновальних схем за маневреністю.....	136	V.Sakhno, V. Poljakov, I. Murovaniy, S.Sharai. To comparative evaluation of three-link metrobuses of different component movement schemes.....	136
Перелік рецензентів	145	List reviewers	145

Labeckas G., Slavinskas S., Kanapkienė I.
*Vytautas Magnus University,
Student Str. 15, P.O. Box LT-53361, Kaunas Academy, Lithuania*

INVESTIGATION OF THE FUEL OXYGEN OF VARIOUS ORIGINS-MADE EFFECTS ON THE COMBUSTION PROCESS IN A TURBOCHARGED CRDI DIESEL ENGINE

The paper deals with the investigation of a fossil diesel and high-quality HRD (Hydrotreated Renewable Diesel) fuel blends involving Ethanol (E) or Biodiesel (B) oxygen-made effects on the combustion process in a turbocharged Common Rail Direct Injection (CRDI) diesel engine running under full (100%) loads at 1500 rpm, maximum torque speed 2000 rpm and the high speed of 2500 rpm. The study presents the experimental investigation and numerical simulation of biofuel oxygen-made effects on the combustion process in a diesel engine under brake mean effective pressures (bmep) = 1.24, 1.37 and 1.40 MPa developed for overall air-fuel ratios of $\lambda = 1.30, 1.25$ and 1.20 at the respective speeds. The fuel-oxygen mass content increased identically within the same range of 0 (E0/B0), 0.91 (E1/B1), 1.81 (E2/B2), 2.71 (E3/B3), 3.61 (E4/B4), and 4.52 wt% (E5/B5) in both fuel groups of various origins involving anhydrous (200 proof) Ethanol (E) and rapeseed Biodiesel (B). It is important to note that the cetane number possessed the same value of 55.5 for all fuel blends tested. This ensures stable auto-ignition needed to perform accurate comparison of the obtained results between the two fuel groups and extract from the study as much information as possible in the scientific research about the fuel-oxygen enrichment rate and the widely differing properties of biofuels-made effects on the combustion process. Both qualitative and quantitative analyses of the newly designed fuels-made effects on the compression ignition delay and the combustion attributes were performed comparing data between themselves in the same fuel group, between the fuel sets E and B and with the respective values measured with the reference, oxygen-free blend E0/B0 to reveal the existing developing trends. Analysis of the relative changes in compression ignition delay, specific burn angle MBF 50, maximum heat release rate and the peak in-cylinder pressure developed from combustion of oxygenated fuel blends E1-E5 and B1-B5 performed on the comparative bases with the corresponding values measured with blend E0/B0 to reveal potential developing trends in the auto-ignition delay and the combustion process.

Keywords: Diesel engine; Diesel-HRD fuel blends; Ethanol; Biodiesel; Auto-ignition; Combustion process; Maximum heat release rate; specific angle MBF 50; Maximum in-cylinder pressure.

INTRODUCTION

The increased air pollution from ground-based, trans-oceanic marine and the air traffic engines powered with a fossil origin, high-carbon fuel in a company with coal-fired power plants causes the greenhouse gas emissions leading to adverse climate changes and the tread to people's health that is today's the greatest long-term challenge humanity has never faced over the last century [1]. Therefore, the investigations of sustainable technologies based on environmentally friendly, sulphur-free, non-toxic, low-carbon, totally-renewable energy sources possessing high content of hydrogen biofuels have to move forward keeping up the pace to attain a newest knowledge needed to develop the production technologies of modern diesel engines for future generations [2,3]. There potentially are many alternatives to replace a fossil fuel with renewable and environmentally friendly biofuels, however still is not completely clear how much biofuel-bound oxygen of various origins could affect the auto-ignition delay period and thus the whole combustion process due to widely differing chemical and physical properties of ethanol or biodiesel added into blend. Therefore, the transfer from traditional diesel fuel type adapted over the centuries for efficient engine operation to another renewable energy sources can be a slow, costly and sometimes painful process [4].

The problem is that the widely differing chemical and physical properties of biofuels such as ethanol or biodiesel provide changes in the injection and atomisation characteristics that affects the distribution of the fuel spray patterns in the combustion chamber, their total surface area directly exposed to the hot compressed air charge, vaporisation intensity and the air-fuel mixing rate. These changes in a company with the factors the effects of which examined in the study operate simultaneously and might have strong contributing impact on the auto-ignition delay and the whole combustion process. Unfortunately, in the available literature is a lack of comprehensive studies on the changes in the fuel injection and atomisation characteristics at first [5] with the following fact-based examination of the auto-ignition delay's behaviour, the combustion process and indicated thermal efficiency supported by the revealed numerical interrelationships between heat release characteristics and the fuel system related factors affecting them [6].

Experiments conducted by Zhang et al. [7] showed that the adding of ethanol into the kerosene promotes the spray quality and, thus, the spray cone angle increases with the increase of ethanol content in the kerosene blend due to lower density and viscosity of fuel blends. While Tziourtzioumis and Stamatelos [8] revealed that Sauter mean diameter (SMD) of sprays is higher, coefficient of variations of Indicated Mean Effective Pressure (IMEP) increases (B20, B40), the total combustion duration (B20) and mass fraction burned for specific crank angle burn points change ambiguously and fuel burning rate decreases when running with B20 and higher biodiesel blended-fuels.

It was previously revealed [9] that both the autoignition delay and the combustion process of a naturally aspirated diesel engine strongly affects not only the blended cetane number, but also on the accompanying changes in chemical structure and fuel-oxygen mass content in ethanol-diesel-biodiesel blends. Normally ethanol or rapeseed oil methyl ester (biodiesel) is added to Hydrotreated Renewable Diesel (HRD) fuel as oxygenator source to produce environmentally friendly, triple fuel blends. Ethanol differs from most other biofuels as having the largest amount of fuel-oxygen mass content (34.78 wt%), however its using as diesel fuel supplement is limited by the widely differing chemical and physical properties, namely its extremely low cetane number. While, biodiesel as sustainable energy source is very popular in transport sector because using of neat biodiesel or at low percentage blend levels with ultra-low-sulphur diesel (ULSD) has positive impact on the environment, economic growth and the creation of new production works in rural areas.

The purpose of the experimental and numerical investigations was to define the biofuel oxygen of various origins-made effects on the combustion process in a turbocharged CRDI diesel engine operating under brake mean effective pressures (bmep) = 1.24, 1.37 and 1.40 MPa developed for overall air-fuel ratios of $\lambda = 1.30, 1.25$ and 1.20 at the respective speeds of 1500, 2000 and 2500 rpm. The numerical simulation aimed to solve some sensitive issues related to a challenging task how to separate the fuel-oxygen itself-made effects on the combustion process from additional changes caused by the combined contribution of the widely differing chemical and physical properties of anhydrous (99.9 wt%) ethanol or rapeseed oil methyl ester (biodiesel) in the experimental study.

RESEARCH METHODOLOGY, ENGINE TEST SET UP AND TEST FUELS

The fuel components used to prepare fuel blends for diesel engine tests: fossil origin diesel fuel (LST EN 590:2014+AC, Ltd. „Orlen Lietuva“); Hydrotreated Renewable Diesel (HRD) (NESTE OIL, Finland); anhydrous (200 proof, 99.9 wt%) Ethanol (LST EN 15376:2015); rapeseed oil methyl ester – Biodiesel (B) (LST EN 14214:2014, Ltd. „Rapsola“).

The fuel-oxygen mass content has been changed from 0 to 4.5 wt % with identical increment rates for both E and B fuel groups, but these blends were purposely premixed in such proportions by mass to maintain the blending cetane number value the same of CN = 55.5 (Table 1). This precondition is important to evaluate accurately the ethanol E1-E5 or biodiesel B1-B5 oxygen-made effects on the ignition delay time, combustion history and heat release rate with the following changes in burn angle MBF 50 and the peak in-cylinder pressure. This achieved by reasonable comparison of the obtained data between themselves in the same fuel group, between differing fuel groups E and B and with the respective values measured with the reference, oxygen-free fuel blend E0/B0 to reveal the existing developing trends in the studied combustion process.

Table 1. Basic chemical and physical properties of the test fuels.

Code of fuel blends	Diesel/HRD/Ethanol	Oxygen, wt%	Carbon to hydrogen ratio	Stoichiometric air/fuel ratio, kg/kg	Net heating value, MJ/kg
E0	0,85/0,15/0	0	6,45	14,59	43,12
E1	0,804/0,196/0,974	0.9	6,33	14,48	42,74
E2	0,755/0,245/0,948	1.8	6,22	14,36	42,36
E3	0,704/0,296/0,922	2.7	6,11	14,24	41,97
E4	0,65/0,35/0,896	3.6	6,00	14,13	41,59
E5	0,592/0,408/0,87	4.5	5,89	14,01	41,21
Code of fuel blends	Diesel/HVO/Biodiesel	Oxygen, wt%	Carbon to hydrogen ratio	Stoichiometric air/fuel ratio, kg/kg	Net heating value, MJ/kg
B0	0,85/0,15/0	0	6,45	14,59	43,12
B1	0,835/0,165/0,916	0.9	6,43	14,44	42,64
B2	0,817/0,183/0,833	1.8	6,42	14,28	42,16
B3	0,795/0,205/0,75	2.7	6,41	14,13	41,68

B4	0,768/0,232/0,667	3.6	6,39	13,97	41,21
B5	0,733/0,267/0,583	4.5	6,38	13,82	40,72

Experimental engine tests performed at Power and transport machines engineering institute of Vytautas Magnus University (VDU). A turbocharged Common Rail Direct Injection (CRDI) diesel engine FIAT 192A1000 was implode for the experiments, basic design features and operational parameters of which are listed in Table 2.

Table 2. Basic design and performance parameters of the engine.

Engine type	Four-cylinder, in-line, turbocharged, JTD
Fuel injection system	Common rail, direct injection (CRDI)
Engine displacement	1910 cm ³
Bore x Stroke	82 x 90.4
Compression ratio	18.0:1
Rated power	85 kW (115 HP)
Maximal torque	255 Nm (EEC), at 2000 rpm
Maximum injection pressure	1400 bar (140±0.5 MPa)

Schematic view of the test stand, equipment, and measuring apparatus used during the experiments shows Fig. 1. The basic operational parameters determined by measuring engine torque, rotation speed of the crankshaft and turbocharger boost pressure during the experimental tests.

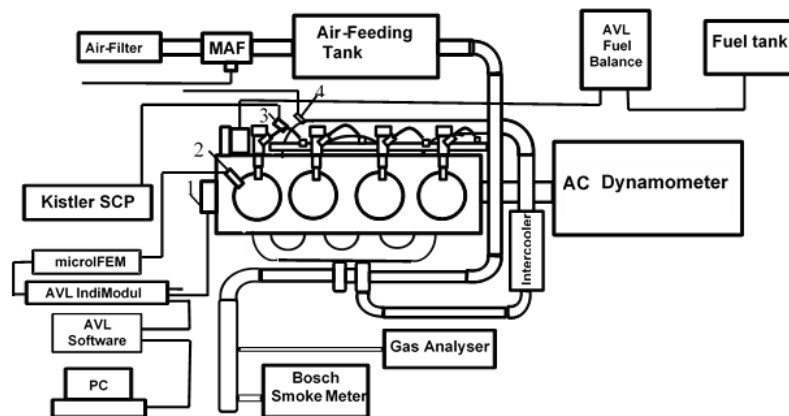


Fig. 1. Schematic arrangement of the engine test stand: (1) AVL crank-angle encoder; (2) piezoelectric in-cylinder pressure transducer; (3) fuel high-pressure line transducer at the injector; (4) air boost pressure sensor in the intake manifold.

Load characteristics with diesel-HRD fuel blends involving ethanol (E) or biodiesel (B) components achieved at the three engine speeds of 1500, 2000 and 2500 rpm with a special attention to the maximum values of loads matching the respective bmep of 1.24, 1.37 and 1.40 MPa to have a wider view for sound interpretation of the test results. Turbocharger boost pressure in the intake manifold was maintained at constant value of $p_k = 1.60$ bar to guarantee identical temperature of the incoming air and the combustion conditions for both E and B fuel groups at the tested engine speeds.

A high-speed multichannel indicating system, which consisted of an AVL angle encoder 365C and high-performance pressure transducer GU24D coupled to the AVL microIFEM piezoelectric amplifier and signal acquisition platform IndiModul 622, has been employed for the recording, acquisition, and processing of fast crank-angle gas pressure signals in the first cylinder. The profiles of net heat release rate in the cylinder calculated by using averaged in-cylinder pressure-data summarized over the 100 engine-cycles, instantaneous cylinder volume, and their first order derivatives with respect to crank angle. The productivity and accuracy of the measured test results increased using of the experimental data post-processing Software AVL CONCERTO™ advanced version 4.5.

The start of injection (SOI) recorded by using the Kistler piezoelectric pressure sensor ASMB 470004-1 attached with a clamp adapter on a high-pressure pipe just in front of the injector. As the start of injection was taken crank angle, at which the fuel pressure in a high-pressure pipe temporally drops down due to

opening of the nozzle-needle-valve of the injector. As the start of combustion (SOC) was taken crank angle, at which the net heat release-rate crosses the zero line and changes its value from the minus side to the plus side. The auto-ignition delay determined as a period in CADs between the SOI and the SOC with an accuracy of $\pm 0.1^{\circ}$.

The AVL BOOST software programme was adapted for numerical simulation to increase the potential influence affecting variation range of fuel blends of various origins involving biofuel-oxygen mass contents increased by the same increment rates within a wide range of 0 to 4.5wt% on the main parameters of the combustion process. The experimental data collected from the university’s engine testing laboratory were used in the numerical modelling. The data obtained from the experimental measurements such as the start of combustion and combustion duration were taken for the numerical modelling at first. These data further supported by the Vibe function shape parameter “m”, oxygen content in the tested fuel blends, operating modes of an engine were processed by using MATLAB programme in order to reveal and describe the potential influence of the fuel-oxygen on the combustion parameters.

THE ENGINE TEST RESULTS AND ANALYSIS

The auto-ignition delay period depends on the temperature inside the cylinder, overall air-fuel ratio and the chemical structure of the fuel, if or when the blended cetane number remains of the same value. The auto-ignition delay of a pilot fuel portion for the respective more ethanol (E4) and less biodiesel (B3) oxygenated fuel blends unevenly increases to reach 10.2% and 6.8% higher levels against, 5.9° CADs, over which the reference blend E0/B0 catches on fire when running at the low speed of 1500 rpm (Fig. 2). The auto-ignition delay unpredictable changes with increasing fuel-oxygen enrichment rate due to greater than before temperature inside the cylinder after transition to a higher speed.

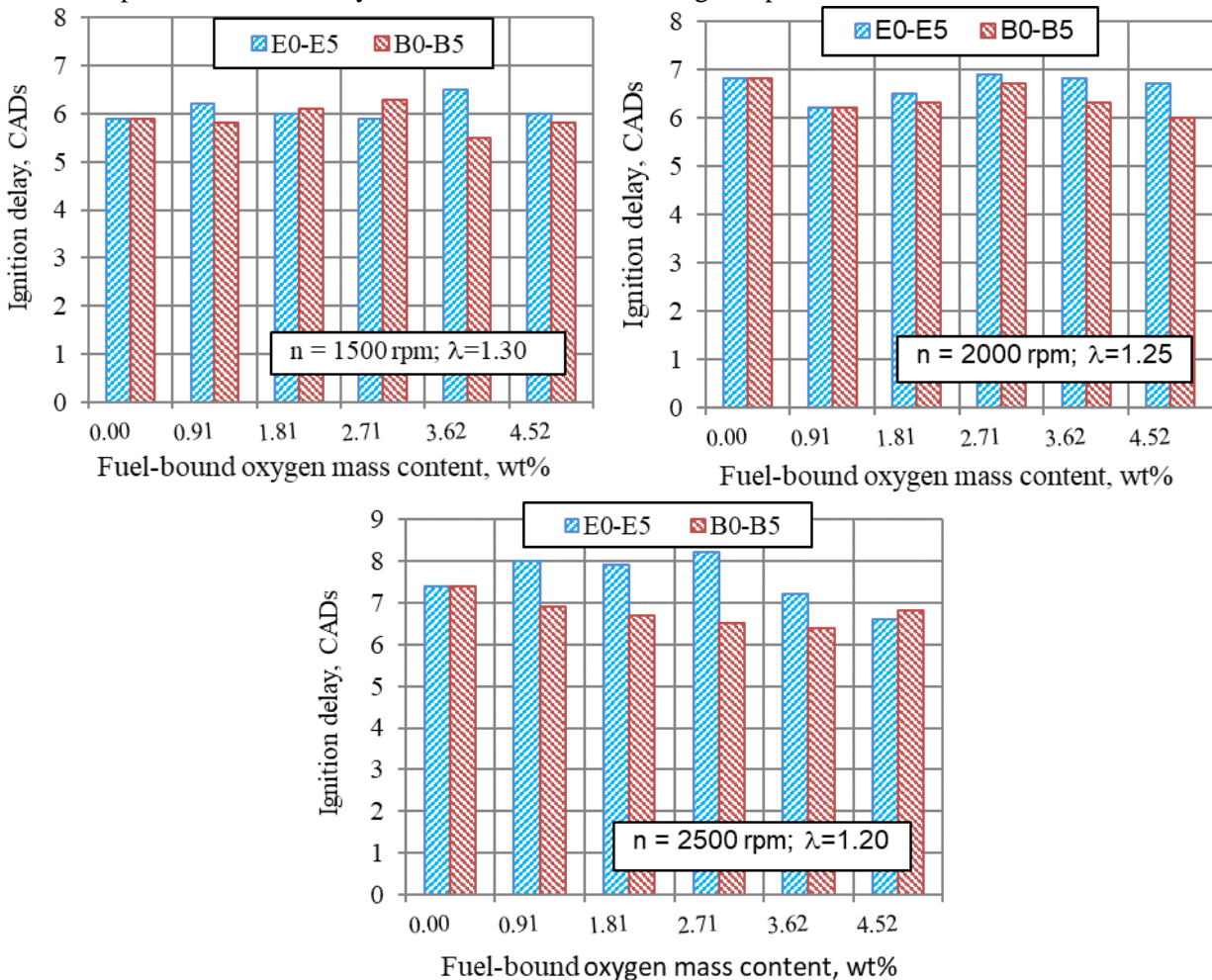


Fig. 2. The auto-ignition delay as function of ethanol-oxygen or biodiesel-oxygen mass content in fuel blends for the engine running under full (100%) loads corresponding to the respective bmep = 1.24, 1.37 and 1.40 MPa at speeds of 1500, 2000 and 2500 rpm.

Now, the auto-ignition delay period for blend’s E4 case converts to be relatively 1.5% higher and, on the contrary, for biodiesel-oxygenated blend B3 it becomes relatively 1.5% lower than the reference blend

E0/B0 suggests, 6.80 CADs, for maximum torque speed of 2000 rpm. Thus, the increase in the fuel-oxygen mass content in the different ways affects the compression ignition delay at the tested speeds. Changes in the ignition delay caused not only the increase in the fuel-oxygen mass content, but also contributed both the increased with speed effect of air swirl in the combustion chamber and the widely differing physical properties of the tested fuels. However higher density, kinematic viscosity and slower evaporation of biodiesel droplets does not create significant disadvantages for the ignition process, despite the fact that 3.2 times more biodiesel was added to diesel-HRD fuel blends to maintain the same fuel-bound oxygen mass contents as those used in ethanol-oxygenated blends.

However, the biggest changes in the auto-ignition delay period occur when running with fuel blends involving biofuels of various origins at the high speed of 2500 rpm. The auto-ignition delay progressively increases reaching the highest value of 8.2⁰ CADs (10.8% longer) when running with blend E3, while when using blend B4 it moves down to the lowest point of 6.4⁰ CADs (13.5% shorter) than, 7.4⁰ CADs, oxygen-free blend E0/B0 catches on fire under the same test conditions. Homogeneous combustible mixture with about three-fold as much higher latent heat of vaporisation and lower heating value of ethanol contributes to longer auto-ignition delay. The chemical structure of ethanol CH₃CH₂OH, in which the hydroxyl functional group (–OH) is attached to a carbon atom by a single, strong bond may worsen the auto-ignition process as well. While the reduction of the auto-ignition delay with fuel blend involving biodiesel B4 can be reasonably attributed to the fact that the air-fuel mixture involving biodiesel is a more heterogeneous and some part of biodiesel-oxygen is in double bonds with radicals that increases the oxidation chances. For these reasons, the fuels involving ethanol almost-always suggest the auto-ignition delay period longer than biodiesel-oxygenated blends containing the same fuel-oxygen mass content with the differences between the two fuel groups being higher the higher the speed of an engine [10]. The scientists Shropshire and Goering among the first researchers noticed this phenomenon made by the ethanol injected into the intake manifold [11].

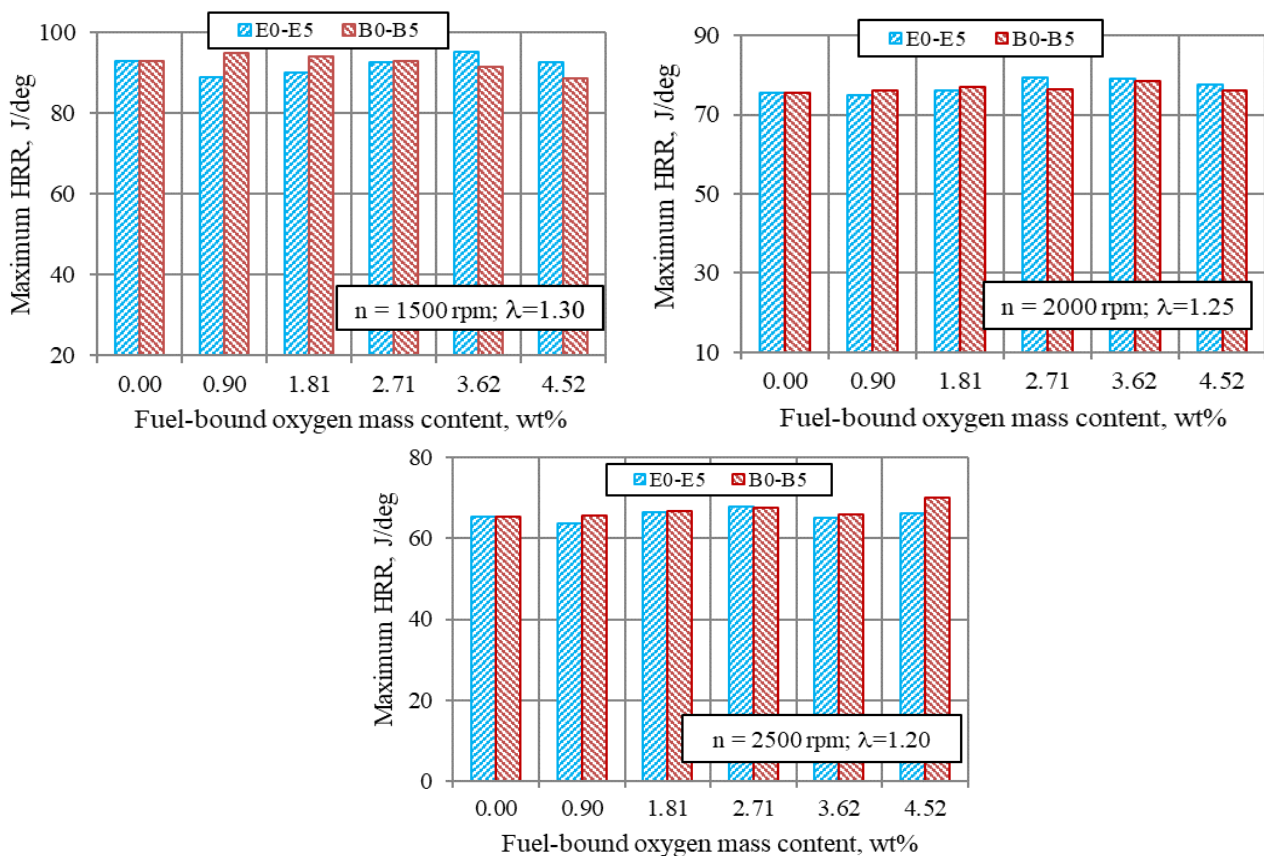


Fig. 3. Maximum heat release rate as function of ethanol-oxygen or biodiesel-oxygen mass content in fuel blends for the engine running under full (100%) loads corresponding to the respective bmep = 1.24, 1.37 and 1.40 MPa at speeds of 1500, 2000 and 2500 rpm.

As can be seen in Fig. 3, the increase up to certain degree of improvement in the fuel-oxygen enrichment rate positively affects maximum (net) heat release rate (HRR_{max}), which increases for the respective E4 and B1 blends reaching relatively 2.3% and 2.2% higher values under overall air-fuel ratio of $\lambda = 1.30$ at the low speed of 1500 rpm. The HRR_{max} monotonously increases with the increase in the fuel-

oxygen mass content suggesting for the respective E3 and B4 blends relatively 5.0% and 4.0% higher values developed under overall air-fuel ratio of $\lambda = 1.25$ at maximum torque speed of 2000 rpm as well. It is worth to underline that maximum heat release rate in the kinetic combustion phase (Fig. 3) does not actually depend on the noted changes in the auto-ignition delay of a pilot fuel portion (Fig. 2). This hypothesis rests on the fact that, the HRR_{max} increases similarly for both fuel groups reaching with the respective E3 and B5 blends 3.5% and 9.9% higher values than that value of 65.5 J/deg. the combustion of the reference blend E0/B0 produces under overall air-fuel ratio of $\lambda = 1.20$ at the high speed of 2500 rpm. In general, maximum heat release rate in (J/deg.) decreases with the increase in the engine rotational speed and this decrease proceeds even faster in units of time (J/s) when running at the high speed of 2500 rpm, therefore a period of time, which is available to perform each engine cycle, becomes extremely limiting factor.

Burn angle MBF 50 represents the center of a gravity of differential heat release curve and affects fuel-energy conversion efficiency in the cylinder. The smaller the crank angle ATDC at which 50% of fuel-energy releases in the cylinder, the lower are heat losses in the expansion stroke and thus higher thermal efficiency an engine will be able to achieve. Analysis of the columns in Fig. 4 shows that a half portion specified by burn angle MBF 50 of ethanol (E4) and biodiesel (B1) oxygenated blends burns relatively by 1.9% and 0.9% sooner in an engine cycle than oxygen-free blend E0/B0 does under overall air-fuel ratio of $\lambda = 1.30$ at the low speed of 1500 rpm. The positive role of fuel-bound oxygen of both E and B origins in relocating of specific angle MBF 50 close to constant volume combustion (ATDC) and thus reducing the heat losses to the cooling system becomes even greater after transition to the higher speeds. As can be seen in columns of Fig. 4, chemical and physical properties of a lighter and volatile ethanol positively affect the combustion process and therefore specific burn angle MBF 50 almost-always is smaller when running with ethanol-oxygenated blends possessing various fuel-oxygen enrichment rates rather than with their respective biodiesel-counterparts s under identical overall air-fuel ratios and rotational speeds.

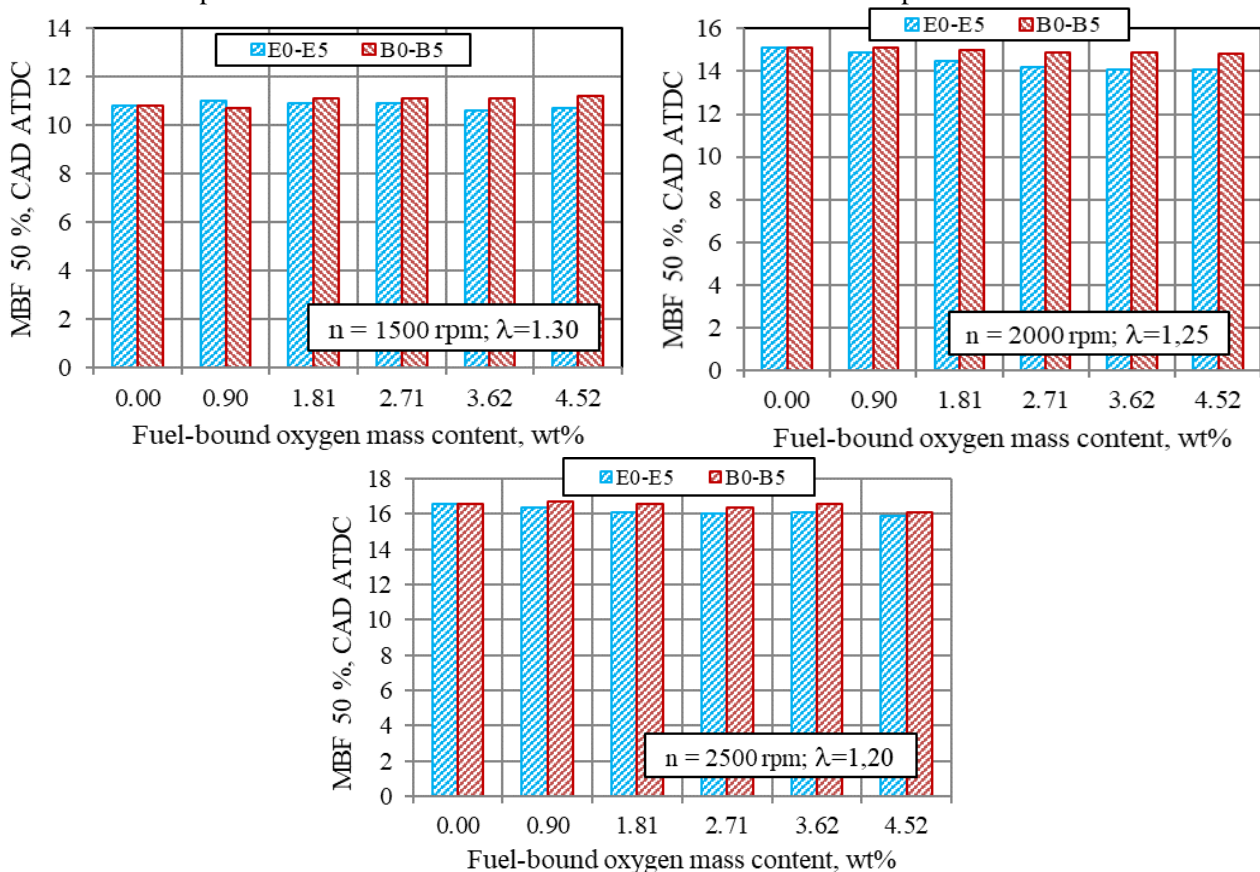


Fig. 4. Crank angle of mass burn fraction MBF 50% as function of ethanol-oxygen or biodiesel-oxygen mass content in fuel blends for a diesel engine running under full (100%) loads corresponding to the respective bmep = 1.24, 1.37 and 1.40 MPa at speeds of 1500, 2000 and 2500 rpm.

As a result, plenty oxygenated blends E4 and B5 took advantage in promoting the combustion process and thus specific burn angle MBF 50 reduces by 6.6% and 2.0% with regard to the reference value of 15.1⁰ CADs ATDC that oxygen-free blend E0/B0 produces for overall air-fuel ratio of $\lambda = 1.25$ at

maximum torque speed of 2000 rpm. Specific burn angle MBF 50 decreases proportionally to the increase in the fuel-oxygen mass content reaching for the most oxygenated fuel blends of both E5 and B5 origins relatively 4.2% and 3.0% lower values than that of 16.6° CADs ATDC the reference blend E0/B0 suggests for overall air-fuel ratio of $\lambda = 1.20$ at the high speed of 2500 rpm. Thus, the positive role of the increased biofuel oxygen mass content of both ethanol and biodiesel origins in the combustion reactions is higher, the higher the speed of an engine and thus shorter is time-span available to efficiently perform each engine cycle.

Maximum in-cylinder pressure developed by the combustion of the tested fuel blends decreases with the increase in the rotational speed mainly because the turbocharger boost pressure was maintained of the same value of $p_k = 1.60$ bar for all engine speeds tested (Fig. 5). It is worth to note that the in-cylinder pressure decreases with the increase in the fuel-oxygen mass contents of both E and B origins when running under overall air-fuel ratio of $\lambda = 1.30$ at the low speed of 1500 rpm. In result, the peak in-cylinder pressure developed from combustion of oxygenated blends E4 and B4 is relatively 1.5% and 2.2% lower than that of 137 bar the combustion of the reference blend E0/B0 produces under considered test conditions.

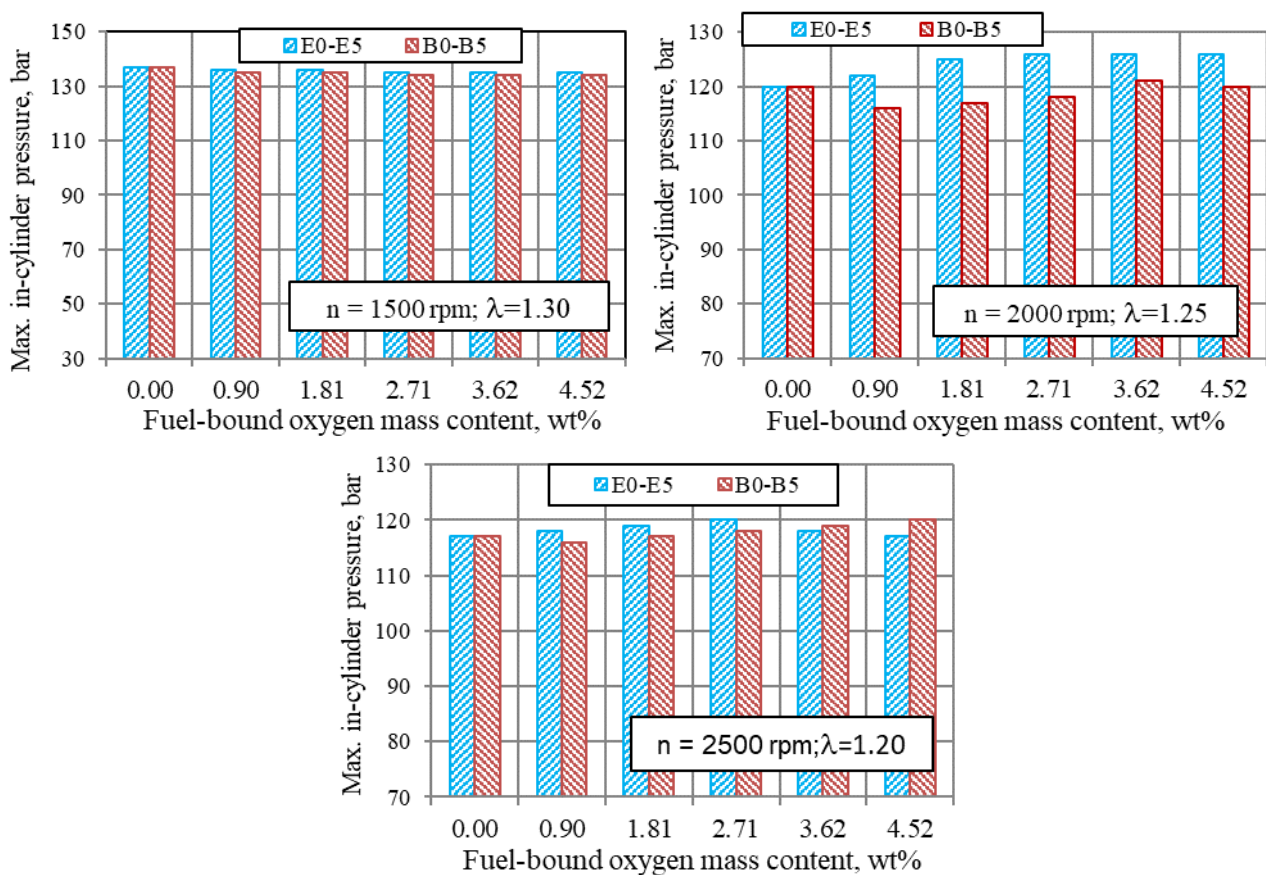


Fig. 5. Maximum in-cylinder pressure as function of ethanol-oxygen or biodiesel-oxygen mass content in fuel blends for an engine running under full (100%) loads corresponding to the respective bmep = 1.24, 1.37 and 1.40 MPa at speeds of 1500, 2000 and 2500 rpm.

The importance of fuel-bound oxygen in the combustion process increases with the increase in the engine speed and therefore in-cylinder pressure p_{\max} converts to be relatively 5.0% (E4) and 0.8 (B4) higher than, 120 bar, the burned oxygen-free blend E0/B0 produces for lower overall air-fuel ratio of $\lambda = 1.25$ at maximum torque speed of 2000 rpm. The relative increase in the peak in-cylinder pressure is of the same value of 2.6% for both the combustion of less ethanol-oxygenated blend E3 and the most biodiesel-oxygenated blend B5 produce for overall air-fuel ratio of $\lambda = 1.20$ at the speed of 2500 rpm. Thus, relatively more biodiesel-oxygen needed to attain the same increase in the maximum pressure value because the low volatility of biodiesel with a bigger in diameter fuel droplets further aggravated by the highest initial/final boiling points 346/366 with extremely limited interval between them negatively affects all the vaporization intensity, the air-fuel mixing rate and thus the combustion process.

The peak in-cylinder pressure-location angle Ap_{max} from combustion of the most oxygenated fuels of both E5 and B5 origins moves by 0.6 and 0.5 CADs with regard to the reference value, 10.4 CADs ATDC, away from TDC with the increase in the fuel-oxygen mass content towards bigger cylinder volume at the low speed of 1500 rpm (Fig. 6). As a result, the noted decrease in p_{max} occurs at the low speed of 1500 rpm, and vice versa, transfer of Ap_{max} back to constant combustion volume positively affects sensitive interrelationship between both parameters promoting the development of pressure p_{max} from combustion of the fuels of both E (more) and B (less) origins at speed of 2000 rpm (Fig. 5). Thus, even negligible, relative relocation of specific angle Ap_{max} by 1.2 (E5) and 0.5 (B5) CADs towards TDC results into noticeable increase in the maximum in-cylinder pressure in this particular case. This means, the smaller the in-cylinder volume occupied by the flame is, the higher will be the peak in-cylinder pressure's sensitivity to the potential Ap_{max} changes made by the increased fuel-oxygen mass content.

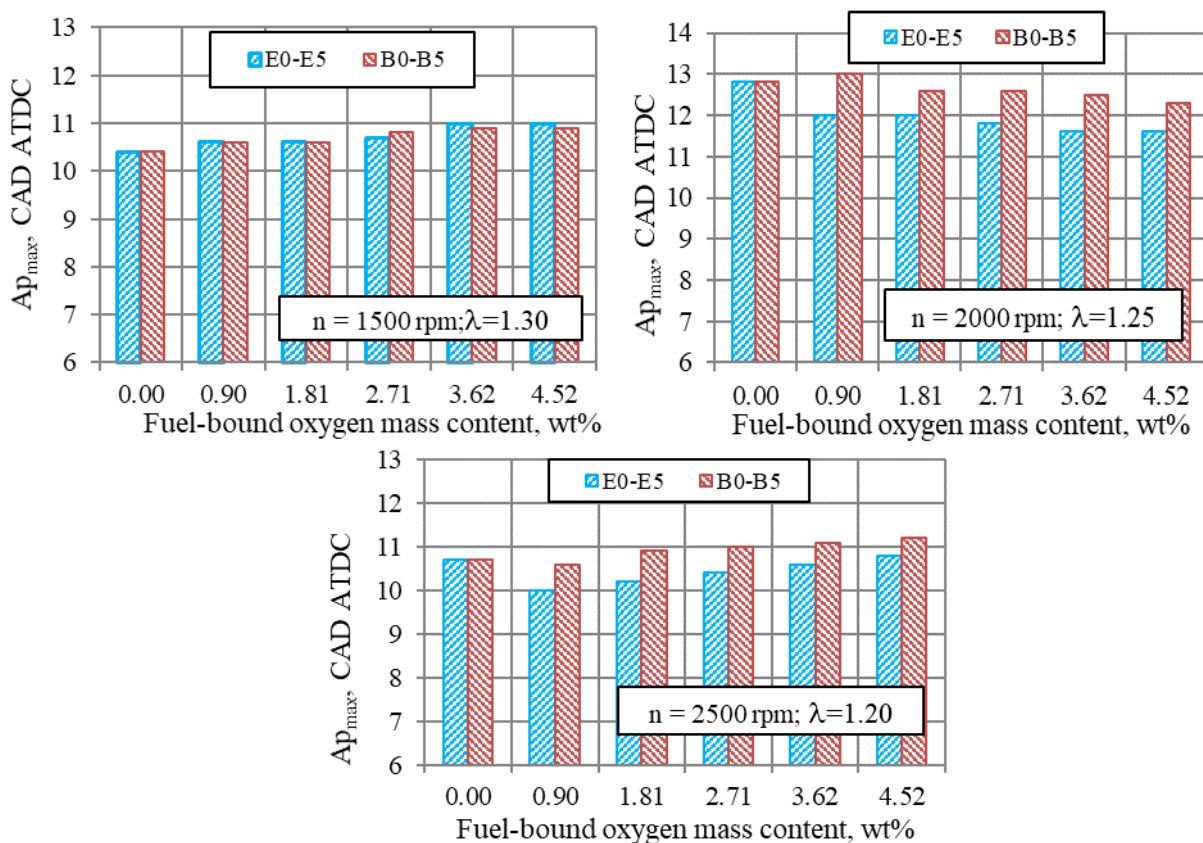


Fig. 6. Changes in the location angle Ap_{max} depending on ethanol-oxygen or biodiesel-oxygen mass content in fuel blends for an engine running under full (100%) loads corresponding to the respective bmep = 1.24, 1.37 and 1.40 MPa at speeds of 1500, 2000 and 2500 rpm.

In contrast to the widely differing p_{max} and Ap_{max} developing trends at the low speed of 1500 rpm, both the combustion history related parameters demonstrate the simultaneous increase with the increase in the fuel-oxygen mass content of both E and B origins after transition to the high speed of 2500 rpm. The relative increase in specific burn angle Ap_{max} initiated by the combustion of the most oxygenated (4.52 wt%) fuel blends E5 and B5 compiles 0.1 and 0.5 CADs only. However, even a small change of the angle Ap_{max} in a company with the improved maximum in-cylinder pressure p_{max} may contribute to faster development of engine torque and power output that improves acceleration of a turbocharged CRDI diesel engine.

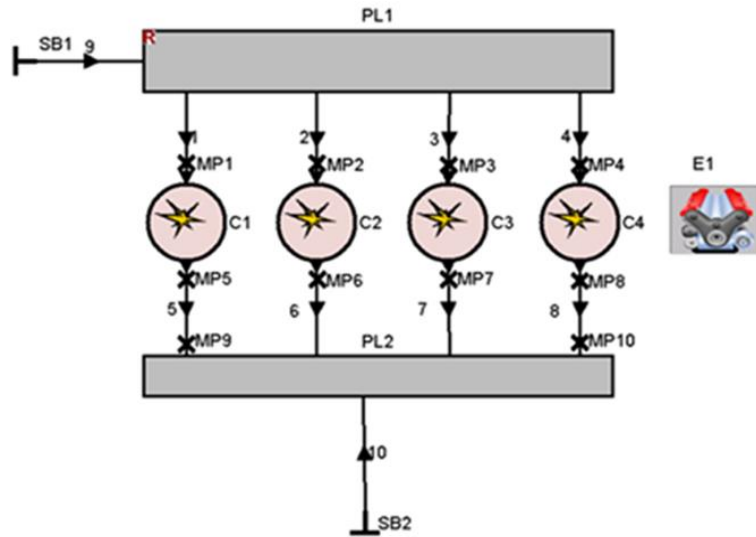


Fig. 7. Numerical modelling of the combustion process in a diesel engine (4 cylinders, 82.0x90.4) by using the AVL BOOST software programme. SB – system boundaries; PL1 – intake manifold, PL2 – exhaust manifold, MP – measurement points; C – cylinders, E1 – engine parameters.

A simplified model of the AVL programme was selected for simulation of the combustion process in a turbocharged CRDI diesel engine (Fig. 7). The needed geometrical data of specific engine elements are imported on the basis of known geometrical parameters of a diesel engine FIAT 1.9 JTD to be employed in the experimental research. The initial data required for numerical simulation: the start of combustion and duration of combustion, Vibe function shape parameter “m” of heat release characteristics in the combustion process and Vibe parameter “a” were generated by the MATLAB programme following the summarisation of the experimental research results and having formulated the alteration characteristics of the combustion process parameters. The developed simulation model allows quantifying and predicting of the influence of ethanol-oxygen or biodiesel-oxygen mass content (0-4.5% wt%) in the blends on the combustion parameters.

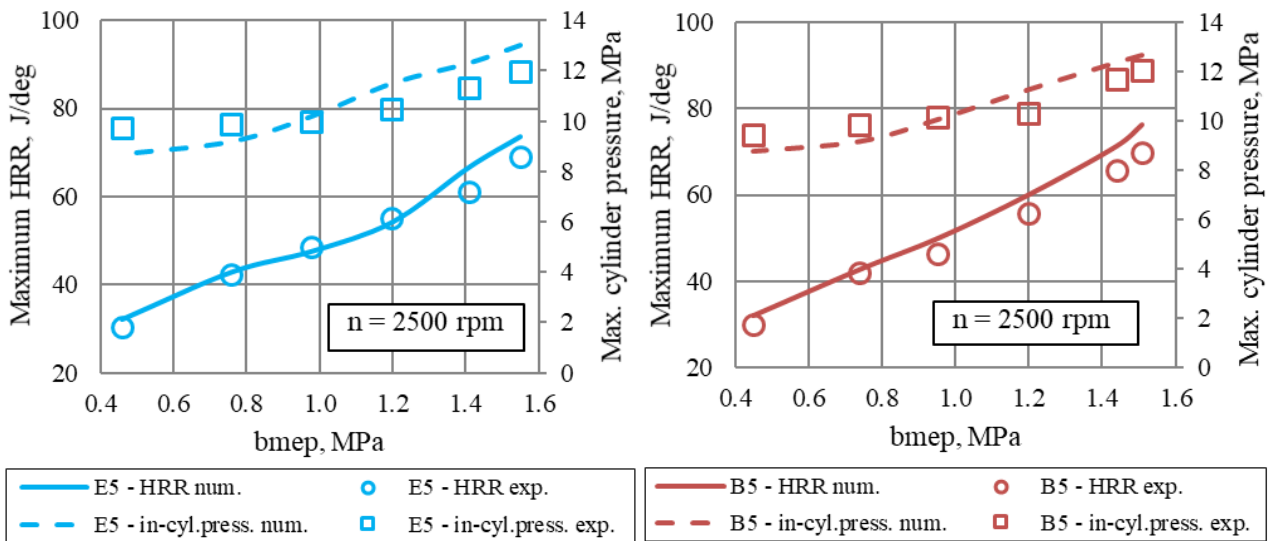


Fig. 8. Comparison between the numerical simulation and experimental data of the peak in-cylinder pressure and maximum heat release rate for diesel-HRD fuels involving ethanol-oxygen or biodiesel-oxygen

As it follows from the analysis of Fig.8, there are some discrepancies in HRR_{max} between both the numerical modelling and the experimental data. The numerically simulated maximum heat release-rate from combustion of the most ethanol-oxygenated blend E5 varies from being relatively 1.9% lower (0.98 MPa) to 9.3% higher (1.41 MPa), while the combustion of adequate percentage biodiesel-counterpart B5 produces HRR_{max} always from 2.3% (0.76 MPa) to 9.3% (1.51 MPa) higher than the respective experimental data obtained at speed of 2500 rpm. In agreement to the noted discrepancies in the HRR_{max} , the computer-generated maximum pressure p_{max} inside the cylinder also fluctuates within similar ranges of being relatively 10.4% lower at the low, 0.45 MPa, load to be 10.2% higher at medium, 1.20 MPa, load when using the most

ethanol-oxygenated blend B5 under the same test conditions. While, the discrepancies in pressure p_{\max} values between the computer-generated values and the experimental data vary from being 6.7% lower (0.45 MPa) to 9.7% higher (1.20 MPa) when running with the most biodiesel-oxygenated blend B5 at the high speed of 2500 rpm. Thus, the coincidence of both HRR_{\max} and p_{\max} values between the numerical modelling and experimental data is good enough as declared in Ref. [12], and the accuracy remains in more or less tolerable variation limits for both E and B fuel groups. This shows the potentials of AVL BOOST programme as an excellent tool for numerical simulation of the combustion processes in DI diesel engines.

CONCLUSIONS

Experimental and numerical investigation were conducted when running a turbocharged CRDI diesel engine with diesel-HRD fuel blends oxygenated in the same percentages (0-4.52 wt%) with ethanol-oxygen (E1-E5) or biodiesel-oxygen (B1-B5) under overall air-fuel ratios of $\lambda = 1.30, 1.25$ and 1.20 at the respective speeds of 1500, 2000 and 2500 rpm to reveal the fuel-oxygen-made effect on the combustion process. Comparative analysis of the test results obtained with the above mentioned fuels possessing the same blended cetane number value of $CN = 55.5$ revealed:

- The auto-ignition delay of a pilot fuel portion for the respective blends E4 and B3 is relatively 10.2% and 6.8% higher at the low speed of 1500 rpm. It remains relatively 1.5% higher (E4) or converts to be 1.5% lower (B3) at speed of 2000 rpm. But the biggest relative changes in the ignition delay occur at the higher speed of 2500 rpm, - it progressively increases to the highest value of 8.2° CADs (10.8% longer with blend E3) or moves down to the lowest point of 6.4° CADs (13.5% shorter with blend B4).
- Maximum heat release rate in the first combustion phase does not depend on the auto-ignition delay of a pilot fuel portion that is the fact particularly evident at the higher speed of 2500 rpm. While HRR_{\max} is relatively 2.3% (E4) and 2.2% (B1) higher when running at the low speed of 1500 rpm. It predictably increases with the increase in the fuel-oxygen enrichment rate up to certain degree to be relatively 5.0% (E3) and 4.0% (B4) higher at maximum torque speed of 2000 rpm as well.
- Burn angle MBF 50 is relatively 1.9% (E4) and 0.9% (B1) smaller at the low speed of 1500 rpm. Positive role of the fuel-oxygen enrichment rate increases with the increase in engine speed and thus blends E4 and B5 took advantage in reducing burn angle MBF 50 by 6.6% and 2.0% for maximum torque speed of 2000 rpm. Specific angle MBF 50 from burning of the most oxygenated fuels E5 and B5 is relatively 4.2% and 3.0% smaller the high rotational speed of 2500 rpm as well.
- The peak pressure p_{\max} developed from combustion of blends E4 and B4 is relatively 1.5% and 2.2% lower when running a fully (100%) loaded engine at the low speed of 1500 rpm. The importance of the fuel-oxygen enrichment rate increases with the increase in speed, therefore pressure p_{\max} converts to be relatively 5.0% (E4) and 0.8 (B4) higher at speed of 2000 rpm. The relative increase in p_{\max} is the same of 2.6% the combustion of both E3 and B5 blends produces for the high speed of 2500 rpm.
- The peak in-cylinder pressure-location angle Ap_{\max} moves away from TDC towards a bigger cylinder volume by 0.6 (E5) and 0.5 (B5) CADs with the increase in fuel-oxygen mass content at the low speed of 1500 rpm. Even negligible relative relocation by 1.2 (E5) and 0.5 (B5) CADs of angle Ap_{\max} towards TDC results into noticeable increase of p_{\max} at speed of 2000 rpm. While the relative increase in the angle Ap_{\max} compiles only 0.1 (E5) and 0.5 (B5) CADs ATDC at the high speed of 2500 rpm.

REFERENCES

1. Frederica Perera. Pollution from fossil-fuel combustion is the leading environmental trend to global pediatric health and equity: Solutions exist. International Journal of environmental research and public health. MDPI, 15 (1): 16, 2018, p. 1-17. doi: 10.3390/ijerph15010016.
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, p. 04016044-1-04016044-8.
3. Atzemi I M., Lois I E., Kosyologou I. Effects of biodiesel and Hydrotreated Vegetable Oil on the performance and exhaust emissions of a stationary diesel engine. IOSR Journal of Applied Chemistry (IOSR-JAC) e-ISSN: 2278-5736. Volume 12, Issue 1 Ser. I (January. 2019), p. 44-54. doi: 10.9790/5736-1201014454.
4. Willard W. Pulkrabek (University of Wisconsin - Platteville). Engineering fundamentals of the Internal Combustion Engine. -Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey 07458, 2009, p. 411.

5. Labeckas G.S. Some of the relationships between basic parameters of the fuel supply apparatus and the fuel injection and atomization characteristics. Republican Interdepartmental Scientific Technical Journal “Internal Combustion Engines”, vol. 46. Kharkov: Higher School Publishing; 1987. p. 52–59 [in Russian].
6. Labeckas G.S. The methodology and the results of regression analyses of the relationships between the main parameters of heat release and factors affecting them. Republican interdepartmental scientific technical journal “Internal combustion engines”, vol. 46. Kharkov: Higher School Publishing; 1987. p. 60–69 [in Russian].
7. Zhang T., Dong B., Zhou X., Guan L., Li W., Zhou S. Experimental study of spray characteristics of kerosene-ethanol blends from a pressure-swirl nozzle. International Journal of Aerospace Engineering, Volume 2018, Article ID 2894908, p. 1-14, <https://doi.org/10.1155/2018/2894908>.
8. Tziourtzioumis D.N., Stamatelos A.M. Experimental investigation of the effect of biodiesel blends on a DI diesel engine’s injection and combustion. Energies, MDPI, 2017, 10, 970; p. 1-15, doi: 10.3390/en10070970.
9. Labeckas G., Slavinskas S., Mažeika M. The effect of ethanol-diesel-biodiesel blends on combustion, performance and emissions of a direct injection diesel engine. Energy Conversion and Management, 2014, Vol. 79, Issue 3, p. 698-720.
10. Labeckas G., Slavinskas S., Kanapkienė I. The individual effects of cetane number, oxygen content or fuel properties on the ignition delay, combustion characteristics, and cyclic variation of a turbocharged CRDI diesel engine – Part 1. Energy Conversion and Management, 2017, Vol. 148, Issue 10, p. 1003-1027.
11. Shropshire GJ, Goering CE. Ethanol injection into a diesel-engine [Low pressure port injection system to fumigate ethanol]. Transactions of the ASAE, 1982;25(3):570–5.
12. Rakopoulos D.C., Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G., Papagiannakis R.G. Evaluating oxygenated fuel’s influence on combustion and emissions in diesel engines using a two-zone combustion model. ASCE Journal of Energy Engineering, 2018, Vol. 144, Issue 4, p. 04018046.

Лабекас Г., Славинскас С., Канапкиене И. Исследование влияния кислорода в топливе различного происхождения на процесс сгорания в дизельном двигателе CRDI с турбонаддувом.

В статье приводится анализ влияния кислорода в топливе различного происхождения на процессы самовоспламенения и сгорания в дизельном двигателе CRDI с турбонаддувом при средних эффективных давлениях 1.24, 1.37 и 1.40 МПа развиваемых при общих коэффициентах избытка воздуха $\lambda = 1.30, 1.25$ и 1.20 на соответствующих частотах вращения 1500, 2000 и 2500 мин⁻¹. Экспериментальные исследования и численное моделирование воздействия биотопливного кислорода на характеристики процесса сгорания выполнены при выше указанных средних эффективных давлениях и условиях работы, наиболее характерных для турбонаддувного дизеля. Оценка качественных и количественных изменений в характеристиках процесса сгорания выполнена с учетом химических и физических свойств смесей дизельного топлива и гидрированное возобновляемого дизельного топлива (HRD), обогащенных в одинаковых процентах по массе 0 (E0/B0), 0.91 (E1/B1), 1.81 (E2/B2), 2.71 (E3/B3), 3.61 (E4/B4) и 4.52 wt% (E5/B5) кислородом различного происхождения, - безводным (200 proof) этанолом (E) или метиловым эфиром рапсового масла (B) при достаточно высоком в обеих топливных группах цетановом числе 55,5. Сравнительный анализ в количественных изменениях периода задержки самовоспламенения предварительной порций топлива, специфического угла сгорания MBF 50, максимальной скорости тепловыделения (HRRmax) и максимального давления в цилиндре (pmax) в итоге применения кислородом обогащенных топливных смесей E1-E5 или B1-B5 выполнен с учетом соответствующих значений параметров замеренных при работе двигателя на нормальной смеси (ноль кислорода) E0/B0 с целью выявить потенциальные тенденции развития процесса сгорания.

Ключевые слова: Дизельный двигатель; экологически чистое топливо HRD; топливные смеси, обогащенные этанолом и биодизелем; самовоспламенение; процесс сгорания; тепловыделение; максимальное давление в цилиндре.

ЛАБЕЦКАС Гвидонас, доктор технических наук, профессор Института инженерии силовых и транспортных машин, Vytautas Magnus University, e-mail: gvidonas.labeckas@vdu.lt;

СЛАВИНСКАС Стасис, доктор технических наук, профессор Института инженерии силовых и транспортных машин, Vytautas Magnus University, e-mail: stasys.slavinskas@vdu.lt;

КАНАПКИЕНЕ Ирена, доктор технических наук, лектор Института инженерии силовых и транспортных машин, Vytautas Magnus University, e-mail: kanapkiene.irena@gmail.lt

Gvidonas LABECKAS, Ph.D. in Engineering, Professor of Power and Transport Machinery Engineering Institute, Vytautas Magnus University, e-mail: gvidonas.labeckas@vdu.lt;

Stasys SLAVINSKAS, Ph.D. in Engineering, Professor of Power and Transport Machinery Engineering Institute, Vytautas Magnus University, e-mail: stasys.slavinskas@vdu.lt;

Irena KANAPKIENĖ, Ph.D. in Engineering, lecturer at Power and Transport Machinery Engineering Institute, Vytautas Magnus University, e-mail: kanapkiene.irena@gmail.lt

Acknowledgement.

The authors gratefully acknowledge the Company AVL-AST, Graz Austria, for granting according University's partnership program to Vytautas Magnus university AVL-BOOST software programme essential for numerical simulation to enhance the processing quality of the engine test data.

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v1i14.341>

Labeckas G., Slavinskas S., Mackevičius T.
Vytautas Magnus university, Kaunas-Academy, Lithuania

PERFORMANCE AND EMISSIONS OF A DIESEL ENGINE OPERATING WITH RENEWABLE BINARY BIODIESEL-N-BUTANOL BIOFUEL BLENDS

This paper presents a comparative analysis of the diesel engine performance and emission characteristics, when operating on rapeseed methyl ester (B) and rapeseed methyl ester -butanol (Bu5, Bu10, Bu15) blends, at various loads and 2000 rpm engine speeds. The experimental tests were performed on a four-stroke, single-cylinder, air-cooled diesel engine FL511. The bench test results showed that the brake specific fuel consumption increased, when operating on biodiesel-butanol fuel blends compared to neat biodiesel. The maximum brake thermal efficiency sustained at the levels from 7.3% to 12.9% lower in comparison with neat biodiesel operating at low engine load. When the engine was running at maximum torque mode using biodiesel-butanol fuel blend Bu15 the total emissions of nitrogen oxides decreased. Thus, the greatest fossil fuel challenge related with the simultaneous reduction of both the NO_x emissions and the smoke opacity (PM) could be reasonably solved by switching a diesel engine on totally renewable biodiesel-n-butanol biofuel blends.

Keywords: diesel engine, rapeseed oil derived biodiesel, n-butanol, engine efficiency, brake specific fuel consumption, emissions, smoke opacity.

INTRODUCTION

The Directive 2009/28/EC of the European Parliament and the Council on the promotion of the use of energy from renewable sources [1] approved a target of a 20% of European energy consumption using renewable fuels in a cost-effective way. This Directive fixes at 10% the minimum consumption of renewable fuel used in transport-sector by 2020 and creates a challenge for both the scientists and the industry. Keeping in a track with the newest trends to use lighter and more environment friendly biofuels for a diesel engine powering, Giakoumis et al. [2], Rakopoulos et al. [3], Labeckas et al. [4] tested n-butanol in diesel fuel blends. The research revealed [4], due to the longer auto-ignition delay period of a pilot portion of diesel-n-butanol fuel blends both the fuel-energy conversion efficiency representing burn angle MBF 50, at which burns a half of the injected fuel portion, and the end of combustion occur earlier in an engine cycle after TDC. In result, the brake thermal efficiency increases to maximum value of 0.383 when running with diesel fuel blend involving n-butanol DB3 (3.0 wt% oxygen) at speed of 1800 rpm. While the NO_x, CO and THC emissions decrease by 5.1%, 29.5% and 3,7 times, respectively, when running with the most n-butanol involving blend DB4 (4.0 wt% oxygen) against analogous values a fully loaded straight diesel produces at a higher speed of 2500 rpm. The scientists Sukjit et al. [5] progressed further with totally renewable and environment friendly binary, biodiesel-n-butanol biofuels adding to the intake manifold hydrogen to enhance combustion and drastically reduce CO and particulate matter (PM) emissions in compression ignition engines.

Normal butanol (CH₃CH₂CH₂CH₂OH) with molecular weight of 74.12 g/mol. is an alcoholic-origin colourless liquid of medium volatility and a characteristic banana-like odour. It is flammable enough with a flash point of around 35 °C, contains 21.62 wt.% of fuel-bound oxygen with a boiling point of about 117.40 °C at 760 mm Hg. This renewable biofuel added to widely known rapeseed oil methyl ester (RME) reduces density, viscosity, C/H atoms ratio and provides plenty of fuel-bound oxygen that along with its good evaporative properties improves both the air and fuel vapours mixing rate and the combustion of biofuel blends. Because biodiesel and n-butanol contain a lower number than traditional diesel fuel the carbon atoms in the molecules, the enhanced combustion takes the advantage to reduce the total amount of both CO₂ and CO emissions below the respective values of neat biodiesel or from a straight diesel could be expected. When being used as a oxygenator source in the above tests, anhydrous, 200 proof, ethanol (CH₃CH₂OH – 99.9 vol%) created more concern to the researchers than n-butanol in terms of the blends consistency, auto-ignition delay extension and combustion peculiarities. However, the presence of a lighter n-butanol in biodiesel also reduces the blended cetane number rating, net heating value and thus affects mass of biofuel consumed per unit of energy or effective power developed by an engine. A sensitive interaction between advantageous and disadvantageous operational properties of renewables with a widely differing nature, origin and production technology of biodiesel and n-butanol may lead to ambiguous development trends in the combustion attributes, net heat release rate and engine out emissions [4].

Wei et al. [6] investigated and compared biodiesel-ethanol (BE) and biodiesel-n-butanol (BBu) blends-made effects on combustion, performance and emissions of a direct-injection diesel engine. Experiments

were conducted on a straight diesel, biodiesel and BE5 (5% ethanol and 95% biodiesel, v/v), BE10, BE15 and BBU5, BBU10, BBU15 biofuel blends, at five engine loads and constant speed of 1800 rpm. The blended fuels lead to higher maximum heat release rate, higher maximum in-cylinder pressure, longer auto-ignition delay, and shorter combustion duration that all in a company evoked adverse effect on combustion noise and stability particularly when running with the BE blends. Moreover, on average of the five engine loads, the BBU and BE blends increased CO emission by 13.7% and 22.8% and HC emission by 5.6% and 29.2%, respectively; but reduced NO_x emission by 6.5% and 28.0%, particle mass concentration by 20.7% and 20.6% and particle number concentration by 22% and 21%, respectively. Thus the BE blends revealed themselves as being more effective in reducing particulate and NO_x emissions, while the BBU blends suggested less increase in CO and HC emissions [6].

Zöldy [7] conducted a wide-range chemical-analytical investigation on properties of butanol, hydrogenated vegetable oil and diesel fuel blends and measured nearly 20 chemical and physical parameters, especially such as flash point, cetane number, viscosity and cold filter plugging point (CFPP) to find out whether or not the three component blends are suitable for compression ignition engines. The researcher estimated that the viscosity decreases within the test range nearly linear and every 1% of butanol mass content (v/v %) added to the blend causes slight 1.4% decreasing effect on viscosity. He also noted that the added butanol decreases the blend's flash point to around 40 °C that is under the standard DIN EN ISO 2719, revised in 2016, minimum. This decrease is critical from the point of view of transportation fire-safety and logistics security. Because butanol-diesel and/or n-butanol-biodiesel fuel blends are flammable, the security equipment needs to be used as in the gasoline supply chain. Through wide-range experimental tests, the author disclosed that there about a linear relationship exists and the increase by 1 % of butanol in Hydro-treated Vegetable Oil (HVO) content decreases the blended CN rating with an average of 0.4 points.

A lot of the research and development performed on n-butanol using in a diesel engine, however, there is not completely clear what could be the rational renewable biodiesel and n-butanol mixing rate that could be acceptable for diesel-powered machines and power generators. To make a difference, the undertaken research intends to put more light on the changing trends in performance parameters of a diesel engine, biofuels energy conversion efficiency and emissions of the exhaust when running alternately on neat biodiesel (B) derived from rapeseed oil as a 'baseline' fuel and a totally, renewable binary liquid biodiesel-n-butanol blends. Purpose of the research is to improve engine brake thermal efficiency, reduce NO_x, CO, CO₂ emissions and smoke opacity of the exhaust when running a single-cylinder, DI diesel engine on binary biodiesel-n-butanol blends under 5, 10, 15, 20, 25, 30 and 35 Nm loads and maximum torque speed of 2000 rpm. A four-stroke, air-cooled, naturally-aspirated diesel engine operated on a neat biodiesel (B) first, and then with the three totally renewable, binary biodiesel-n-butanol (BBU) blends BBU5 (95 vol.% B/5 vol.% Bu), BBU10 (90 vol.% B/10% Bu) and BBU15 (85vol.% B/15vol.% Bu) under the same loading conditions.

The test results of engine operation with various biodiesel-n-butanol blends are analysed and compared with the respective parameters measured when running with neat biodiesel derived from rapeseed oil at the respective loads, with particular attention to full (100%) engine load, at constant speed of 2000 rpm. Because of the absence of polycyclic aromatic hydrocarbons in renewable biofuel blends, higher brake thermal efficiency, lower maximum NO_x and drastically reduced CO emissions and smoke opacity (PM) could reasonably be expected due to potentially improved homogeneity of combustible mixture and particulate matter (PM) emissions benefits suggested by higher n-butanol-oxygen mass content (21.62 wt%) and much lower carbon-to-hydrogen ratio (4.8).

MATERIALS AND METHODS OF THE RESEARCH

Regardless of both biodiesel (B) and n-butanol (Bu) are of the same renewable nature, nevertheless, the production of tested biofuels derives from different resources by using dissimilar technologies, therefore, these biofuels differ as having completely different origins with widely differing chemical and physical properties (Table 1). In contrast to ethanol [8], operational properties of n-butanol are much more similar to those of a straight diesel or biodiesel with the exception of lower density, viscosity and about twice as much lower CN rating the improvement of which rests on the higher cetane number of biodiesel. Moreover, n-butanol provides operational advantages because its reasonable addition to biodiesel has the potential to drastically reduce the production of CO and smoke (PM) due to considerably lower C/H atoms ratio and high fuel-bound oxygen mass (wt, %) content. Next, the lower density and viscosity of n-butanol may have positive impact on biofuel injection, atomisation and vaporisation characteristics, the air and fuel vapours mixing rate in the hot in-cylinder compressed air charge, combustion attributes and thus engine out emissions when operating under steady and transient conditions [9].

Table 1. Properties of the tested rapeseed oil biodiesel and n-butanol

Property parameters	Fuel test methods	Rapeseed oil biodiesel (B)	N-butanol (Bu)
Density at 15°C, kg/m ³	EN ISO 12185:1999	884.7	810
Kinematic viscosity, mm ² /s at 40 °C	EN ISO 3104+AC:2000	4.8	2.63
Lubricity (HFRR), wear scar diameter (wsd 1.4) at 60 °C, μm	EN ISO 12156-1	205	591
Flash point, open cup, °C	EN ISO 2719:2000	168	35
Initial / final boiling points, °C	EN ISO 3405:2011	346 / 366	117.7
Auto-ignition temperature °C	-	~342	~343
Cetane number	EN ISO 5165:1999	53.4	25
Oxygen content, max wt%	-	10.9	21.62
Carbon-to-hydrogen ratio (C/H)	-	6.49	4.8
Stoichiometric air/fuel ratio, kg/kg	-	12.62	11.12
Net heating value, MJ/kg	EN ISO 8217:2012	37.23	33.08

The experimental examinations performed in the engine-test laboratory at Power and Transport Machinery Engineering Institute of Vytautas Magnus University - Agricultural Academy. The technical characteristics in more details are listed in Table 2.

Table 2. Engine FL 511 specifications

Type	Deutz FL 511
Number of strokes	4 stroke
Number of cylinders	Single-cylinder
Bore, mm	100
Stroke, mm	105
Displacement volume, cm ³	825
Compression ratio	17
Injection timing advance in CADs before TDC	24°
Maximum power (at 3000 rpm), kW	12.8 ±5%
Injection pressure, bar	175±5 bar
Specific fuel consumption, g/kW·h	255 ±5%
Rated speed, rpm	3000
Engine weight, kg 135	135

Torque of an engine was measured with a magnetic powder brake dynamometer PT40M (0–60 N·m) with a definition rate of ±0.5 N·m and rotation speed with a mechanical tachometer (150–3000 rpm) with an accuracy of ±0.5% of the measured value. The air mass consumption was measured with a turbine type gas meter CGT-02 (10–100 m³/h) with an accuracy of ±1% of the measured value, and fuel mass consumption by using electronic scale SK-1000 with an accuracy of ±0.5%.

Emissions of nitric oxide (NO), nitrogen dioxide (NO₂), carbon monoxide (CO) in parts per million (ppm) and carbon dioxide (CO₂) in vol% were measured with electrochemical cells installed in Testo 350 XL flue gas analyser. Total NO_x emissions were determined as a sum of both NO and NO₂ pollutants with an accuracy of ±5 ppm. Exhaust smoke was measured with a Bosch RTT 110 opacity meter with an accuracy of ±0.1% in a scale range of 0–100%. To improve reliability of the measured data the tests have been repeated no less than three times.

RESULTS AND DISCUSSION

The summarised effect of the widely differing chemical and physical properties and net heating values of the biofuels studied along with the changes in the auto-ignition and combustion peculiarities have

influence on the fuel mass burned over an hour (kg/h) and the fuel mass consumed per unit of effective power (g/kWh) developed by an engine. As can be seen in graphs of Figs. 1a and b, both the mass of the fuel consumed over an hour (B_d) and the brake specific fuel consumption (bsfc) for neat biodiesel are lower over the whole load-range tested compared to the engine running on less calorific biodiesel-n-butanol blends. The noted differences in the bsfc values are mainly observable when running at a light load, low pressure and temperature in the cylinder because the auto-ignition delay extends due to the presence of more volatile n-butanol with both the cooling effect and the reduced CN rating that may negatively affect the combustion of the blends. For the above reasons and slightly lower calorific value, the brake specific fuel consumptions for the respective blends BBU5-BBU15 are up to 1.08% - 14.80% higher than, 798.7 g/kWh, neat biodiesel suggests for light-load operation.

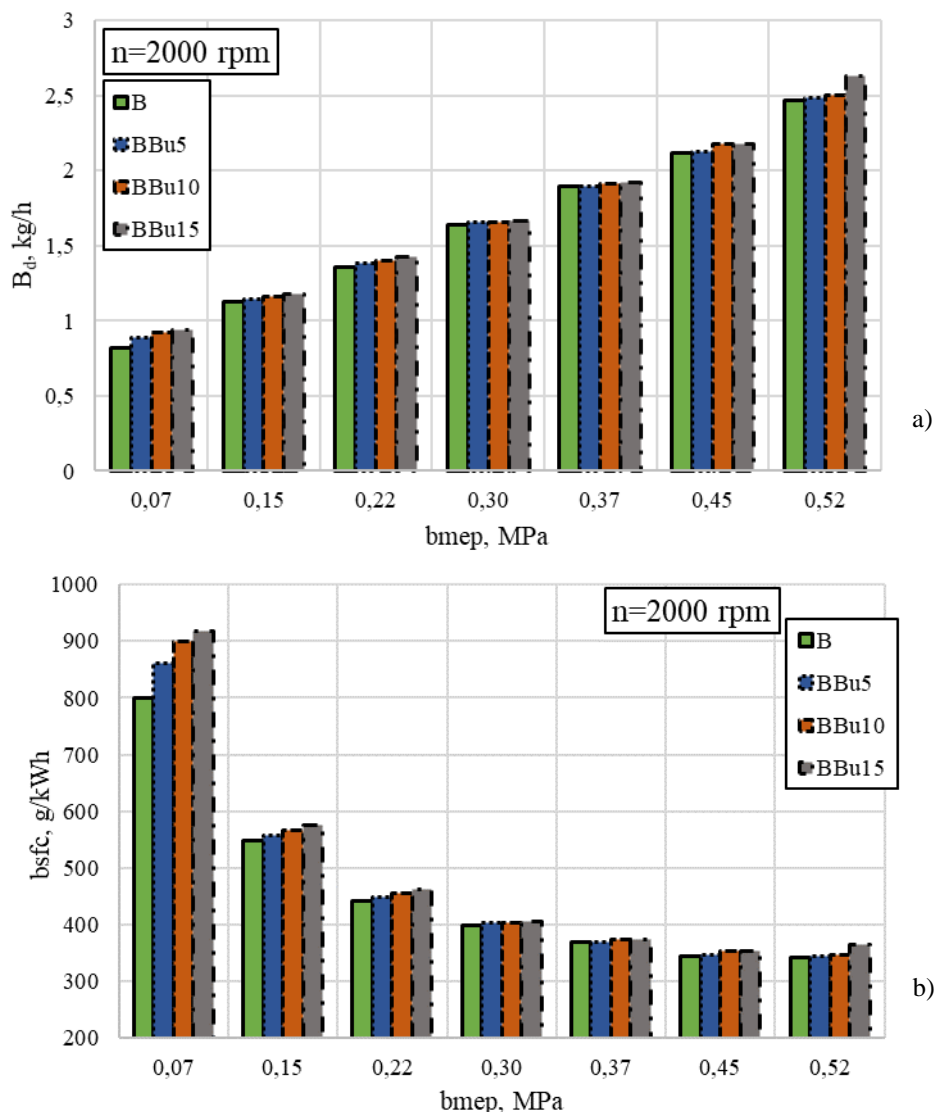


Fig. 1. The fuel mass consumption per hour (B_d) and brake specific fuel consumption (bsfc) as a function of engine load when running at maximum torque speed of 2000 rpm.

As soon as the temperature inside the cylinder increases with engine load increased to about 0.30 MPa, the differences in brake specific fuel consumptions are also less observable and the bsfc values for the respective blends BBU5-BBU15 sustain at about 1.15% - 1.85% higher levels than, 398.4 g/kWh, the neat biodiesel consumes at considered test conditions. As could be reasonably expected, the bsfc values remain relatively up to 0.69% - 6.57% higher for n-butanol oxygenated biodiesel blends BBU5 - BBU15 when running at a full (100%) load as well than, 343.1 g/kWh, neat biodiesel suggests for the same loading conditions at maximum torque speed of 2000 rpm. The relatively higher brake specific fuel consumption of binary biofuels BBU5 - BBU15 can be mainly attributed to the lower net heating value of plenty oxygenated biodiesel-n-butanol blends.

The biggest relative decrease in the brake thermal efficiency of an engine reasonably obtained when running with neat biodiesel and biofuel blends tested under the low loads and thus not as high as would be needed for fuel-efficient operation the temperature inside the cylinder. As shown in Fig. 2a, an engine develops the lowest brake thermal efficiency value of 0.107 (11.6% lower) when running with the most n-butanol oxygenated blend BBu15 and the maximum one of 0.121 with neat biodiesel at the lowest 0.07 MPa load. The obtained energy conversion efficiencies of biofuel blends match well with obvious differences in the cetane number, negative changing trends in the combustion noise, engine performance stability and the respective bsfc values (Fig. 2b) measured when running with blend BBu15 at the lowest load. The brake thermal efficiency gradually increased with engine load and the temperature inside the cylinder to reach for neat biodiesel and slightly n-butanol oxygenated blend BBu5 the same maximum value of 0.282 remaining 1.4% and 4.3% lower engine efficiencies, 0.281 and 0.270, for the respective n-butanol blends BBu10 and BBu15 when running under full (100%) load conditions.

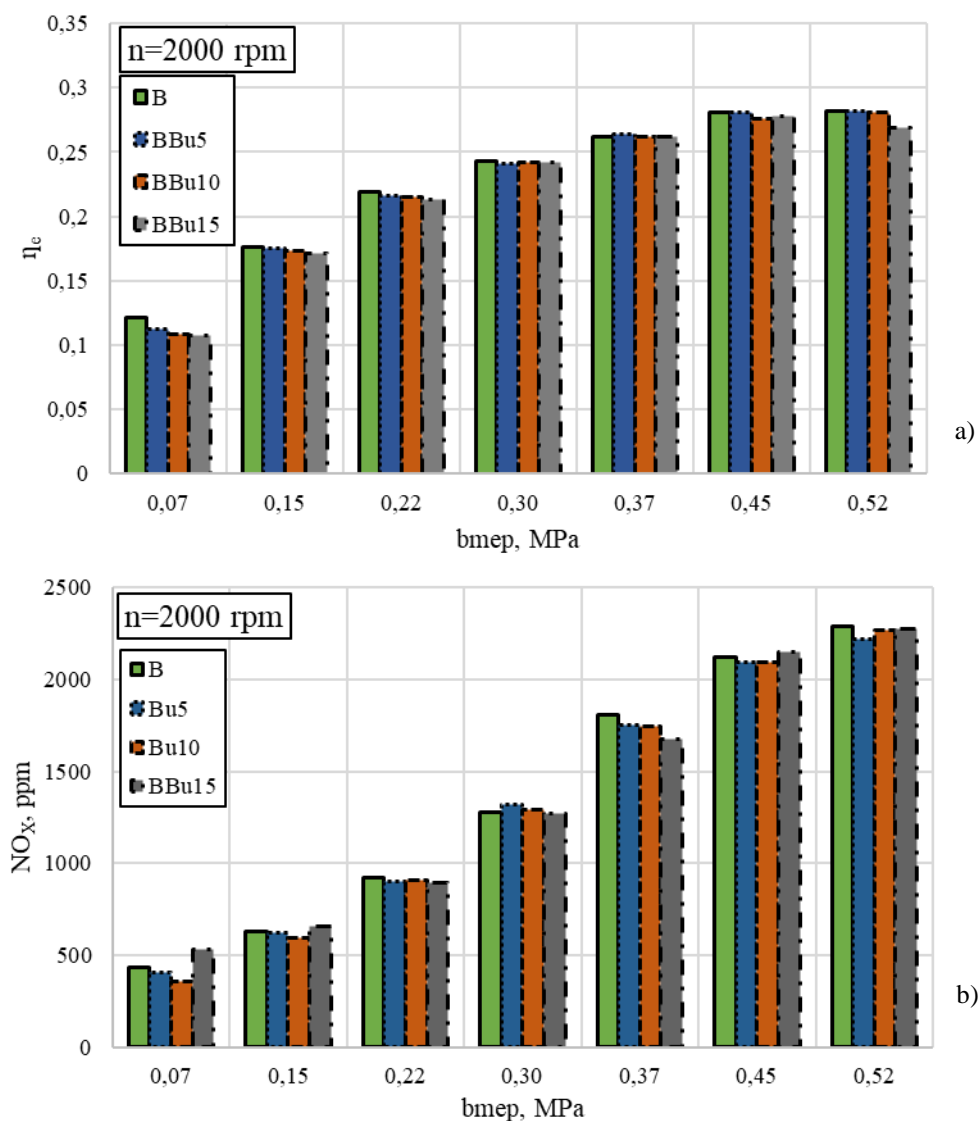


Fig. 2. The brake thermal efficiency (η_e) and total nitrogen oxide (NO_x) emissions as a function of engine load when running at maximum torque speed of 2000 rpm.

High evaporative cooling effect and low calorific value of n-butanol can be realised in practise bearing in mind that the production of NO_x relies primary on the temperature inside the cylinder, local oxygen concentration, the residence time limited by the combustion reactions, and relative (overall) air/fuel ratio [10], but less depends on the availability of the local oxygen [11]. The total NO_x emissions sustain at a reasonable levels when running at the lowest 0.07 MPa load varying within the narrow range from 397 ppm for neat biodiesel to 476 ppm for the biggest mass content of n-butanol containing biofuel BBu15. The relatively 19.9% higher NO_x emissions emanating from the combustion reaction of the most n-butanol

involving blend BBU15 can be reasonably attributed to the fact that the temperature inside the cylinder is too low to keep smooth operation of an engine on plenty n-butanol oxygenated biodiesel blend at the lowest load. Therefore, the increased combustion instability accompanied by the high noise levels and the in-cylinder pressure oscillations contributed to the production of more NO_x emissions in this particular low-load conditions (Fig. 2b).

The production of NO_x emissions gradually increases with engine load and thus the temperature inside the cylinder reaching the lowest value, 1121 ppm, for neat biodiesel and the biggest one, 1219 ppm, (8.7% higher) for the combustion of blend BBU5 when running at about medium (50% of full) load. As could be expected, the NO_x emissions increase to the maximum value of 2132 ppm for neat biodiesel sustaining at relatively 3.0%, 0.9% and 0.5% lower levels for the respective biodiesel-n-butanol blends BBU5, BBU10 and BBU15 when running under the full (100%) load conditions. It is challenging to define the reasons, but in fact, the obtained result provides excellent finding revealing that the higher n-butanol mass content (v/v %) is added to biodiesel blend, the lower actually its contribution to the reduction intensity of maximum NO_x emissions can be expected. The potential answer to this intriguing question lies perhaps beyond the fact that the NO_x emissions emerge mainly during the first kinetic combustion phase under the high temperatures above 2000 K where a key role in the NO_x production plays the air-borne oxygen.

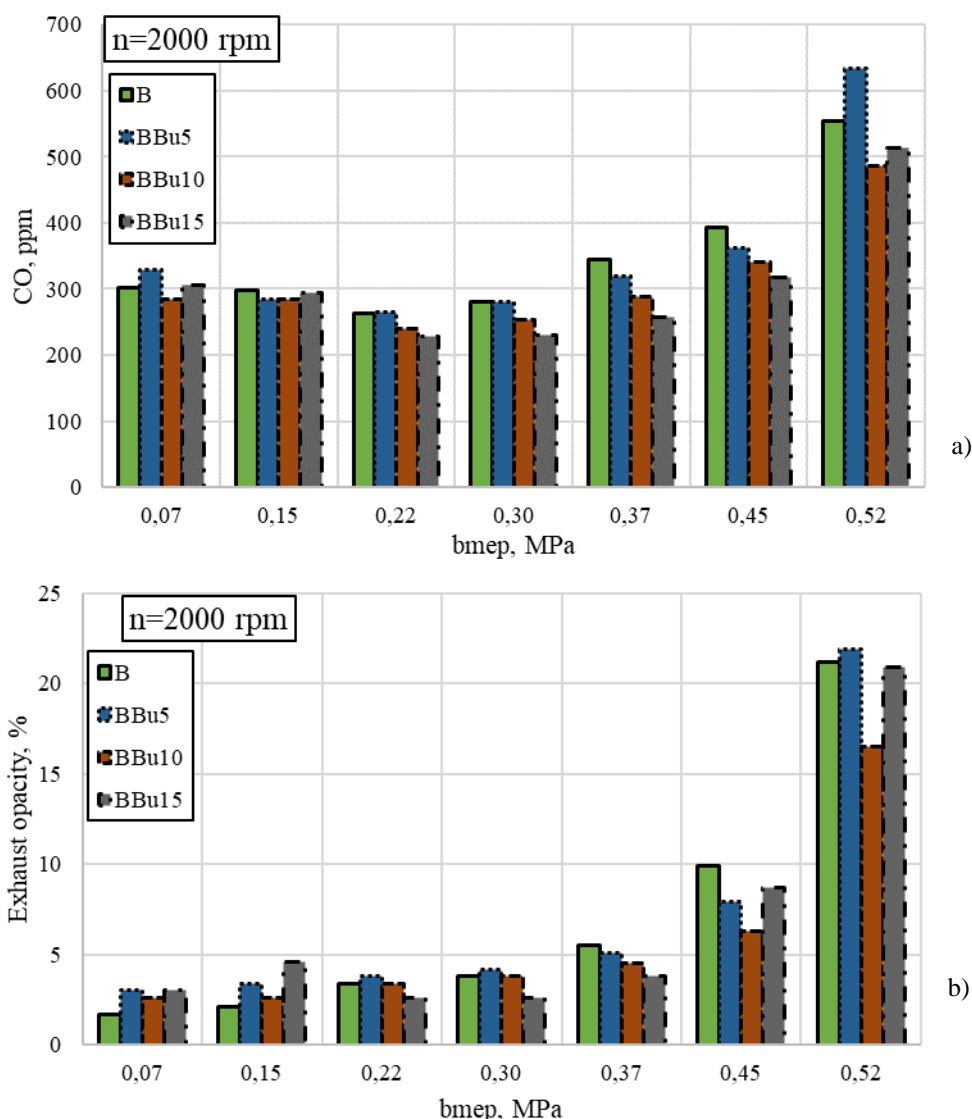


Fig. 3. Dependencies of carbon monoxide (CO) emissions (a) and smoke opacity of the exhaust (b) on engine load when running at maximum torque speed of 2000 rpm.

While the biofuel-bound oxygen takes only a second-rate role coming into effect too late in the expansion stroke during the diffusion-controlled combustion phase and thus with a little help to contribute to the NO_x production. For this reason, the effect of the fuel-bound oxygen on the NO_x emissions changing trends can be ambiguous enough, hardly predictable and dependable on the feedstock materials, origin and

production technology of the biofuel as well as on the combustion chamber type and the test conditions of an engine, particularly on the relative (overall) air/fuel ratio.

In contrast to ambiguous the NO_x emissions behaviour, the positive effect of the lower C/H atoms ratio strongly supported by both the absence of polycyclic aromatic hydrocarbons in the composition of biodiesel-n-butanol biofuels and the increased n-butanol-oxygen mass (wt, %) content, significantly contributes to enhance combustion and thus drastically reduce CO, CO_2 emissions and visible smoke of the exhaust. At the beginning of engine loading, the CO emissions relatively decrease to be 5.6% lower mainly for the blend's BBU10 case, while unstable combustion of the respective blends BBU5 and BBU15 produce CO emissions 9.3% and 1.3% higher than neat biodiesel suggests, 302 ppm, when running at the lowest 0.07 MPa load (Fig. 3a).

As soon as the engine load increases to about medium (50% of full) value and the temperature inside the cylinder boosts up, both most n-butanol oxygenated blends BBU10 and BBU15 reveal themselves as having strong potentials to drastically reduce the carbon monoxide (CO) emissions by 8.9% and 17.5%, respectively. The noted positive CO emissions changing trends with using the most n-butanol oxygenated biodiesel blends BBU10 and BBU15 actually remain in value after transition to full (100%) load operation as well. The enhanced combustion of the respective blends BBU10 and BBU15 produces the CO emissions 12.4% and 7.4% lower than, 555 ppm, the neat biodiesel emits under full (100%) load operation. Only the combustion of the blend BBU5 produces the CO emissions relatively 14.1% higher, most likely, due to an inevitable pay off required to compensate for the merits experienced with having the relatively lowest NO_x production when running under full (100%) load at maximum torque speed of 2000 rpm (Fig. 2b).

Smoke opacity characteristics proceed at the low levels compiling only 3.4%, 2.6% and 4.6%, however transparency of the exhausts for the respective n-butanol oxygenated blends BBU5, BBU10 and BBU15 is relatively 61.9%, 23.8% and 2.2 times not as good as that, 2.1%, neat biodiesel produces when running at 0.15 MPa load and maximum torque speed of 2000 rpm (Fig. 3b). This phenomenon of smoke is the evidential fact that biofuel vapours do not burn completely at the low load, so they additionally affect transparency of the exhaust if or when the temperature inside the cylinder is not as high as would be needed to support efficient combustion and take under control the cyclic variability of operational parameters. As could be reasonably expected, the lowest smoke opacity produces the combustion of most n-butanol oxygenated blend BBU15 that is 31.6% lower than, 3.8%, neat biodiesel suggests when running at about medium (50% of full) load. While less n-butanol oxygenated biodiesel blend BBU10 took real advantage to enhance combustion and reduce smoke opacity by 20.9% than that, 21.2%, neat biodiesel produces under full (100%) load at maximum torque speed of 2000 rpm.

CONCLUSIONS

1. The brake specific consumption of biodiesel-n-butanol blends BBU5-BBU15 is 1.08% - 14.80%, 1.15% - 1.85% and 0.69% - 6.57% higher than the respective bsfc values, 798.7, 398.4 and 343.1 g/kWh, neat biodiesel suggests for studied loading conditions of 0.07, 0.30 and 0.52 MPa at maximum torque speed of 2000 rpm. The main reason of having relatively higher the bsfc for oxygenated blends is much lower net heating value of the added n-butanol.
2. The brake thermal efficiency suffered relative decrease to 0.107 (11.6% lower) when running with the most n-butanol oxygenated blend BBU15 at the lowest load of 0.07 MPa. However, thermal efficiency increased to reach the same maximum of 0.282 for neat biodiesel and blend BBU5 remaining, 0.281 and 0.270, that is relatively 1.4% and 4.3% lower for more n-butanol containing blends BBU10 and BBU15 when running under full (100%) load conditions.
3. The highest total NO_x emissions, 2132 ppm, produces the combustion of neat biodiesel, while the positive effect of n-butanol oxygenated biodiesel blends on the NO_x suppression is not as huge as could be expected. This is because the NO_x reduction intensity decreases 3.0%, 0.9% and 0.5% when running an engine with n-butanol oxygenated biodiesel blends BBU5, BBU10 and BBU15 under the full (100%) load at maximum torque speed of 2000 rpm.
4. Both most n-butanol oxygenated biodiesel blends BBU10 and BBU15 revealed themselves as having strong potentials to drastically reduce the carbon monoxide (CO) emissions by 8.9% and 17.5%, respectively, when running at about medium (50% of full) load. The enhanced combustion of the carbon-limited, plenty oxygenated blends BBU10 and BBU15 emitted the CO emissions 12.4% and 7.4% less than, 555 ppm, the neat biodiesel produces for full load conditions as well.
5. The lowest smoke opacity produces the combustion of plenty n-butanol oxygenated biodiesel blend BBU15, which is 31.6% lower than, 3.8%, neat biodiesel suggests running at about medium (50% of full) loading conditions. While less n-butanol oxygenated biodiesel blend BBU10 took advantage the

enhanced combustion of which reduces smoke opacity by 20.9% than, 21.2%, neat biodiesel produces under full (100%) load at maximum torque speed of 2000 rpm.

Taking into account the above merits, renewable binary biodiesel-n-butanol blends are suitable for diesel engine powering to replace fossil-origin diesel fuels, reduce the climate change and save the untouched nature for future generations. The Ball On-Cylinder or BOCLE tests showed that biodiesel derived from rapeseed oil has superior lubricity compared to low sulphur diesel fuel [12] and thus the wear-sensitive fuel system designs such as plunger-barrel and the needle-valve-barrel units are able to tolerate up to 15 vol% n-butanol additions to biodiesel.

REFERENCES

1. Directive 2009/28/EC of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 on the promotion of the use of energy from renewable sources and amending and subsequently repealing Directives 2001/77/EC and 2003/30/EC. Available at: eur-lex.europa.eu.
2. 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. ISSN 2229-5518.
3. 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.
4. Labeckas G., Slavinskas S., Rudnicki J., Zdraġ R. The effect of oxygenated diesel-n-butanol fuel blends on combustion, performance, and exhaust emissions of a turbocharged CRDI diesel engine. *Polish Maritime Research*, 2018, Vol. 25, No 1 (97), pp. 108-120, doi: 10.2478/pomr-2018-0013.
5. Sukjit E., Herreros J.M., Dearn K.D., Tsolakis A., Theinnoi K. Effect of hydrogen on butanol-biodiesel blends in compression ignition engines. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2013-02-06, Vol. 38, Issue 3, p. 1624-1635. doi: 10.1016/j.ijhydene.2012.11.061.
6. Wei L., Cheung C.S., Ning Z. Effects of biodiesel-ethanol and biodiesel-butanol blends on the combustion, performance and emissions of a diesel engine. *Energy*, 2018-07-15, Vol. 155, Issue 3, p. 957-970, doi.org/10.1016/j.energy.2018.05.049.
7. Zöldy M. Fuel Properties of Butanol-Hydrogenated Vegetable Oil Blends as a Diesel Extender Option for Internal Combustion Engines. *Periodica Polytechnica Chemical Engineering*, 2020, Vol. 64, Issue 2, p. 205-212. <https://doi.org/10.3311/PPCh.14153>.
8. Labeckas G., Slavinskas S., Kanapkienė I. Study of the effects of biofuel-oxygen of various origins on a CRDI diesel engine combustion and emissions. *Energies*, Based : MDPI AG, 2019, Vol. 12, Issue 7, p. 1-49. <https://hdl.handle.net/20.500.12259/61885>.
9. Rakopoulos D.C., Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G. Impact of properties of vegetable oil, bio-diesel, ethanol and n-butanol on the combustion and emissions of turbocharged HDDI diesel engine operating under steady and transient conditions. *Fuel*, 2015, Vol. 156, Issue 9 - September, p. 1-19, doi: 10.1016/j.fuel.2015.04.021.
10. Shahir S.A., Masjuki H.H., Kalam M.A., Imran A., Ashraful A.M. Performance and emission assessment of diesel-biodiesel-ethanol/bioethanol blend as a fuel in diesel engines: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2015, Vol. 48, Issue 8, p. 62-78, doi:10.1016/j.rser.2015.03.049.
11. Papagiannakis R.G., Rakopoulos D.C., Rakopoulos C.D. Evaluation of the air-oxygen enrichment effects on combustion and emissions of natural gas/diesel dual-fuel engines at various loads and pilot fuel quantities. *Energies*, 2018, Vol. 11, Issue 11, 3028, p. 1-23, doi:10.3390/en11113028.
12. Graboski M.S., McCormick R.L. Combustion of Fat and Vegetable Oil Derived Fuels in Diesel Engines. *Progress in Energy and Combustion. Scientific*. Vol. 24 1998, p. 125-164, Elsevier Science Ltd.

ЛАБЕЦКАС Гвидонас, доктор технических наук, профессор института инженерии силовых и транспортных машин, университет им. Витаутаса Магнуса, e-mail: gvidonas.labeckas@vdu.lt;

СЛАВИНСКАС Стасис, доктор технических наук, профессор, заведующий института инженерии силовых и транспортных машин, университет им. Витаутаса Магнуса, e-mail: stasys.slavinskas@vdu.lt;

МИЦКЯВИЧЮС Томас, доктор технических наук, преподаватель института инженерии силовых и транспортных машин, университет им. Витаутаса Магнуса t.mickevicius@yahoo.com;

Gvidonas LABECKAS, Ph.D. in Engineering, Professor of Power and Transport Machinery Engineering Institute, Vytautas Magnus University, e-mail: gvidonas.labeckas@vdu.lt;

Stasys SLAVINSKAS, Ph.D. in Engineering, Professor, Head of Power and Transport Machinery Engineering Institute, Vytautas Magnus University, e-mail: stasys.slavinskas@vdu.lt;

Tomas MACKEVIČIUS, Ph.D. in Engineering, lecturer of Power and Transport Machinery Engineering Institute, Vytautas Magnus University, e-mail: gvidonas.labeckas@asu.lt; e-mail: t.mickevicius@yahoo.com

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v1i14.342>

K. Ragulskis¹, A. Bubulis², A. Pauliukas³, P. Paškevičius⁴, R. Maskeliūnas⁵, L. Ragulskis⁶

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

²*Kaunas University of Technology, Mechatronics Institute, Studentų Str. 56, LT-51424, Kaunas, Lithuania*

³*Vytautas Magnus University, Studentų Str. 11, LT-53361, Akademija, Kaunas District, Lithuania*

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

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

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

UNSYMMETRIC DRY FRICTION FOR MODELS OF SURFACE CLEANING

У процесі очищення поверхні відбуваються різні нелінійні ефекти. Серед різних нелінійних ефектів, що відбуваються в таких системах, важливе значення має сухе тертя. Таким чином, ряд робіт присвячено дослідженню цього ефекту. У числових запрошеннях зазвичай використовується деяке наближення перехідних областей між різними постійними значеннями сили сухого тертя. Це дозволяє наблизити нелінійні ефекти, що мають місце в таких системах. Для представлення деяких із цих ефектів запропонована модель несиметричного сухого тертя в цій роботі.

Досліджена модель має один ступінь свободи і включає конкретний тип нелінійності. Він передбачає використання величин з попереднього моменту часу та логічних операцій «і» і «або». Детально описана чисельна процедура дослідження цього явища. Представлені та проаналізовані результати розрахунків за різними параметрами досліджуваної динамічної системи. З отриманих результатів видно застосованість даної моделі для відтворення досліджуваного нелінійного явища.

Досліджено варіацію переміщення як функції часу, зміну швидкості як функції часу, варіацію прискорення як функцію часу, варіацію швидкості, помножену на прискорення як функцію часу.

Наведено варіації величин, що визначають несиметричну силу сухого тертя як функції часу, так і функції швидкості.

Досліджено уявлення у фазовій площині: швидкість як функція переміщення, прискорення як функція швидкості, швидкість, помножена на прискорення як функція переміщення.

Досліджено три ширини обох взаємно рівних перехідних областей. Детально представлені результати, що представляють динамічну поведінку аналізованої системи. Вплив ширини перехідних областей спостерігається в представлених графічних результатах.

Запропонована модель несиметричного сухого тертя застосовується як частина інших більш складних моделей, що використовуються для дослідження процесу очищення поверхні.

Ключові слова: очищення поверхні, несиметричне сухе тертя, числова модель, нелінійне явище, графічні результати.

INTRODUCTION

Surface cleaning is an important engineering problem. In the process of surface cleaning various nonlinear effects take place. Among the various nonlinear effects taking place in such systems dry friction is an important one. Thus a number of papers are devoted to the investigation of this effect. In numerical investigations usually some approximation of the transition regions between different constant values of the force of dry friction is used. This enables to approximate the nonlinear effects taking place in such systems. For representation of some of those effects the model of unsymmetric dry friction is proposed in this paper.

The investigated model has one degree of freedom and incorporates a specific type of nonlinearity. It involves the use of the quantities from the previous moment of time and logical operations "and" and "or". Numerical procedure for investigation of this phenomenon is described in detail. Results of calculations for various parameters of the investigated dynamical system are presented and analysed. From the obtained results the applicability of this model for reproduction of the investigated nonlinear phenomenon is seen.

Conventional model of dry friction with circular – linear approximation is investigated in [1]. Conventional model of dry friction with elliptic approximation is investigated in [2]. Conventional model of dry friction with trigonometric approximation is investigated in [3]. Investigations of phenomena in essentially nonlinear vibrating systems are performed in [4]. Basic engineering problems in which the force of dry friction is taken into account are presented and investigated in [5].

Important engineering problems of surface cleaning by cavitation bubble dynamics are analysed in [6]. The process of cleaning in food production industry is presented in [7]. Interactions of particles with surfaces are investigated in [8]. Forces between particles and their mutual interactions are described in [9]. Measurements of adhesion of particles are performed in [10]. Extensive experimental investigations of particles using atomic force microscopy are presented in [11].

The proposed model of unsymmetric dry friction is applicable as part of other more complicated models used for the investigations of the process of surface cleaning.

MODEL OF UNSYMMETRIC DRY FRICTION FOR SURFACE CLEANING PHENOMENA

The dynamical system is described by the following equation:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + H + kx = P \sin \omega t, \quad (1)$$

where x denotes the displacement of the analysed dynamical system, m is the mass of the investigated object, c is the coefficient of viscous friction, H denotes the approximate force of unsymmetric dry friction, k is the coefficient of stiffness, dot over the variable is used for indication of differentiation with respect to the time t , P is the amplitude of excitation, ω is the frequency of excitation.

The following quantity is defined as:

$$\bar{C} = \begin{cases} \frac{h}{\Delta}, & \text{when } |\dot{x}| < \Delta + \Delta_a, \\ -\frac{h}{\Delta}, & \text{when } |\dot{x}| \geq \Delta + \Delta_a \text{ and } |\dot{x}| < \Delta + 2\Delta_a, \\ 0, & \text{when } |\dot{x}| \geq \Delta + 2\Delta_a, \end{cases} \quad (2)$$

where h denotes the coefficient of dry friction, Δ is the width of the transition between the values of the force of dry friction, Δ_a is the supplementary width of the transition between the values of the force of dry friction.

The quantity C is defined as:

$$C = \begin{cases} 0, & \text{when } ((\dot{x} > 0) \& (\dot{x} < \dot{x}_p)) \vee ((\dot{x} < 0) \& (\dot{x} > \dot{x}_p)) \text{ and } |\dot{x}| \geq \Delta, \\ \bar{C}, & \text{elsewhere,} \end{cases} \quad (3)$$

where the subscript p denotes the previous value of the corresponding quantity.

Value of the unsymmetric force of dry friction is calculated as:

$$H = H_p + C(\dot{x} - \dot{x}_p). \quad (4)$$

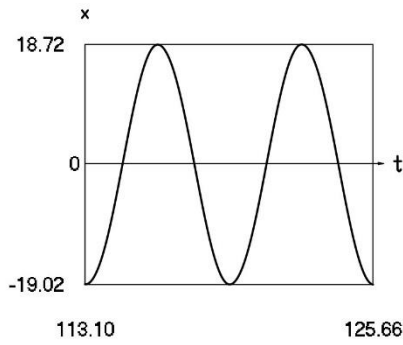
Thus the following equation is solved:

$$m\ddot{x} + (c + C)\dot{x} + kx = P \sin \omega t - H_p + C\dot{x}_p. \quad (5)$$

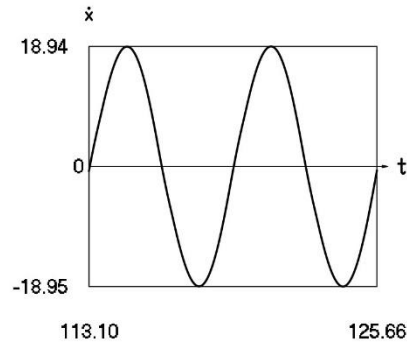
RESULTS OF INVESTIGATION OF THE PHENOMENON OF UNSYMMETRIC DRY FRICTION

The following values of the parameters of the investigated dynamical system were assumed: $\omega=1$, $h=1.6$, $m=1$, $c=0.1$, $k=1$, $P=4$. Calculations from zero initial conditions were performed. Two periods of steady state motions were investigated.

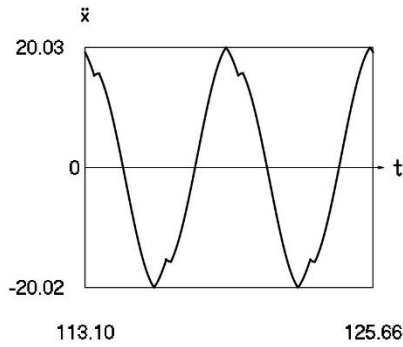
Results when $\Delta = \Delta_a = 3.2$ were obtained and are represented in Fig. 1.



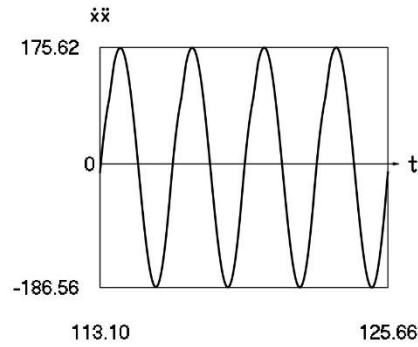
a) Variation of displacement as function of time



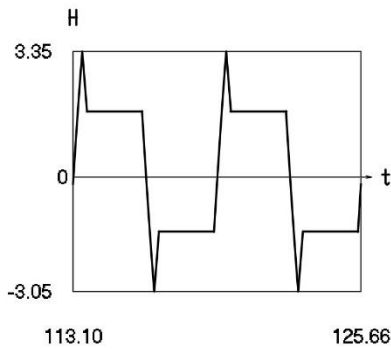
b) Variation of velocity as function of time



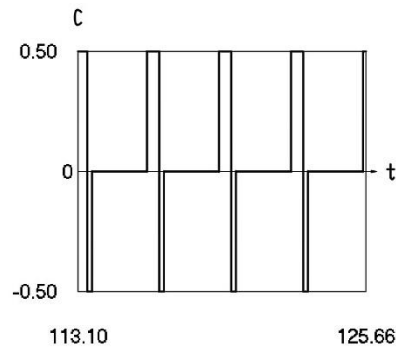
c) Variation of acceleration as function of time



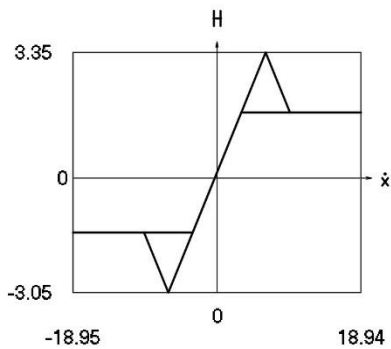
d) Variation of velocity multiplied by acceleration as function of time



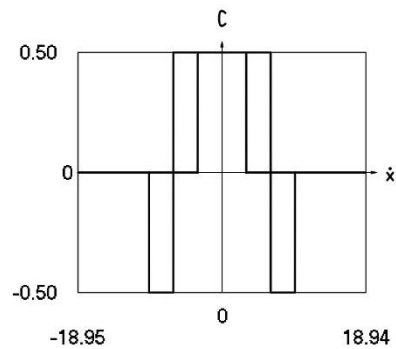
e) Variation of H as function of time



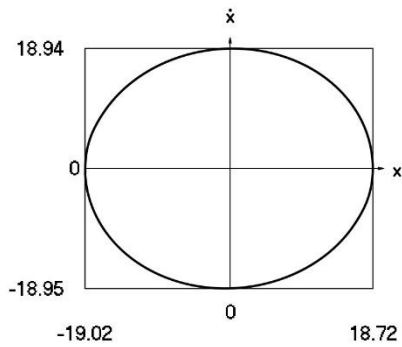
f) Variation of C as function of time



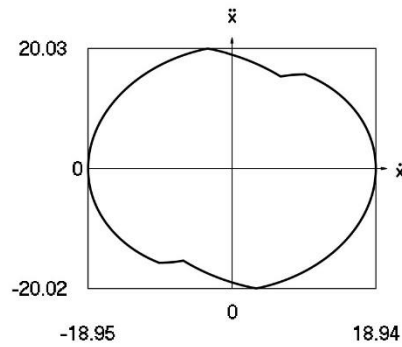
g) Variation of H as function of velocity



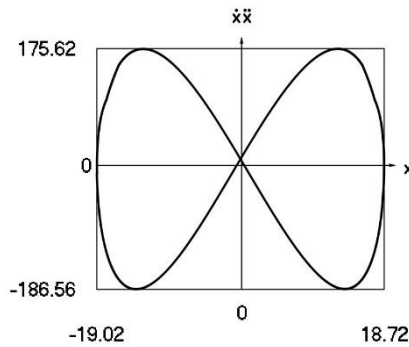
h) Variation of C as function of velocity



i) Representation in the phase plane: velocity as function of displacement



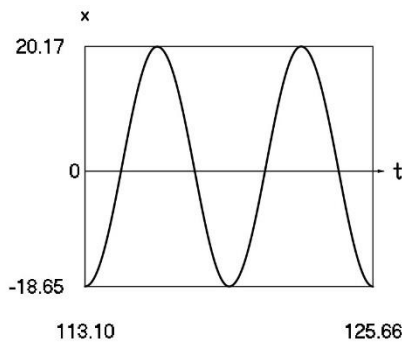
j) Representation in the phase plane: acceleration as function of velocity



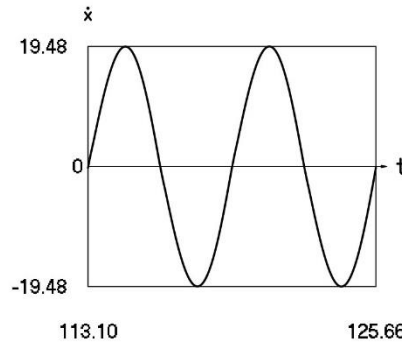
k) Representation in the phase plane: velocity multiplied by acceleration as function of displacement

Figure 1. Dynamics of the system with unsymmetric dry friction in steady state regime of motion for the case of wide transition regions

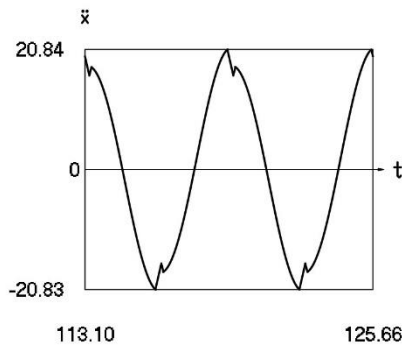
Results when $\Delta = \Delta_a = 1.6$ were obtained and are represented in Fig. 2.



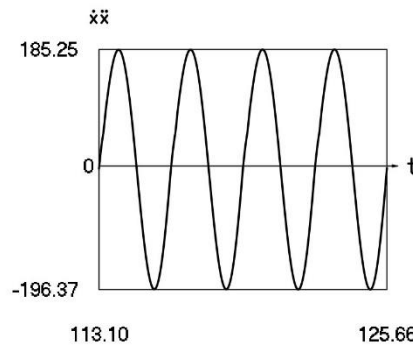
a) Variation of displacement as function of time



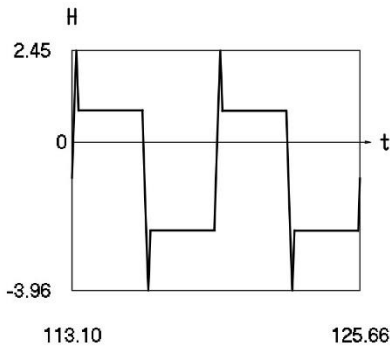
b) Variation of velocity as function of time



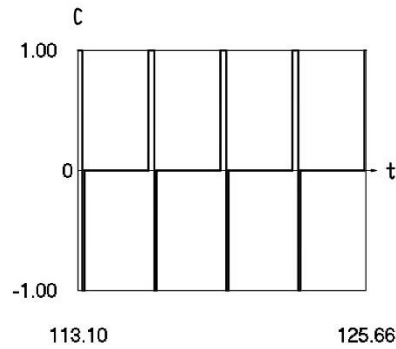
c) Variation of acceleration as function of time



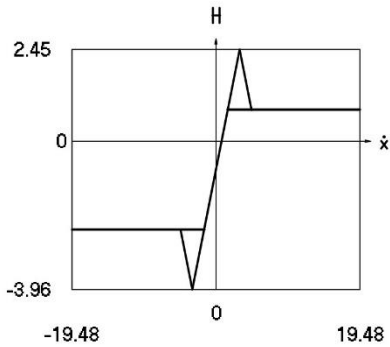
d) Variation of velocity multiplied by acceleration as function of time



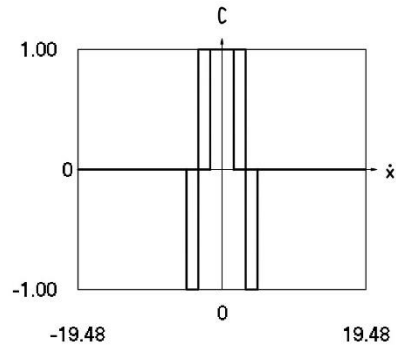
e) Variation of H as function of time



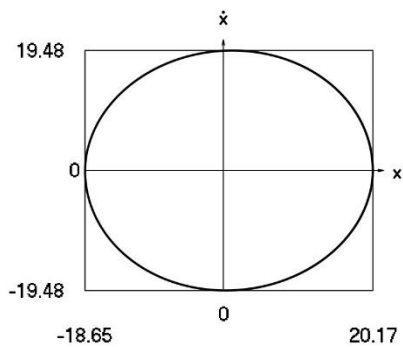
f) Variation of C as function of time



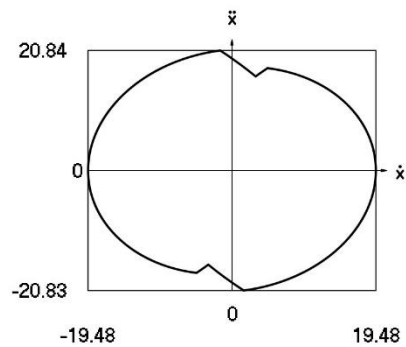
g) Variation of H as function of velocity



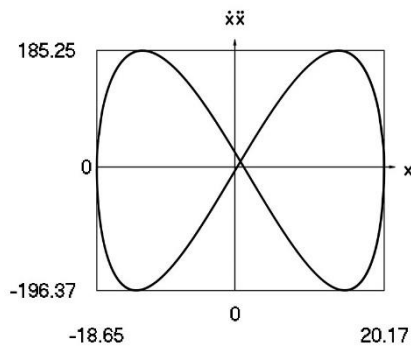
h) Variation of C as function of velocity



i) Representation in the phase plane: velocity as function of displacement



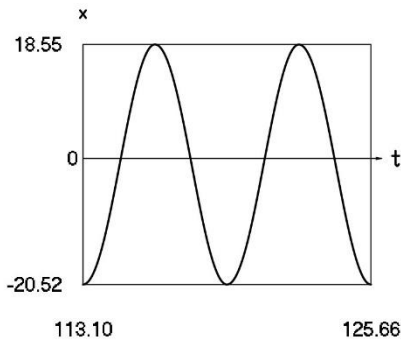
j) Representation in the phase plane: acceleration as function of velocity



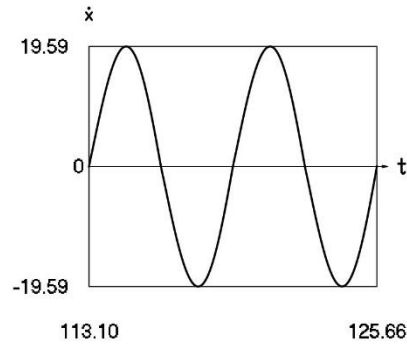
k) Representation in the phase plane: velocity multiplied by acceleration as function of displacement

Figure 2. Dynamics of the system with unsymmetric dry friction in steady state regime of motion for the case of transition regions of medium width

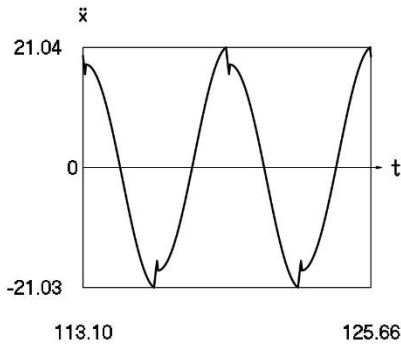
Results when $\Delta = \Delta_a = 0.8$ were obtained and are represented in Fig. 3.



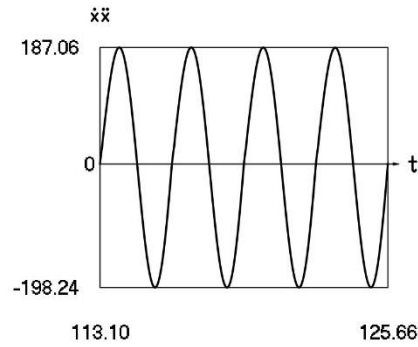
a) Variation of displacement as function of time



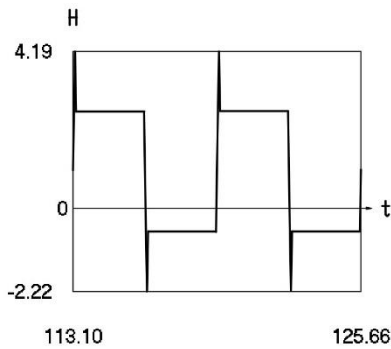
b) Variation of velocity as function of time



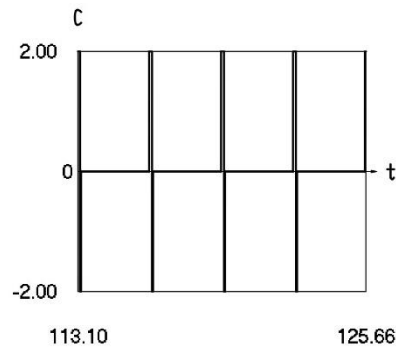
c) Variation of acceleration as function of time



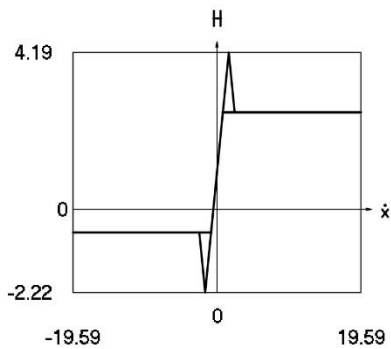
d) Variation of velocity multiplied by acceleration as function of time



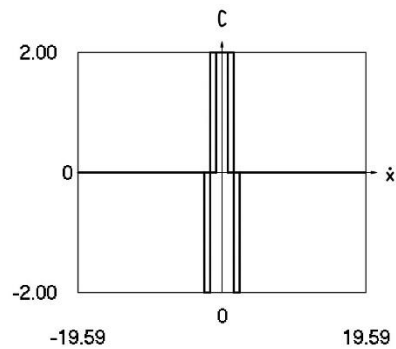
e) Variation of H as function of time



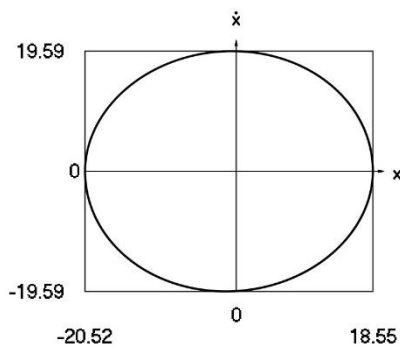
f) Variation of C as function of time



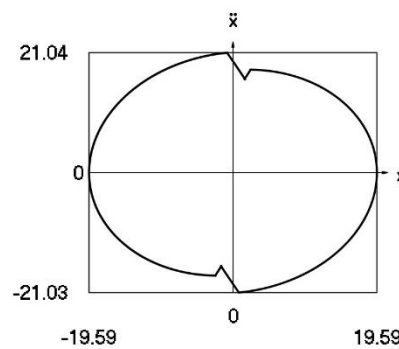
g) Variation of H as function of velocity



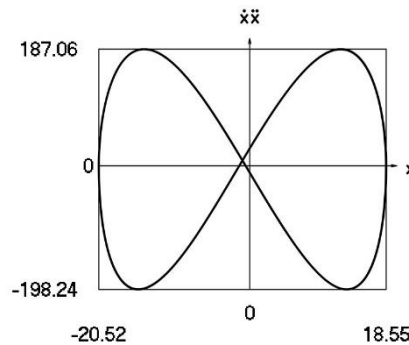
h) Variation of C as function of velocity



i) Representation in the phase plane: velocity as function of displacement



j) Representation in the phase plane: acceleration as function of velocity



k) Representation in the phase plane: velocity multiplied by acceleration as function of displacement

Figure 3. Dynamics of the system with unsymmetric dry friction in steady state regime of motion for the case of narrow transition regions

Three widths of both mutually equal transition regions are investigated. Results representing the dynamic behavior of the analysed system are presented in detail. The influence of the widths of the transition regions is observed in the presented graphical results.

CONCLUSIONS

Development of numerical models for surface cleaning is an important engineering problem. In the process of surface cleaning various nonlinear effects take place. For representation of some of those effects the model of unsymmetric dry friction is proposed. Numerical procedure for investigation of this phenomenon is described in detail. Results of calculations for various parameters of the investigated dynamical system are presented and analysed. From the obtained results the applicability of this model for reproduction of the investigated nonlinear phenomenon is seen.

Variation of displacement as function of time, variation of velocity as function of time, variation of acceleration as function of time, variation of velocity multiplied by acceleration as function of time are investigated. Variation of the quantities determining the unsymmetric force of dry friction as functions of time as well as functions of velocity are presented. Representations in the phase plane: velocity as function of displacement, acceleration as function of velocity, velocity multiplied by acceleration as function of displacement are investigated.

Three widths of both mutually equal transition regions are investigated. Results representing the dynamic behavior of the analysed system are presented in detail. The influence of the widths of the transition regions is observed in the presented graphical results.

The proposed model of unsymmetric dry friction is applicable as part of other more complicated models used for the investigations of the process of surface cleaning.

LIST OF REFERENCES

1. Ragulskis K., Bubulis A., Maskeliūnas R., Paškevičius P., & Ragulskis L. (2018). Circular – linear model of the force of dry friction. *Mathematical Models in Engineering*, 4, Issue 4, 210-215, DOI: <https://doi.org/10.21595/mme.2018.20503>.
2. Ragulskis K., Bubulis A., Paškevičius P., Pauliukas A., & Ragulskis L. (2018). Investigation of elliptical approximation in the model of the force of dry friction. *Mathematical Models in Engineering*,

- 4, Issue 3, 151-156, DOI: <https://doi.org/10.21595/mme.2018.20001>.
3. Ragulskis K., Paškevičius P., Bubulis A., Pauliukas A., & Ragulskis L. (2017). Improved numerical approximation of dry friction phenomena. *Mathematical Models in Engineering*, 3, Issue 2, 106-111, DOI: <https://doi.org/10.21595/mme.2017.19576>.
4. Ragulskienė V. (1974). *Виброударные системы (Теория и применение)*. 320, – Vilnius: Mintis.
5. Sumbatov A. S., & Yunin Ye. K. (2013). *Избранные задачи механики систем с сухим трением*. 200, – Moscow: Physmathlit.
6. Chahine G. L., Kapahi A., Choi J.-K., & Hsiao Ch.-T. (2016). Modeling of surface cleaning by cavitation bubble dynamics and collapse. *Ultrasonics Sonochemistry*, 29, 528-549, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ultsonch.2015.04.026>.
7. Witte A. K., Bobal M., David R., Blättler B., Schoder D., & Rossmann P. (2016). Investigation of the potential of dry ice blasting for cleaning and disinfection in the food production environment. *LWT – Food Science and Technology*, 75, 735-741, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.lwt.2016.10.024>.
8. Petean P. G. C., & Aguiar M. L. (2015). Determination of the adhesion force between particles and rough surfaces. *Powder Technology*, 274, 67-76, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2014.12.047>.
9. Cui Y., & Sommerfield M. (2015). Forces on micron-sized particles randomly distributed on the surface of larger particles and possibility of detachment. *International Journal of Multiphase Flow*, 72, 39-52, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2015.01.006>.
10. Jiang Y., & Turner K. T. (2016). Measurement of the strength and range of adhesion using atomic force microscopy. *Extreme Mechanics Letters*, 9, Issue 1, 119-126, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.eml.2016.05.013>.
11. Kumar N., Zhao C., Klaassen A., Van Den Ende D., Mugele F., & Siretanu I. (2016). Characterisation of the surface charge distribution on kaolinite particles using high resolution atomic force microscopy. *Geochimica et Cosmochimica Acta*, 175, 100-112, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.gca.2015.12.003>.

REFERENCES

1. Ragulskis K., Bubulis A., Maskeliūnas R., Paškevičius P., & Ragulskis L. (2018). Circular – linear model of the force of dry friction. *Mathematical Models in Engineering*, 4, Issue 4, 210-215, DOI: <https://doi.org/10.21595/mme.2018.20503>.
2. Ragulskis K., Bubulis A., Paškevičius P., Pauliukas A., & Ragulskis L. (2018). Investigation of elliptical approximation in the model of the force of dry friction. *Mathematical Models in Engineering*, 4, Issue 3, 151-156, DOI: <https://doi.org/10.21595/mme.2018.20001>.
3. Ragulskis K., Paškevičius P., Bubulis A., Pauliukas A., & Ragulskis L. (2017). Improved numerical approximation of dry friction phenomena. *Mathematical Models in Engineering*, 3, Issue 2, 106-111, DOI: <https://doi.org/10.21595/mme.2017.19576>.
4. Ragulskienė V. (1974). *Vibro-Shock Systems (Theory and Applications)*. 320, – Vilnius: Mintis.
5. Sumbatov A. S., & Yunin Ye. K. (2013). *Selected Problems of Mechanics of Systems with Dry Friction*. 200, – Moscow: Physmathlit.
6. Chahine G. L., Kapahi A., Choi J.-K., & Hsiao Ch.-T. (2016). Modeling of surface cleaning by cavitation bubble dynamics and collapse. *Ultrasonics Sonochemistry*, 29, 528-549, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ultsonch.2015.04.026>.
7. Witte A. K., Bobal M., David R., Blättler B., Schoder D., & Rossmann P. (2016). Investigation of the potential of dry ice blasting for cleaning and disinfection in the food production environment. *LWT – Food Science and Technology*, 75, 735-741, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.lwt.2016.10.024>.
8. Petean P. G. C., & Aguiar M. L. (2015). Determination of the adhesion force between particles and rough surfaces. *Powder Technology*, 274, 67-76, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2014.12.047>.
9. Cui Y., & Sommerfield M. (2015). Forces on micron-sized particles randomly distributed on the surface of larger particles and possibility of detachment. *International Journal of Multiphase Flow*, 72, 39-52, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2015.01.006>.
10. Jiang Y., & Turner K. T. (2016). Measurement of the strength and range of adhesion using atomic force microscopy. *Extreme Mechanics Letters*, 9, Issue 1, 119-126, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.eml.2016.05.013>.
11. Kumar N., Zhao C., Klaassen A., Van Den Ende D., Mugele F., & Siretanu I. (2016). Characterisation of the surface charge distribution on kaolinite particles using high resolution atomic force microscopy. *Geochimica et Cosmochimica Acta*, 175, 100-112, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.gca.2015.12.003>.

K. Ragulskis, A. Bubulis, A. Pauliukas, P. Paškevičius, R. Maskeliūnas, L. Ragulskis. Unsymmetric dry friction for models of surface cleaning.

In the process of surface cleaning various nonlinear effects take place. Among the various nonlinear effects taking place in such systems dry friction is an important one. Thus a number of papers are devoted to the investigation of this effect. In numerical investigations usually some approximation of the transition regions between different constant values of the force of dry friction is used. This enables to approximate the nonlinear effects taking place in such systems. For representation of some of those effects the model of unsymmetric dry friction is proposed in this paper.

The investigated model has one degree of freedom and incorporates a specific type of nonlinearity. It involves the use of the quantities from the previous moment of time and logical operations “and” and “or”. Numerical procedure for investigation of this phenomenon is described in detail. Results of calculations for various parameters of the investigated dynamical system are presented and analysed. From the obtained results the applicability of this model for reproduction of the investigated nonlinear phenomenon is seen.

Variation of displacement as function of time, variation of velocity as function of time, variation of acceleration as function of time, variation of velocity multiplied by acceleration as function of time are investigated.

Variation of the quantities determining the unsymmetric force of dry friction as functions of time as well as functions of velocity are presented.

Representations in the phase plane: velocity as function of displacement, acceleration as function of velocity, velocity multiplied by acceleration as function of displacement are investigated.

Three widths of both mutually equal transition regions are investigated. Results representing the dynamic behavior of the analysed system are presented in detail. The influence of the widths of the transition regions is observed in the presented graphical results.

The proposed model of unsymmetric dry friction is applicable as part of other more complicated models used for the investigations of the process of surface cleaning.

KEYWORDS: SURFACE CLEANING, UNSYMMETRIC DRY FRICTION, NUMERICAL MODEL, NONLINEAR PHENOMENON, GRAPHICAL RESULTS.

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

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

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

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

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

Літаурас Рагульскіс, 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 Emeritus, Habilitated Doctor, Kaunas University of Technology, Kaunas, Lithuania, e-mail: kazimieras3@hotmail.com.

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

Arvydas Pauliukas, Doctor, Vytautas Magnus University, Akademija, Kaunas District, Lithuania, e-mail: arvydas.pauliukas@vdu.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.v1i14.343

Біліченко В.В., Романюк С.О., Цимбал С.В., Бабій С.М.
Вінницький національний технічний університет

РОЗРОБКА СТРАТЕГІЙ ТА ПРОЄКТІВ ІННОВАЦІЙНОГО РОЗВИТКУ ОРГАНІЗАЦІЙ АВТОПЕРЕВІЗНИКІВ

В статті обґрунтовано особливість роботи організацій автоперевізників та необхідність їх розвитку з активним використанням інновацій. Необхідність постійного і цілеспрямованого інноваційного розвитку організацій автоперевізників визначає їх успішну присутність на ринку, ефективну експлуатацію та отримання прибутку. Боротьба за транспортні ринки, високий попит споживачів на послуги автомобільних перевезень, статус інших транспортних компаній, які пропонують подібні послуги, необхідність оновлення та модернізації рухомого складу, виробничої та технічної бази вимагають від організацій автомобільних перевізників постійного розвитку та вдосконалення. Виходячи зі світового досвіду, можна стверджувати, що підприємства можуть активно розвиватися, раціонально використовувати всі види ресурсів базуючи свою діяльність на інноваціях.

Для ефективного впровадження інноваційної діяльності, а також зменшення ризиків, які з нею пов'язані, пропонується використати інструменти та методологію стратегій розвитку та проєктів їх реалізації. Розроблені актуальні стратегії інноваційного розвитку для конкретної організації автоперевізника. Практичну реалізацію інноваційних проєктів та стратегій пропонується здійснити за допомогою динамічного моделювання, що дасть можливість визначити оптимальну стратегію розвитку підприємства на довгостроковий період за критерієм максимуму очікуваного доходу.

За допомогою програмного забезпечення встановлено основні показники ефективності кожної стратегії. Для кожної стратегії розроблений проєкт її реалізації.

Для опису та аналізу інноваційних проєктів на передінвестиційному етапі використовувалось спеціалізоване програмне забезпечення для фінансового аналізу проєктів, яке дозволило виконати оцінки основних показників проєкту в цілому та обґрунтувати ефективність інвестицій.

Для вибору оптимального проєкту використовувався метод динамічного програмування, який дозволяє визначити оптимальну стратегію розвитку підприємства на довгострокову перспективу (в нашому завданні протягом 5 років) за критерієм максимального очікуваного доходу. Методологічною основою моделі є теорія стохастичних процесів прийняття рішень та динамічного програмування.

Ключові слова: інноваційний розвиток, організація автоперевізника, стратегія, проєкт, динамічне програмування.

ВСТУП

В умовах становлення нових економічних відносин, коли ринкова економіка набуває загального характеру в Україні, проходять процеси, які призводять до змін структури ринку, – одні галузі розвиваються, а інші – занепадають. Транспортна система – одна з не багатьох систем господарювання, яка впливає на розвиток народного господарства всієї країни. Призначення автомобільного транспорту забезпечувати ефективне функціонування економіки. В свою чергу присутня конкуренція серед організацій перевізників на ринку, автомобільний транспорт потребує залучення інвестицій, впровадження нових методів управління, інноваційних проєктів розвитку.

Рівень розвитку та ефективна діяльність організацій автоперевізників визначає якісний розвиток всієї автотранспортної галузі та рівня перевезень в Україні. Під організаціями автоперевізників будемо розуміти організації, які займаються пасажирськими (в рамках нашого дослідження) перевезеннями, крім того можуть виконувати технічний обслуговування та поточний ремонт автотранспортних засобів на власній виробничо-технічній базі.

Провівши аналіз робіт організацій автоперевізників [1, 2], можна виділити основні тенденції, а саме на сьогодні в Україні в сегменті пасажирських автомобільних перевезень, за оцінками фахівців, діє понад 30 тис. суб'єктів господарювання, переважна більшість яких має до 10 одиниць транспортних засобів. Такі організації автоперевізників, не використовуючи, як правило, власної виробничо-технічної бази для проведення всього комплексу необхідних робіт щодо профілактичних та ремонтних впливів, передають відповідні роботи, повністю або частково, на аутсорсинг.

Вище вказані характеристики структури рухомого складу суттєво послаблюють конкурентні позиції дрібних автоперевізників за показниками витрат і якості технічної підготовки. В першу чергу, це пов'язано з дією ефекту масштабу який, в свою чергу, пов'язується із величиною виробничо-технічної бази організації автоперевізника і обсягом надаваних нею послуг. Крім того, вікова структура рухомого складу та його різномарочність може бути перепорою до передачі послуг з технічної підготовки на аутсорсинг через відсутність суб'єктів господарювання, які пропонують їх взагалі, або за ціною, яка буде зумовлювати низьку конкурентоспроможність кінцевої послуги – послуги з перевезення пасажирів. Відповідно, перед автоперевізниками в першу чергу дрібними, постає задача пошуку і реалізації стратегічних інноваційних рішень щодо підвищення ефективності процесів забезпечення працездатності пасажирських транспортних засобів та конкурентоспроможності послуг з перевезення для подальшої ефективної діяльності.

Таким чином, актуальною науково-прикладною задачею є формування теоретичних і методологічних основ розробки стратегій та проектів інноваційного розвитку організацій автоперевізників. Вирішення цієї задачі має сприяти розв'язанню такої важливої проблеми національної економіки як підвищення ефективності та якості пасажирських автомобільних перевезень при додержанні постійно зростаючих, відповідно до міжнародних стандартів, вимог до надійності, транспортної безпеки, економічності, комфортності та екологічності в умовах зменшення концентрації рухомого складу.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Проблеми економічного, стратегічного і інноваційного розвитку, управління проектами знайшли широке відображення в зарубіжній і вітчизняній економічній літературі [3-7]. У них розкрито різні сторони процесу розвитку підприємств, а також управління інноваційною діяльністю. Проте, критичний аналіз робіт, а також офіційних нормативних документів свідчить про недостатнє опрацювання методологічних, а також деяких теоретичних аспектів управління стратегічним розвитком підприємства зокрема розробки системних моделей проектного управління стратегіями інноваційного розвитку організацій автоперевізників. Пропоновані моделі і методи управління розвитком або розглядають процес розвитку з однієї сторони, або висвітлюють лише загальні питання. Недостатньо розкриті в літературі методи управління розвитком на засадах інноваційного підходу. Необхідність розробки системного підходу до управління інноваційною діяльністю як чинника стратегічного розвитку організацій автоперевізників підтверджується і суперечливим досвідом здійснення даного процесу на практиці вітчизняних організацій та підприємств.

Ефективним інструментом впровадження та успішної реалізації інновацій в організаціях автоперевізників виступають інноваційні стратегії та проекти їх реалізації. В організаціях автоперевізників за інновації можуть виступати нові продукти (послуги), технології їх виготовлення (надання), нові методи організації перевезень, нові методи та форми організації виробництва (збуту), вихід на нові ринки, способи використання чи застосування продуктів (послуг), нові бізнес-моделі розвитку і успішної роботи організації [8].

Оптимальний вибір проектів інноваційного розвитку є однією із важливих функцій системи підтримки прийняття рішень в управлінні проектами. Система підтримки прийняття рішень – це комплекс статистичних, аналітичних і імітаційних моделей процесів і робіт та програмних засобів по проекту для підготовки рішень по його реалізації. Ціллю інформаційної системи підтримки прийняття рішень є організація і управління прийняттям рішень при розробці і реалізації проектів на основі сучасних технологій обробки інформації.

Важливою функцією системи прийняття рішень є змістовна обробка даних у процесі розв'язання функціональних задач управління проектами з метою вибору оптимального рішення серед альтернативних варіантів.

Для опису і аналізу інноваційних проектів на передінвестиційній стадії застосовуються спеціалізоване програмне забезпечення фінансового аналізу проектів, яке дозволяє виконати оцінки основних показників проекту в цілому і обґрунтувати ефективність капіталовкладень.

Розроблені моделі та комп'ютерні алгоритми оптимального вибору проектів інноваційного розвитку дозволяють розширити та удосконалити існуючий арсенал програмного забезпечення систем підтримки прийняття рішень і застосовуватись у якості їх допоміжних засобів.

ЦІЛІ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Задача прийняття рішень у виборі проектів інноваційного розвитку полягає у наступному. Керівництво організації при розробці проекту інноваційного розвитку, проводячи аналіз економічного стану організації автоперевізника та спостереження умов роботи аналогічних організацій та підприємств і застосовуючи наукові дані, дійшло висновку, що економічний стан організації у поточному році можна вважати залежним від його стану у попередньому році.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Перехідні ймовірності між станами випадкового процесу описуються марковським випадковим ланцюгом [9]. Структура доходів у цих процесах представляється матрицею, елементами якої є прибуток або доход, які виникають унаслідок переходів із одних станів в інші. Матриця перехідних ймовірностей і матриця доходів залежать від варіантів рішення, які приймає керівництво організації. Стани організації в залежності від рівня її економічної ефективності (прибутковості) можна охарактеризувати за трьома станами марковського ланцюга (таблиця 1):

Таблиця 1 Три економічні стани підприємства

Економічний стан підприємства	Стани системи
Низький	S ₁
Задовільний	S ₂
Хороший	S ₃

Метою задачі є визначення оптимальної стратегії прийняття рішень (вибору проектів інноваційного розвитку організації), яка максимізує очікуваний дохід від процесу у заданому періоді дії проекту.

Для практичної реалізації задачі було обрано одну з організацій автоперевізників у м. Вінниці. Після аналізу досліджуваної організації, її діяльності, основних виробничих та фінансових показників, проведення маркетингових досліджень та SWOT-аналізу, можна прийти до висновку, що найбільш пріоритетними для

підприємства є заміна та оновлення рухомого складу і, у зв'язку з цим, впровадження сучасних технологічних процесів технічного обслуговування та ремонту.

В залежності від цілей, які ставить перед собою керівництво на наступний період, організація автоперевізника (система) може застосовувати три можливих проекти реалізації інноваційних стратегій розвитку на наступний період (табличка 2).

Таблиця 2 Проекти реалізації інноваційних стратегій

Номер проекту	Зміст проекту
Проект 1	У системі передбачається проведення заходів по впровадженню сучасних технологічних процесів технічного обслуговування та ремонту, проведення заходів по підвищенню ефективності потужностей виробничо-технічної бази без додаткових інвестицій. Зростання прибутку незначне.
Проект 2	Оновлення рухомого парку автобусів за рахунок купівлі 5 Богдан А 0690, інвестиції незначні. Передбачається більш значне зростання прибутку.
Проект 3	Розвиток системи за рахунок заміна автобусів ПАЗ-4234 на автобуси Богдан А-1452 (Е-2) в кількості 12 одиниць, розширення об'ємів послуг і залучення більш широкою кількості клієнтів. Передбачаються значні витрати та прибутки.

Ймовірності переходів системи із одних станів у інші задаються матрицею P:

$$\begin{array}{c}
 \text{Стан системи у} \\
 \text{наступному році} \\
 \underbrace{S_1 \quad S_2 \quad S_3} \\
 \\
 \left. \begin{array}{c}
 \text{Стан системи у} \\
 \text{поточному році}
 \end{array} \right\} P = \begin{pmatrix}
 P_{11} & P_{12} & P_{13} \\
 P_{21} & P_{22} & P_{23} \\
 P_{31} & P_{32} & P_{33}
 \end{pmatrix}
 \end{array}$$

За рахунок вибору інших стратегій керівництво організації може прийняти рішення змінити перехідні ймовірності p_{ij} ($i, j = 1, \dots, m$). Наприклад, воно може прийняти рішення вкласти інвестиції у розвиток організації з метою покращення її економічного стану, нарощуючи виробничі потужності.

Для того, щоб поставити задачу прийняття рішень на перспективу, керівництво організації пов'язує з переходом із одних станів у інші функцію доходу (або прибутку). Функція доходу визначає дохід за період планування в залежності від станів, між якими здійснюється перехід. За рахунок вибору різних стратегій функціонування організації керівництво може покращати її економічний стан, наприклад, за рахунок капіталовкладень на придбання нових провізних спроможностей.

Для постановки задачі прийняття рішень треба встановити довжину періоду, на який приймається рішення. Відповідно розглядаються задачі прийняття рішень із скінченим і нескінченим числом етапів. В обох випадках треба вибрати найкращий проект діяльності організації – вкладати чи не вкладати кошти при заданих результатах економічного аналізу стану організації. За критерій оптимізації доцільно прийняти максимум очікуваного доходу від реалізації вибраних проектів.

Розглянемо модель задачі прийняття рішень на основі методу динамічного програмування [10]. Припустимо, що керівництво організації має намір визначити стратегію управління організацією на N років. Воно зацікавлене у визначенні своєї стратегії поведінки (вкладати чи не вкладати кошти) для кожного року горизонту планування. Оптимальна поведінка у даному випадку визначається такою стратегією, при якій організація одержує найбільший очікуваний дохід через N років.

Поставлену задачу можна представити як задачу динамічного програмування керованих процесів із скінченим числом етапів N. Метод динамічного програмування ґрунтується на принципі оптимальності Р. Белмана [11], що визначає порядок покрокового розв'язування задачі за допомогою рекурентних обчислювальних процедур. Принцип оптимальності формулюється наступним чином: оптимальне керування має основоположну властивість - якими б не були початковий стан та прийняте початкове рішення, наступні рішення повинні утворювати оптимальне керування відносно стану, що виник в результаті попереднього рішення. Отже, динамічне програмування є поетапним плануванням багатокрокового процесу з оптимізацією на один крок, яке враховує на кожному кроці розвитку процесу загалом, тобто при прийнятті рішення враховується майбутнє процесу [12]. Безпосередньо це зробити неможливо, і власне, принцип оптимальності дає можливість розв'язувати багатоетапні задачі.

Розглянемо алгоритм розв'язання поставленої задачі – оптимальний вибір інноваційних проектів функціонування організації протягом N років. Нехай задана матриця $C = [C_{ij}]$, $i, j = 1, \dots, m$ вартостей переходів системи із стану S_i у стан S_j за один крок. Позначимо через $U(n) = \{U_1(n), U_2(n), \dots, U_m(n)\}$ вектор, який визначає дохід системи на кожному n -му кроці ($n=1, \dots, N$) N – крокового процесу. Якщо система, виходячи із стану S_i за n кроків досягла стану S_j , то очікуваний оптимальний дохід можна визначити за допомогою прямого функціонального рівняння динамічного програмування у вигляді:

$$U_i(n) = \max_k \left\{ \sum_{j=1}^m [C_{ij}^k + U_j(n-1)] p_{ij}^k \right\}; \quad i=1, \dots, m; \quad n=1, \dots, N, \quad (1)$$

де p_{ij}^k – імовірності переходу системи із стану S_i у стан S_j ($i, j = 1, \dots, m$) за k -м проектом (при альтернативі k ($k=1, 2, \dots, r$));

C_{ij}^k – оцінка переходу із стану S_i у стан S_j при альтернативі k ($k=1, 2, \dots, r$);

$U_i(n)$ – очікуваний сумарний дохід системи за n кроків ($n = 1, \dots, N$), якщо процес почався із стану i ($i = 1, \dots, m$).

Наведене рівняння ґрунтується на тому, що сумарний дохід $C_{ij}^k + U_j(n-1)$ отримується в результаті переходу системи у стан j на етапі $n-1$ із стану i на етапі n з імовірністю p_{ij}^k .

Вираз (1) можна записати у вигляді:

$$U_i(n) = \max_k \left\{ g_i^k + \sum_{j=0}^m p_{ij}^k U_j(n-1) \right\},$$

або у матричній формі

$$U(n) = \max_k \left\{ g^k + P^k U_j(n-1) \right\},$$

де $U(n)$ – вектор загального очікуваного доходу після n кроків, $P^k = (p_{ij}^k)$ – матриця ймовірностей переходів, $g^k = (g_i^k)$ – вектор вартостей перебування системи у станах S_i ($i, j = 1, \dots, m$) при вибраній стратегії k

($k = 1, \dots, r$), компоненти цього вектора дорівнюють $g_j^k = \sum_{j=0}^m C_{ij}^k p_{ij}^k$.

Розглянуту модель задачі визначення оптимальної стратегії у процесах прийняття рішень в управлінні інноваційними проектами можна узагальнити у двох відношеннях. По-перше, перехідні ймовірності і функції доходу можуть бути різними у будь-який рік. По-друге, можна використовувати коефіцієнт дисконтування очікуваних доходів для послідовних етапів, у наслідок чого значення $U_i(N)$ будуть представляти собою приведенні величини очікуваних доходів по всіх етапах.

У першому випадку потрібно, щоб значення доходів g_j^k і перехідні ймовірності p_{ij}^k були також функціями етапу n . Друге узагальнення полягає у наступному. Нехай α ($\alpha < 1$) – річний коефіцієнт дисконтування, який зазвичай обчислюється за формулою $\alpha = 1/(1+t)$, де t – річна норма банківського відсотку. Таким чином, D гривень наступного року дорівнюють αD гривням поточного.

У загальному випадку при дисконтуванні оптимальне рішення може відрізнятись від оптимального рішення без врахування дисконтування.

Рекурентне рівняння динамічного програмування можна використовувати для розв'язання задач прийняття рішень, для оцінки будь-якої стаціонарної стратегії. Припускаючи, що дисконтування не враховується, одержимо рекурентне рівняння для оцінки стаціонарної стратегії у вигляді

$$U_i(n) = g_i + \sum_{j=1}^m p_{ij} U_j(n-1), \quad n = 2, \dots, N, \quad (2)$$

де p_{ij} – (i, j) -й елемент матриці перехідних ймовірностей, що відповідає оцінюваній стратегії, а g_i – очікуваний дохід за цією стратегією.

Елементи матриці C можуть бути обчислені як різниця середньорічного доходу $D(Q)$ підприємства по роках періоду планування із N років і поточних витрат $C(Q)$ з урахуванням приведених капітальних вкладень K ,

де Q – величина провізної спроможності парку транспортних засобів організації. Поточні витрати обчислюються за формулою:

$$C(Q) = \sum_{j=1}^N \frac{C_j(Q)}{(1+K)^j}, \quad (3)$$

де K – вартість капіталу за інвестиційним проектом.

Матриці ймовірностей переходів визначаються на основі цілей, які передбачають розглядувані проекти розвитку організації, орієнтовані на досягнення станів S_1, S_2, S_3 .

Як сказано раніше, організація автоперевізника (система) може застосовувати три можливі стратегії (проекти) своєї поведінки на наступний період:

- 1-й проект – у системі передбачається проведення заходів по впровадженню сучасних технологічних процесів технічного обслуговування та поточного ремонту, проведення заходів по підвищенню ефективності потужностей виробничо-технічної бази без додаткових інвестицій. Зростання прибутку незначне;

- 2-й проект – оновлення рухомого парку автобусів за рахунок купівлі 5 Богдан А 0690, інвестиції незначні. Передбачається більш значне зростання прибутку;

- 3-й проект – заміна автобусів ПАЗ-4234 на автобуси Богдан А-1452 (Е-2) в кількості 12 одиниць, розширення об'ємів послуг і залучення більш широкої кількості клієнтів. Передбачаються значні витрати та прибутки.

За заданими матрицями ймовірностей переходів P_1, P_2, P_3 , які відповідають розглядуваним стратегіям S_1, S_2, S_3 і матрицею вартостей переходів C , знайдемо оптимальну стратегію управління проектом функціонування організації автоперевізника на період у $N = 5$ років і оцінимо її економічну ефективність за критерієм максимуму доходу.

Обчислюючи вектори g^1, g^2, g^3 вартостей перебування системи у станах S_1, S_2, S_3 за стратегіями k_i ($i = 1, 2, 3$), оцінимо вартості переходів системи за $n=1, \dots, N$ років. У розглядуваній задачі період у $N = 5$ років вибраний із міркувань, що за цей період система входить у стаціонарний режим функціонування і у подальші періоди її стани стабільні.

Початкові дані задачі:

– матриця вартостей переходів від поточного стану організації до станів, що відповідають стратегіям k_i ($i = 1, 2, 3$) дорівнює:

$$C = \begin{pmatrix} 10 & 50 & 100 \\ 100 & 200 & 250 \\ 150 & 250 & 300 \end{pmatrix};$$

– матриці ймовірностей переходів за стратегіями k_i ($i = 1, 2, 3$) мають вигляд:

$$P_1 = \begin{pmatrix} 0,8 & 0,15 & 0,05 \\ 0,7 & 0,25 & 0,05 \\ 0,6 & 0,35 & 0,05 \end{pmatrix}; P_2 = \begin{pmatrix} 0,01 & 0,8 & 0,18 \\ 0,02 & 0,9 & 0,08 \\ 0,05 & 0,9 & 0,05 \end{pmatrix}; P_3 = \begin{pmatrix} 0,02 & 0,08 & 0,9 \\ 0,05 & 0,05 & 0,9 \\ 0,01 & 0,09 & 0,9 \end{pmatrix};$$

За формулами (2) розраховуємо вартості перебування системи у станах S_1, S_2, S_3 у відповідності з вибраними стратегіями

$$m = 3, \quad r = 3, \quad N = mr = 9, \quad i = 1, \dots, m, \quad k = 1, \dots, r \quad j = 1, \dots, n.$$

$$g1_i := \sum_{j=1}^m C_{i,j} \cdot P1_{i,j} \quad g2_i := \sum_{j=1}^m C_{i,j} \cdot P2_{i,j} \quad g3_i := \sum_{j=1}^m C_{i,j} \cdot P3_{i,j}$$

$$g1 = \begin{pmatrix} 20.5 \\ 132.5 \\ 192.5 \end{pmatrix} \quad g2 = \begin{pmatrix} 58.1 \\ 202 \\ 247.5 \end{pmatrix} \quad g3 = \begin{pmatrix} 92.4 \\ 240 \\ 294 \end{pmatrix}$$

Вектор максимальних вартостей перебування системи у станах за стратегіями k_i ($i = 1, 2, 3$), елементи якого визначаються як $V_1 := \max(g1_1, g2_1, g3_1)$, $V_2 := \max(g1_2, g2_2, g3_2)$, $V_3 := \max(g1_3, g2_3, g3_3)$ дорівнює: $V = (92,4; 240; 294)$.

Розрахунки параметрів оптимальних стратегій наведені у таблицях 3 і 4.

Таблиця 3 Оптимальні стратегії функціонування системи за моделлю динамічного програмування

Стратегії		Роки періоду	1	2	3	4	5
Стратегія 1	Стан 1 W_{1_1}		94,2	146,6	196,1	245,2	294,2
	Стан 2 W_{1_2}		240,0	273,1	320,8	369,6	418,6
	Стан 3 W_{1_3}		294,0	347,7	393,4	442,1	491,1
Стратегія 2	Стан 1 W_{2_1}		94,2	304,0	502,8	703,2	903,5
	Стан 2 W_{2_2}		240,0	443,4	645,8	848,1	1050,4
	Стан 3 W_{2_3}		294,0	482,9	685,9	888,1	1090,4
Стратегія 3	Стан 1 W_{3_1}		94,2	304,0	570,4	857,0	1143,6
	Стан 2 W_{3_2}		240,0	443,4	712,0	998,5	1285,1
	Стан 3 W_{3_3}		294,0	482,9	771,6	1058,2	1344,8
Дохід за оптимальною стратегією $U_{i \max}$			294,0	482,9	771,6	1058,2	1344,8
Оптимальні стратегії k			3	3	3	3	3

Таблиця 4 Порівняння стратегій

Стратегії	Прирощення доходу між станами системи останнього і попереднього періоду функціонування		Прирощення доходу між станами системи у кінці періоду функціонування	
	$\Delta 1$		$\Delta 2$	
S_1	$\Delta 1_1$	49	$\Delta 1_{21}$	124,4
	$\Delta 1_2$	49	$\Delta 1_{31}$	196,9
	$\Delta 1_3$	49	$\Delta 1_{32}$	72,4
S_2	$\Delta 2_1$	203,3	$\Delta 2_{21}$	146,9
	$\Delta 2_2$	202,3	$\Delta 2_{31}$	186,9
	$\Delta 2_3$	202,2	$\Delta 2_{32}$	40
S_3	$\Delta 3_1$	286,6	$\Delta 3_{21}$	141,6
	$\Delta 3_2$	286,6	$\Delta 3_{31}$	201,2
	$\Delta 3_3$	286,6	$\Delta 3_{32}$	59,7

В таблиці 4 наведена різниця у вартості переходів між 1-м і 2-м, 1-м і 3-м та 2-м і 3-м станами після $n \geq 5$ кроків завжди дорівнює: у першому випадку приблизно 141,6 ум. гр. од., у другому 201,2 ум. гр. од., у третьому - 59,7 ум. гр. од.

Результати розрахунків показують, що оптимальною є третя стратегія k_3 – "організація автоперевізника вкладає великі інвестиції". За цією стратегією у порівнянні із стратегією k_2 – "організація автоперевізника вкладає середні інвестиції" забезпечує дохід на 59,7 ум. гр. од. більше; за стратегією k_3 – "організація автоперевізника вкладає великі інвестиції" у порівнянні із стратегією k_1 – "організація автоперевізника вкладає незначні інвестиції" – на 201,2 ум. гр. од., за стратегією k_2 – "організація автоперевізника вкладає середні інвестиції" у порівнянні із стратегією k_1 – "організація автоперевізника вкладає незначні інвестиції" – на 141,6 ум. гр. од.

Таким чином, дана модель, використовуючи метод динамічного програмування, дозволяє визначити оптимальну стратегію розвитку організації автоперевізника на довгостроковий період (у нашій задачі на 5 років) за критерієм максимуму очікуваного доходу.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Від рівня інноваційного розвитку організацій автомобільного транспорту (автоперевізників) залежить економічний та фінансовий стан не тільки автомобільної галузі, але й могутність регіонів і життєвий рівень населення.

Необхідність безперервного і цілеспрямованого інноваційного розвитку організацій автоперевізників визначає їх успішне перебування на ринку, ефективне функціонування і отримання прибутків. Боротьба за ринки перевезень, високі вимоги споживачів до автотранспортних послуг, статус інших транспортних підприємств, які пропонують аналогічні послуги, необхідність в оновленні й модернізації рухомого складу, виробничо-технічної бази вимагають від організацій автоперевізників постійного розвитку і вдосконалення. Спираючись на світовий досвід, можна стверджувати, що підприємства можуть активно розвиватися, при раціональному використанні всіх видів ресурсів та базуванню своєї діяльності на інноваціях.

Ефективно впроваджувати інноваційну діяльність в організаціях автоперевізників можливо при розробці стратегій інноваційного розвитку та проектів їх реалізації.

На прикладі конкретної організації автоперевізників у м. Вінниця та за допомогою SWOT-аналізу та маркетингових досліджень були виокремлені три пріоритетні для організації інноваційні стратегії та розроблені проекти їх реалізації: проект №1 – впровадження сучасних технологічних процесів технічного обслуговування та поточного ремонту, проект №2 – оновлення рухомого парку автобусів за рахунок купівлі 5 Богдан А 0690 та проект №3 – заміна автобусів ПАЗ-4234 на автобуси Богдан А-1452 (Е-2) в кількості 12 одиниць.

За допомогою програмного забезпечення були встановлені основні показники ефективності кожної стратегії. По кожній стратегії розроблений проект її реалізації.

Для вибору оптимального проекту використовується метод динамічного програмування, що дозволяє визначити оптимальну стратегію розвитку підприємства на довгостроковий період (у нашій задачі на 5 років) за критерієм максимуму очікуваного доходу. Методологічною основою моделі є теорія стохастичних процесів прийняття рішень та динамічне програмування.

Результати розрахунків показують, що оптимальною є третя стратегія k3 - "організація автоперевізника вкладає великі інвестиції".

ВИСНОВКИ

Запропонований в роботі методичний підхід з використанням динамічного моделювання дозволить організаціям автоперевізникам практично обирати для себе оптимальні стратегії та розробляти по ним проекти інноваційного розвитку та більш точно прогнозувати доходи у майбутньому з врахуванням змін та тенденцій зовнішнього та внутрішнього стану організації.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Біліченко В. В. Формування бачення продукту і результату проекту регіонального партнерства підприємств автомобільного транспорту у розвитку системи забезпечення працездатності пасажирських транспортних засобів / В. В. Біліченко, С. О. Романюк, Б. О.Петрук, Д. Г. Яновий // Вісник машинобудування та транспорту, 2015. – № 2– С. 8-14.
2. Романюк С. О. Визначення значень показників інноваційного рівня автотранспортних підприємств вінницької області / С. О. Романюк // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – 2012. – Вип. 36. – С. 241-245.
3. Біліченко В. В. Системна модель проектного управління стратегіями розвитку організацій автомобільного транспорту за етапами їх життєвого циклу / В. В. Біліченко, С. О. Романюк // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2013. – № 6. – С. 102-107.
4. Ансофф И. Стратегический менеджмент. Классическое издание / Игорь Ансофф – СПб: Питер, 2009. – 340 с.
5. Виханский О. С. Стратегическое управление / О. С. Виханский. – М. : Гардарики, 2002. – 296 с.
6. Томпсон А. Стратегический менеджмент / А. Томпсон, Д. Стрикленд. – М. : ЮНИТИ, 1998. – 576 с.
7. Сухарев О. С. Стратегия эффективного развития фирмы: ученик / О. С. Сухарев. – М. : Издательство «Экзамен», 2008. – 287 с.
8. Романюк С. О. Інноваційні процеси розвитку автотранспортних підприємств / С. О. Романюк // Вісник ЖДТУ. – 2008. – № III (46) Т. II. – С. 124–129.
9. Горбань І. І. Теорія ймовірностей і математична статистика для наукових працівників та інженерів / І. І. Горбань. – Київ, 2003. – С. 244.
10. Окулов С. М. Динамическое программирование / С. М. Окулов, О. А. Пестов – М.: Бинوم. Лаборатория знаний, 2012. – С. 296.
11. Беллман Р. Динамическое программирование / Р. Беллман. – М. : Изд-во «Иностранная литература», 1960. – 400 с.
12. Ройтенберг Я. Н. Автоматическое управление. Изд-во «Наука», Главная редакция физико-математической литературы, М., 1971, С. 396.

REFERENCES

1. Bilichenko V. V., Romanyuk S. O., Petruk B.O., Yanovyy D. H. (2015) Formuvannya bachennya produktu i rezultatu proektu rehionalnoho partnerstva pidpryyemstv avtomobilnoho transportu u rozvytku systemy zabezpechennya pratsezdatnosti pasazhyrskykh transportnykh zasobiv, Visnyk mashynobuduvannya ta transportu, 2, 8-14.
2. Romanyuk S. O. (2012) Vyznachennya znachen pokaznykiv innovatsiynoho rivnya avtotransportnykh pidpryyemstv vinnitskoyi oblasti, Mizhvuzivskyuy zbirnyk «Naukovi notatky», 36, 241-245.
3. Bilichenko V. V. Romanyuk S. O. (2013) Systemna model proektnoho upravlinnya stratehiyamy rozvytku orhanizatsiy avtomobilnoho transportu za etapamy yikh zhyttyevoho tsyклу, Visnyk Vinnitskoho politekhnichnoho instytutu, 6, 102-107.
4. Ansoff Y. (2009) Stratehycheskyy menedzhment. Klassycheskoe yzdanye, Pyter, 340.
5. Vykhanskyuy O. S. (2002) Stratehychesкое upravlenye. – М. : Hardaryky, 296.
6. Tompson A., Stryklend D. (1998) Stratehycheskyy menedzhment, 576.

7. Sukharev O. S. (2008) *Stratehiya efektyvnoho rozvytyu firmy: uchenyk*, –М. : Ekzamen, 287.
8. Romanyuk S. O. (2008) *Innovatsiyni protsesy rozvytku avtotransportnykh pidpryyemstv*, III (46), II, 124–129.
9. Horban I. I. (2003) *Teoriya ymovirnostey i matematychna statystyka dlya naukovykh pratsivnykiv ta inzheneriv*, 244.
10. Okulov S. M., Pestov O.A. (2012) *Dynamycheskoe prohrannyrovanye*, Bynom. Laboratoryya znanyu, 296.
11. Bellman R., (1960) *Dynamycheskoe prohrannyrovanye*, Ynostrannaya lyteratura, 400.
12. Roytenberh Ya. N. (1971) *Avtomatycheskoe upravlyenye. Hlavnaya redaktsyya fizyko-matematycheskoy lyteratury*, 396.

V. Bilichenko, S. Romanyuk, S. TsymbaL, S. Babiy. Working of innovation strategies and projects development of carriers 'organizations.

The work describes the peculiarity of the work of trucking organizations and substantiates the need for their development with the active use of innovations. The need for continuous and purposeful innovative development of trucking organizations determines their successful presence on the market, efficient operation and profit. The struggle for transportation markets, high consumer demands for road transport services, the status of other transport companies that offer similar services, the need to update and modernize rolling stock, production and technical base require from the organizations of road carriers constant development and improvement. Based on world experience, it can be argued that enterprises can actively develop, with the rational use of all types of resources and basing their activities on innovation.

To effectively implement innovation, as well as reduce the risks associated with it, it is proposed to use the tools and methodology of development strategies and projects for their implementation. Current strategies of innovative development for a specific organization of the trucking company are developed. The practical implementation of innovative projects and strategies is proposed to be carried out using dynamic modeling, which will allow to determine the optimal strategy for the long-term development of the enterprise by the criterion of maximum expected income.

With the help of the software, the main indicators of the effectiveness of each strategy were established. A project for its implementation has been developed for each strategy.

To describe and analyze innovative projects at the pre-investment stage, specialized software for financial analysis of projects is used, which allows to perform assessments of the main indicators of the project as a whole and to justify the effectiveness of investments.

To select the optimal project, the method of dynamic programming is used, which allows to determine the optimal strategy of enterprise development for the long term (in our task for 5 years) by the criterion of maximum expected income. The methodological basis of the model is the theory of stochastic decision-making processes and dynamic programming.

Key words: innovative development, organization of trucker, strategy, project, dynamic programming.

БІЛІЧЕНКО Віктор Вікторович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, Вінницький національний технічний університет e-mail: bilichenko.v@gmail.com

РОМАНЮК Світлана Олександрівна, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, Вінницький національний технічний університет e-mail: romchuk.s85@gmail.com

ЦИМБАЛ Сергій Володимирович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, Вінницький національний технічний університет e-mail: tsymbal_s_v@ukr.net

БАБІЙ Сергій Миколайович, кандидат технічних наук, доцент кафедри електромеханічних систем автоматизації в промисловості і на транспорті, Вінницький національний технічний університет e-mail: babiy82sm@gmail.com

Victor BILICHENKO, Doctor of Technical Science, Professor of Automobiles and Transport Management Department, Vinnytsya National Technical University e-mail: bilichenko.v@gmail.com

Svitlana ROMANYUK, PhD in Engineering, Associate Professor of Automobiles and Transport Management Department, Vinnytsya National Technical University e-mail: romchuk.s85@gmail.com

Sergiy TSYMBAL, PhD in Engineering, Associate Professor of Automobiles and Transport Management Department, Vinnytsya National Technical University e-mail: tsymbal_s_v@ukr.net

Sergiy BABIY, PhD in Engineering, Associate Professor of Electromechanical Systems of Automation in Industry and Transport Department, Vinnytsya National Technical University e-mail: babiy82sm@gmail.com

DOI 10.36910/automash.v1i14.344

Вербицький В.Г.¹, Хребет В.Г.², Місько Є.М.³¹Запорізький національний університет,²Національний авіаційний університет,³Одеська державна академія будівництва та архітектури**БІФУРКАЦІЙНИЙ ПІДХІД ДО АНАЛІЗУ ДИВЕРГЕНТНОЇ ВТРАТИ СТІЙКОСТІ НЕЛІНІЙНОЇ МОДЕЛІ КОЛІСНОГО ЕКІПАЖА ЗА НАЯВНОСТІ ПОСТІЙНОГО СИЛОВОГО ЗБУРЕННЯ**

Представлено біфуркаційний підхід до аналізу дивергентної втрати стійкості нелінійної моделі двохосового екіпажа за наявності постійного силового збурення. За належної корекції кута повороту керованого колісного модуля екіпаж повертається до стійкого прямолінійного режиму руху. В роботі представлена залежність кута парировання від величини бокового збурення (функція керування суттєво залежить від нелінійних характеристик сил відведення моделі екіпажа). При лінеаризації сил бокового відведення запропонована функція керування співпадає із відомим співвідношенням, отриманим рядом авторів. На основі біфуркаційного підходу, який не потребує попереднього визначення множини стаціонарних станів моделі екіпажа, реалізовано відповідну методику побудови критичної множини параметрів керування (поздовжньої швидкості та кута повороту керованих коліс). При перетині критичної множини параметрів відбувається дивергентна втрата стійкості стаціонарного режиму, який гарантовано стійкий до моменту виходу на границю критичних значень параметрів керування. Критична множина параметрів має особливість – точку загострення та в малому околі цієї точки може бути представлена аналітично напівкубічною параболою. При зміні суттєвих конструктивних параметрів критична множина параметрів трансформується, що пов'язано із зміною характеру безпеки втрати стійкості прямолінійного руху. Показано, що умова безпечної-небезпечної втрати стійкості прямолінійного руху визначається співвідношенням між безрозмірними коефіцієнтами відведення на осях та коефіцієнтами зчеплення на осях екіпажа в поперечному напрямі. При цьому, коефіцієнти зчеплення не входять в лінеаризовану систему рівнянь збуреного руху, а відносяться до істотно нелінійної характеристики сил відведення.

Ключові слова: динамічна система, колісний екіпаж, стаціонарні стани, стійкість, дивергентні біфуркації.

ВСТУП

Однією з головних властивостей динамічних і швидкісних легкових автомобілів є курсова стійкість руху, забезпечення якої багато в чому залежить від властивостей еластичних рушіїв. Конструктивними змінами шини, можна покращувати курсову стійкість руху автомобіля.

Однією з головних властивостей динамічних і швидкісних легкових автомобілів є курсова стійкість руху, забезпечення якої багато в чому залежить від властивостей еластичних рушіїв. Конструктивними змінами шини, можна покращувати курсову стійкість руху автомобіля.

Природно, що різноманітність нелінійних пружних властивостей сучасних шин, що задаються конструктивно, стимулює розвиток відповідних «тонших» методів аналізу, здатних вловити вплив відповідних властивостей рушіїв на динамічні якості усього екіпажа.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою роботи є аналіз дивергентної втрати стійкості нелінійної моделі колісного екіпажа при наявності постійного силового збурення на основі біфуркаційного підходу.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Розглянемо одномасову «велосипедну» модель екіпажа із закріпленим рульовим управлінням [6, 7]. Розрахункова схема такої моделі представлена на рис.1.

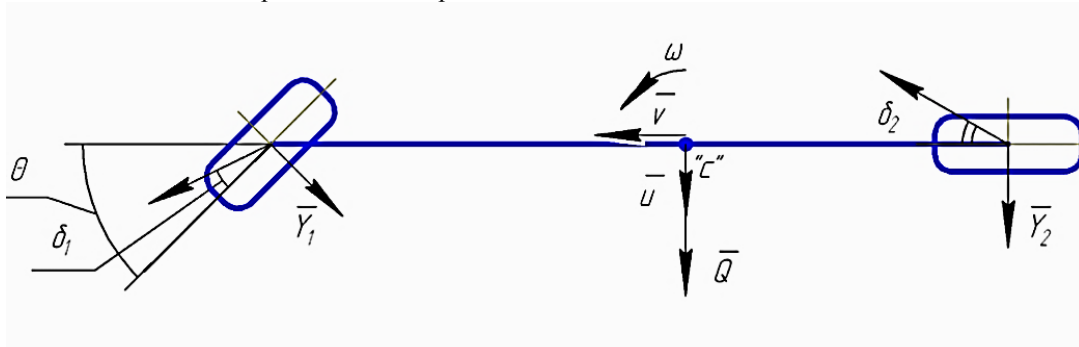


Рисунок 1. – Розрахункова схема екіпажа

Рівняння руху моделі мають вигляд (передбачається $\cos(\theta) \approx 1$):

$$\begin{cases} m(\dot{u} + V\omega) = Y_1(\delta_1) + Y_2(\delta_2) + Q; \\ J\dot{\omega} = a \cdot Y_1(\delta_1) - b \cdot Y_2(\delta_2), \end{cases} \quad (1)$$

де V , u – поздовжня і поперечна швидкості центру мас автомобіля; ω – кутова швидкість відносно вертикальної осі; θ – кут повороту передніх коліс; m , J – маса та центральний момент інерції системи відносно вертикальної осі; a , b – відстані від центру мас до передньої та задньої колісних осей відповідно; Y_1 , Y_2 – нелінійні характеристики сил відведення; Q – зовнішня бічна сила, прикладена до автомобіля в центрі мас.

Кути відведення на осях визначаються співвідношеннями:

$$\begin{cases} \delta_1 = \theta - \frac{u + a\omega}{V}; \\ \delta_2 = \frac{-u + b\omega}{V}. \end{cases} \quad (2)$$

Надалі, з метою спрощення математичних перетворень, введемо безрозмірні величини:

$$Y_i = \bar{Y}_i N_i, \quad \bar{Q} = \frac{Q}{mg}, \quad N_1 = \frac{mgb}{l}, \quad N_2 = \frac{mga}{l}. \quad (3)$$

Рівняння, що визначають стаціонарні стани системи за наявності поперечної зовнішньої сили Q , мають вигляд:

$$\begin{cases} \frac{V\omega}{g} = \bar{Y}_1 \frac{b}{l} + \bar{Y}_2 \frac{a}{l} + \bar{Q}; \\ \bar{Y}_1 - \bar{Y}_2 = 0. \end{cases} \quad (4)$$

В другому рівнянні системи (4) перейдемо до обернених функцій $\delta_1 = G_1(\bar{Y})$ і $\delta_2 = G_2(\bar{Y})$, де \bar{Y} – безрозмірна бокова сила на передній та задній осях екіпажа стає новим незалежним аргументом. У цьому випадку від системи (4) можна перейти до одного визначального рівняння:

$$G(\bar{Y}) = \frac{gl}{V^2} \cdot (\bar{Y} + \bar{Q}) - \theta, \quad (5)$$

де функція $G(\bar{Y}) = (\delta_2 - \delta_1)$.

Зважаючи на геометричну інтерпретацію розв'язання рівняння (5), його дискримінантна множина є геометричним місцем точок у площині параметрів управління (V, θ) , для яких пряма $\frac{gl}{V^2} \cdot (\bar{Y} + \bar{Q}) - \theta$ дотична до кривої $G(\bar{Y})$.

У параметричній формі дискримінантна крива задається системою (6)

$$\begin{cases} \frac{gl}{V^2} = G'(\bar{Y}); \\ \theta = G'(\bar{Y}) \cdot (\bar{Y} + \bar{Q}) - G(\bar{Y}). \end{cases} \quad (6)$$

Далі з'ясуємо умови реалізації прямолінійного режиму руху екіпажа при дії постійного силового збурення. В цьому випадку повне доцентрове прискорення віднесене до прискорення вільного падіння дорівнює сумі $\bar{Y} + \bar{Q}$, отже для реалізації прямолінійного режиму потрібно виконання умови $\bar{Y} + \bar{Q} = 0$.

З останнього виходить

$$\bar{Y} = -\bar{Q} \Rightarrow G(\bar{Y}) = (\delta_2 - \delta_1) = G(-\bar{Q}). \quad (7)$$

а враховуючи, що при $\omega = 0$ справедлива рівність $\theta = -(\delta_2 - \delta_1)$, приходимо до співвідношення (8)

$$\theta = -G(-\bar{Q}) \quad (8)$$

(той самий результат можна отримати безпосередньо з рівняння (5)).

У випадку непарної функції $G(\bar{Y})$ маємо $\theta = G(\bar{Q})$. Лінеаризація останнього (в околі нуля) дає цікавий наслідок

$$\theta = \frac{k_1 - k_2}{k_1 \cdot k_2} \bar{Q} = \frac{g \cdot l}{V^{+2}} \bar{Q}.$$

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

На рис. 2 проілюстровано графічний метод визначення кута парирування. Стационарний режим O_1 , що відповідає прямолінійному режиму руху, отримуємо шляхом зміщення рухомої прямої по вертикалі на величину кута корекції $\theta = G(\bar{Q})$.

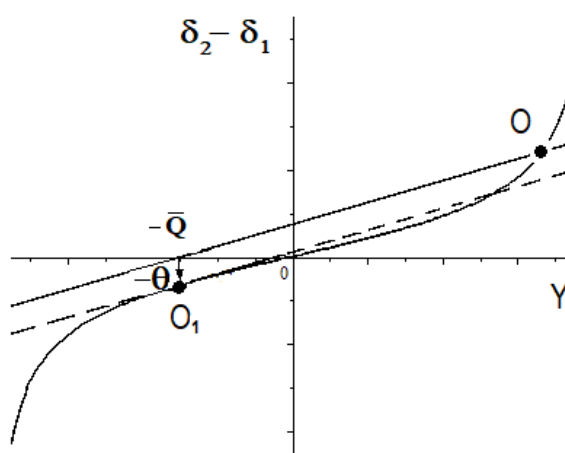


Рисунок 2. – Графічне визначення кутів парирування при дії зовнішньої бічної сили: геометрична картина вибору кута корекції.

Далі визначимо аналітичні умови стійкості прямолінійного режиму руху при постійному силовому збуренні. Враховуючи умову $\bar{Y} + \bar{Q} = 0$, із системи (6) отримуємо критичні параметри, за яких відбувається дивергентна втрата стійкості прямолінійного режиму

$$\theta = -G(-\bar{Q}); \quad V^2 = \frac{gl}{G'(-\bar{Q})} \quad (9)$$

Нижче наведено наближення для (9) у вигляді розкладання в ряди за степенями малого параметра \bar{Q} , для випадку обраних в роботі нелінійних залежностей сил відведення:

$$\bar{Y}_i = \frac{k_i \cdot \delta_i}{\left(1 + \left(\frac{k_i \cdot \delta_i}{\varphi_i}\right)^2\right)^{1/2}};$$

$$\theta \approx \left(\frac{1}{k_2} - \frac{1}{k_1}\right) \cdot \bar{Q} + \left(\frac{1}{2k_2 \cdot \varphi_2^2} - \frac{1}{2k_1 \cdot \varphi_1^2}\right) \cdot \bar{Q}^3;$$

$$\theta \approx \frac{g \cdot l}{V^{+2}} \cdot \bar{Q} + \left(\frac{1}{2k_2 \cdot \varphi_2^2} - \frac{1}{2k_1 \cdot \varphi_1^2}\right) \cdot \bar{Q}^3.$$

Умови стійкості многовиду стаціонарних режимів, отриманих на основі біфуркаційного аналізу (біфуркаційна множина (6)), узгоджуються й з чисельним інтегруванням.

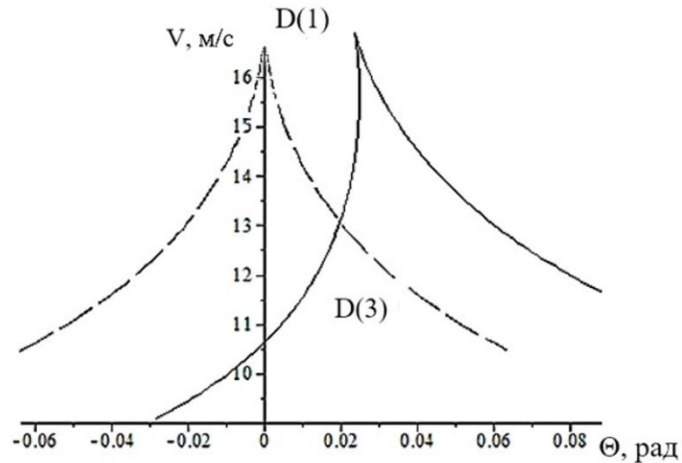


Рисунок 3. – Біфуркаційна множина у разі дії бічної сили

Конфігурація біфуркаційної множини у разі наявності постійного силового збурення (рис. 3 суцільна крива) не міняючись якісно в порівнянні з випадком $\bar{Q} = 0$ (пунктирна крива), втрачає симетричність, що вказує на асиметрію властивостей лівого і правого поворотів.

В області D(3) є один стійкий стаціонарний режим і два нестійких, в області D(1) — один нестійкий. Вістря відповідає трикратна особлива точка (режим $\bar{Y} = 0$), в площині параметрів точка з координатами

$$\theta^+ = \frac{g \cdot l \cdot \bar{Q}}{V^{+2}}, \quad V^+ = \left(\frac{k_1 \cdot k_2 \cdot g \cdot l}{k_1 - k_2} \right)^{1/2}.$$

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Як впливає з проведеного аналізу, при досить малих збуреннях \bar{Q} критичні значення параметрів управління прямолінійного режиму (двократного) і триразового режиму $\bar{Y} = 0$

$$\left(\theta^+ = \frac{g \cdot l \cdot \bar{Q}}{V^{+2}} = \frac{k_1 - k_2}{k_1 \cdot k_2} \cdot \bar{Q} \approx G(\bar{Q}) \right) \text{ мають спільну границю.}$$

Нульовому куту повороту коліс ($\theta = 0$) відповідають кругові стаціонарні режими, дивергентна втрата стійкості відбувається приблизно при швидкості $V_+ = 10,5 \text{ м/с}$. На рис. 4 представлено результати чисельного інтегрування системи при швидкості $V=10 \text{ м/с}$ (неперервна крива – коло), $V=11 \text{ м/с}$ (пунктирна крива - спіралеподібна, відповідає нестійкому руху).

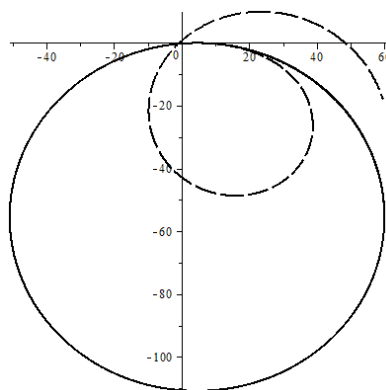


Рисунок 4. – Траєкторія центру мас моделі екіпажа при докритичній швидкості $V=10 \text{ м/с}$ (неперервна крива) і при закритичній швидкості $V=11 \text{ м/с}$ (пунктирна крива).

Стійкий стаціонарний режим, що відповідає набору параметрів з області $D(3)$, при неперервній повільній зміні параметрів управління залишається стійким, доки точка в площині параметрів керування не перетне біфуркаційну криву. Точкам площини параметрів з області $D(1)$ відповідають лише нестійкі стаціонарні режими.

Така загальна картина дивергентної втрати стійкості характерна для моделі екіпажа з надлишковою повороткістю $k_2 < k_1$ (умова для безрозмірних коефіцієнтів відведення на осях). Співвідношенню параметрів $k_2 \cdot \varphi_2^2 < k_1 \cdot \varphi_1^2$ відповідає випадок небезпечної втрати стійкості в сенсі М.М. Баутіна (характеризується необмеженим зростанням збурень фазових змінних) [8]. Умова $k_2 \cdot \varphi_2^2 > k_1 \cdot \varphi_1^2$ відповідає безпечній втраті стійкості в сенсі М.М. Баутіна - зростання збурень фазових змінних обмежене.

Чисельні розрахунки виконано для наступного набору конструктивних параметрів екіпажа: $m = 2717$ кг, $I = 4061$ кг м², $a = 1,14$ м, $b = 1,6$ м, $k_1 = 1177200$ Н/рад, $k_2 = 103500$ Н/рад, $\varphi_1 = \varphi_2 = 0,8$.

ВИСНОВОК

Проведено аналіз дивергентної втрати стійкості нелінійної моделі колісного екіпажа при наявності постійного силового збурення на основі біфуркаційного підходу, що дає можливість визначити інтегральну картину дивергентної втрати стійкості всього многовиду стаціонарних станів системи у вигляді біфуркаційної множини. Показано, що вплив постійного силового збурення призводить до втрати симетрії біфуркаційної множини, але при цьому не змінюється її якісна структура – наявність каспу (відповідає трикратному круговому режиму); досліджено умови реалізації катастрофи метелик (відповідає п'ятикратному режиму), що змінює стан безпечної-небезпечної втрати стійкості трикратної особливої точки; визначена в загальному вигляді нелінійна функція корекції кута повороту керованих коліс екіпажа для відновлення прямолінійного руху (при умові існування обернених залежностей сил відведення на осях екіпажа); показано, що при лінеаризації сил відведення функція корекції кута повороту керованих коліс співпадає з раніше отриманим відомим результатом.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Fabio Della Rossaa, Giampiero Mastinub, Carlo Piccardia. Bifurcation analysis of an automobile model negotiating a curve. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 50, No. 10, 2012. – pp. 1539-1562.
2. Постон Т., Стюарт И. Теория катастроф и ее приложения. – М.: Мир, 1980. – 607с.
3. Verbitskii, V. G., Lobas, L. G. Bifurcations of steady states in systems with rolling under constant force perturbations. *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*, № 58(5), 1994. – pp. 933-939.
4. Verbitskij, V. F., Lobas, L.G. Nonlinear stability and bifurcation sets of the stationary states of wheel robots under control parameters change, *Problemy Upravleniya I Informatiki (Avtomatika)*, № 3, 1996. – pp. 35-51.
5. Лобас Л. Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин. Киев: Наукова думка, 1990. – 216 с.
6. Эллис Д. Р. Управляемость автомобиля. М.: Машиностроение, 1975. – 216 с.
7. Kwatny H.G., Chang B.C., Wang S.P. Static Bifurcation in Mechanical Control Systems. In: Chen G., Hill D.J., Yu X. (eds.) *Bifurcation Control. Lecture Notes in Control and Information Science*, vol. 293. Springer, Berlin, Heidelberg, 1993. – pp. 67–81.
8. Баутин Н.Н. Поведение динамических систем вблизи границ области устойчивости. М.: Наука, 1984 – 176 с.

REFERENCES

1. Fabio Della Rossaa, Giampiero Mastinub, Carlo Piccardia (2012) Bifurcation analysis of an automobile model negotiating a curve. *Vehicle System Dynamics* Vol. 50, No. 10, pp. 1539-1562.
2. Poston, T., Stewart, I. (1980) *Catastrophe Theory And Its Applications*. Moscow: Mir, 607 p.
3. Verbitskii, V. G., Lobas, L. G. (1994). Bifurcations of steady states in systems with rolling under constant force perturbations. *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*, № 58(5), pp. 933-939.
4. Verbitskij, V. F., Lobas, L. G. (1996). Nonlinear stability and bifurcation sets of the stationary states of wheel robots under control parameters change, *Problemy Upravleniya I Informatiki (Avtomatika)*, № 3, pp. 35 –51.
5. Verbitskii, V. G., Lobas, L. G. (1990). Qualitative and analytical methods in the dynamics of wheeled vehicles *Kachestvennyye i analiticheskie metody v dinamike kolesnykh mashin*, Naukova Dumka, Kyiv, 216 p.
6. Ellis J. R. (1975). *Vehicle Dynamics*. – Mashinostroenie, Moscow, – 216 p. (Russian translation).
7. Kwatny H. G., Chang B.C., Wang S.P. (2003). Static Bifurcation in Mechanical Control Systems. In: Chen G., Hill D. J., Yu X. (eds) *Bifurcation Control. Lecture Notes in Control and Information Science*, vol 293. Springer, Berlin, Heidelberg, pp. 67–81.
8. Bautin N. N. (1984). Behaviour of Dynamical Systems near the Boundary of the Stability Domain. Nauka, Moscow. –176 p.

ABSTRACT

V. Verbitskii, V. Khrebet, Y Misko A bifurcation approach to analysis of divergent loss of stability of a nonlinear wheeled vehicle model with constant force disturbance

A bifurcation approach to the analysis of the divergent loss of stability of a nonlinear model of a biaxial vehicle in case of constant force disturbance is presented. With proper correction of the steering angle of the steered wheel module, the vehicle returns to a stable rectilinear movement. The dependence of the steering angle on the lateral perturbation is presented in the paper (the control function significantly depends on the nonlinear characteristics of the forces slip of the vehicle model). In linear lateral forces slip the proposed control function coincides with the known ratio obtained by a number of authors. Based on the bifurcation approach, which does not require prior determination of the set of stationary states of the vehicle model, an appropriate method of constructing a critical set of control parameters was implemented (longitudinal speed and the steered wheels angle). When intersecting the critical set of parameters, there is a divergent loss of stability of the stationary mode, which is guaranteed to be stable until the moment of reaching the critical values of the control parameters. The critical set of parameters has a point of sharpening, within a small vicinity of which this critical set can be represented analytically by a semicubic parabola. When changing significant design parameters, the critical set of parameters is transformed, this is associated with a change in the nature of the safety of rectilinear motion stability loss. It is shown that the condition of safe-dangerous loss of stability of straight-line motion is determined by the ratio between dimensionless coefficients of slip on the vehicle axes and the coefficients of clutch on the axes of the vehicle in the transverse direction. Therewith, coefficients of clutch are not included in the linearized system of perturbed motion equations, but refer to a substantially nonlinear characteristic of the forces slip.

Keywords: dynamic system, wheeled vehicle, steady-state conditions, stability, divergent bifurcations

ВЕРБИЦЬКИЙ Володимир Григорович, доктор фізико-математичних наук, професор, завідувач кафедри програмного забезпечення автоматизованих систем, Запорізький національний університет e-mail: verb@zsea.edu.ua <https://orcid.org/0000-0002-1039-8548>

ХРЕБЕТ Валерій Григорович, кандидат фізико-математичних наук, доцент кафедри прикладної математики, Національний авіаційний університет, e-mail: v.khrebet@nau.edu.ua <https://orcid.org/0000-0002-0191-1768>

МІСЬКО Євген Михайлович, старший викладач кафедри машинобудування, Одеської державної академії будівництва та архітектури, e-mail: dreadfull87@gmail.com ORCID: [0000-0002-9020-5266](https://orcid.org/0000-0002-9020-5266)

Volodymyr VERBITSKII, Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor, head of Department of Software Automated Systems, Zaporizhzhya National University: e-mail: verb@zsea.edu.ua <https://orcid.org/0000-0002-1039-8548>

Valeriy KHBEBET, Candidate of Physical and Mathematical Sciences, Associate Professor of the Department of Applied Mathematics, National Aviation University, e-mail: v.khrebet@nau.edu.ua <https://orcid.org/0000-0002-0191-1768>

Yevgen MISKO, senior lecturer of Department of Mechanical engineering, Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture, Odessa, dreadfull87@gmail.com ORCID: [0000-0002-9020-5266](https://orcid.org/0000-0002-9020-5266)

DOI 10.36910/automash.v1i14.345

Войчишин Ю.І., Круць Т.І., Зінько Р.В., Горбай О.З.
Національний університет «Львівська політехніка»

ДОСЛІДЖЕННЯ МІКРОКЛІМАТУ САЛОНУ МІСЬКОГО АВТОБУСА

У роботі проведено аналіз існуючих наукових досліджень вітчизняних та зарубіжних вчених у галузі дослідження мікроклімату транспортних засобів (автобусів, електробусів, легкових автомобілів та тракторів). Проаналізовано стан досліджень та наведено які питання цього напрямку наукових досліджень потрібно дослідити. Показано проблеми та їх вирішення за допомогою запропонованих методик наведених у наукових роботах вчених з різних країн світу. Розглянуто структуру та основні функції, які виконують системи забезпечення мікроклімату в салонах автобусів, автомобілів та тракторів сільськогосподарського призначення, а також наведено проблематику, мету та суть подальших можливих досліджень.

За допомогою комп'ютерного моделювання створено симуляційну 3D – модель повітряних потоків в салоні великогабаритного міського низькопідлогового автобуса. По-перше, за допомогою такої моделі можна як візуально побачити, так і дослідити параметри повітряних потоків, утворення зон холодного та гарячого повітря, визначити зони турбулентності у салоні того чи іншого транспортного засобу. По-друге, дослідження за допомогою програмного забезпечення (САПР) дозволяє дещо знизити вартість досліджень та дозволяє менше часу затрачати на практичні дослідження. Проведено порівняння отриманих результатів із науковими дослідженнями інших вчених, які досліджували подібну тематику.

Результати досліджень даної роботи можуть в подальшому слугувати базою для більш широкого дослідження, аналізу проблем та подання рекомендацій при проектуванні чи при усуненні проблем систем забезпечення мікроклімату салону транспортного засобу.

Ключові слова: мікроклімат пасажирського салону, система опалення, вентиляція салону, кондиціонування салону, потоки повітря, зона турбулентності, турбулентні потоки, джерело обігріву, температурні поля.

ВСТУП

Зростання обсягів пасажирських перевезень не повинно супроводжуватися погіршенням якості транспортного обслуговування і, це, в першу чергу відноситься до створення таких комфортних умов, які забезпечили б хороше самопочуття пасажирів.

Одним з факторів, що визначають самопочуття пасажирів, є мікроклімат в салоні ТЗ. До параметрів, які характеризують його відносяться температура, вологість, рухливість повітря та наявність в ньому шкідливих речовин. Використовувані сьогодні методики розрахунків і проектування систем опалення і вентиляції базуються на інтегральних методах, які дозволяють визначати лише усереднені показники параметрів потоку. Головна роль при проектуванні таких систем відводиться експериментальним дослідженням, дорожнім і кліматичним випробуванням, що є затратним. Тому важливим є визначення основних параметрів мікроклімату на стадії проектування чи вдосконалення зразку і вони повинні базуватися на нових технологіях проектування таких систем з використанням САПР, а натурні випробування мали б завершальний характер і були б менше затратними.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Мікроклімат в салоні автобуса (опалення, вентиляція, кондиціонування) належать до трьох пріоритетних чинників формування комфортності пасажирських перевезень [1]. В силу суттєвих відмінностей клімату різних країн нормативні вимоги щодо вимог і оцінки відповідності систем опалення, вентиляції і кондиціонування не входять в міжнародну базу Правил ЄЕК ООН, що сконцентровані у сфері безпеки і екології руху, та відносяться до національних баз стандартів (напр. у ФРН – DIN 1946-3, DIN 33403, DIN ENISO 7730 1995), ГОСТ Р 50993-96, [2].

Розбивка окремих кліматичних районів по групах, в яких рекомендується використання автобусів різних модифікацій існує уже давно [3]. Згідно цієї розбивки для холодної зони рекомендується дві модифікації автобусів: полярна для роботи в дуже холодних районах і північна для роботи в холодному районі, нормальна для роботи в групі районів помірної зони і тепловологої зони та південна для роботи в районах жаркої зони.

На сьогоднішній день, практично всі ТЗ комплектуються кліматичними установками. Створення сприятливого температурного режиму в салоні при перевозці пасажирів з найменшими енергозатратами є необхідною умовою для великогабаритних ТЗ. Якщо такі дослідження раніше проводилися лише для автобусів, то в публікації [4] це поширено і для електробусів. Було проведено експеримент для отримання температурного поля в салоні електробуса. За допомогою 27

температурних індикаторів в салоні електробуса вимірювалась температура у 4-х умовних зонах (кабіна водія, зона ніг, поясу та голови). При експерименті всі опалювачі та калорифери працювали на максимальній потужності, електробус під час руху на маршруті (М2, Москва) здійснював рух із зупинками без висадки та посадки пасажирів.

Для організації природної вентиляції салону автобуса використовуються вентиляційні отвори, розміщені на бокових поверхнях [5]. Під час руху в салоні утворюється розрідження, що утворює потік повітря через відкриті вентиляційні отвори і негерметичності кузова і провокує запиленість салону. Особливо некомфортна зона поверхні автобуса з точки погляду забруднення повітря в салоні знаходиться в середній його частині, починаючи в одній третій від лобової частини і закінчуючи перед заднім звисом. Основна кількість негерметичностей є сконцетровано в дверях автобуса, так як практично важко забезпечити високу степінь їх герметичності і хорошу роботоздатність.

Інтегровану систему вентиляції і кондиціонування кабіни водія автобуса з теплообмінниками на кінці вихревої труби і кращими експлуатаційними характеристиками системи в цілому запропоновано для автобуса марки «Волжанин» [6]. Для неї проведено удосконалення вихревої труби з викривленою камерою енергетичного розділення, що відповідають гнучким схемам інтегрованих схем, що забезпечують комфортні умови роботи водія автомобіля. Запропоновано параметри «теплонапруження кабіни» і «коефіцієнт комфортності» для оцінки ефективності системи кондиціонування і вентиляції автомобіля з якісною і кількісною оцінкою.

Систему кондиціонування автобуса слід вибирати, враховуючи ряд параметрів, включаючи місткість пасажирів, місцеві кліматичні умови та витрату палива. Можна встановити, чи вибрана система кондиціонування забезпечує бажані показники за допомогою тестування. Дослідження у роботі [7] вивчає, як експериментально перевірити, чи відповідає система кондиціонування автобусів вимогам дизайну та комфорту. Експериментальне дослідження було проведено на прототипі автобуса і було випробувано під час руху на трасі Адана-Джейхан у Туреччині. Вимірювали внутрішню та зовнішню температури, температуру на вході та на виході випарника та значення відносної вологості. Значення теплового відчуття розраховували за допомогою емпіричних кореляцій, поданих ASHRAE. Крім того, миттєве навантаження на рівень охолодження отримано за експериментальними даними, і результати порівнюються з розрахованим рівнем охолодження за допомогою методу променевого часового ряду, передбаченого ASHRAE. Що стосується отриманих результатів, обрана система кондиціонування повітря відповідала вимогам конструкції та комфорту.

Термодинамічний аналіз кондиціонера для автобуса міських перевезень місткістю 56 осіб проведено у дослідженні [8]. Були отримані та детально оцінені корисні та оборотні роботи компресора, коефіцієнт продуктивності, енергетична ефективність та виснаження руйнування системи кондиціонування салону.

Числове моделювання швидкості теплових потоків в кабіні транспортного засобу розглянуто у [9], де описано розрахунок системи кондиціонування кабіни і запропонована методика оптимізації управління під час випадкових зовнішніх впливів середовища.

Структура трьохмірного турбулентного потоку в багатоканальному корпусі системи опалення легкового автомобіля в залежності від режиму роботи нагнітавача досліджена у роботі [10], що дозволило отримати локальні і інтегральні характеристики стаціонарних внутрішніх потоків в трактах системи опалення залежно від геометрії і граничних умов.

Математична модель тепловологого розрахунку системи «Кондиціонер-кабіна» враховує вологість і рух теплових потоків, які забезпечують комфортний мікроклімат автомобіля [11]. На основі розробленої автором математичної моделі були побудовані алгоритми і програма тепло вологого розрахунку системи «Кондиціонер-кабіна» - автомобіля на мові FORTRAN. В ході експерименту для вимірювання температури в салоні автомобіля ВАЗ – 21083 використовували цифровий та інфрачервоний цифровий термометр.

Результати вивчення вимог до мікроклімату салону автомобіля, його вплив на безпеку руху, розроблені алгоритми вибору конструктивних елементів систем забезпечення комфортних умов подані у роботі [12], у якій проведена оцінка ефективності процесу обігріву вікон, а також визначена ефективність вентиляції і опалення салону легкового автомобіля. Створений алгоритм дозволяє порівняти конструктивні рішення і визначити вплив параметрів мікроклімату на ефективність всієї роботи системи в цілому. Користуючись алгоритмом в процесі підбору швидкостей оборотів, потужностей і продуктивності вентилятора, геометричних розмірів і тепловіддачі радіатора, продуктивності насоса, була вибрана раціональна конструкція.

Аналіз вимог державних і міжнародних нормативних документів по мікроклімату салону

(кабіни) КТЗ проведено у роботі [13], і встановлені основні розбіжності вимог в державних та міжнародних нормативних документах, що відносяться до мікроклімату транспортних засобів, а аналіз існуючих вимог державних та міжнародних нормативних документів, що пред'являються до мікроклімату кабін мобільної техніки для сільськогосподарського виробництва та методів випробування його параметрів подано у [14].

Салон автомобіля являє собою складну конструктивну систему з різноманітністю складових її елементів огорожуючих конструкцій та енергетичного обладнання, в яких протікають різні фізичні процеси поглинання, перетворення та переносу теплоти. На ці розподілення впливають зовнішні фактори, такі як температура зовнішнього повітря, його вологість, а також швидкість руху повітря. Таким чином у [15] запропонована розроблена система кондиціонування повітря (СКП), яка призначена для автоматичної підтримки мікроклімату, забезпечуючи сумісну роботу систем опалення, вентиляції та кондиціонування за рахунок електронного блока управління.

Коли компресор працює постійно, що надзвичайно енергозатратно, і впливає на внутрішнє і зовнішнє теплове навантаження системи мікроклімату [16]. Крім того, теплове навантаження постійно змінюється, потрібно задіювати контролер для адаптації системи до особливостей теплового навантаження. Пропонується оптимальний метод управління, щоб забезпечити збалансовану потужність охолодження і, як результат, створити максимально комфортну обстановку всередині салону з мінімальними витратами енергії.

Енергія від вихлопу двигуна внутрішнього згоряння може використовуватись для живлення поглинальної холодильної системи для кондиціонування звичайного пасажирського автомобіля. Дослідження [17] було зроблено для визначення енергії, яка доступна від відпрацьованих газів автомобіля. У цій роботі представлена теоретична оцінка системи абсорбційного охолодження на основі LiBr-Water, що являє собою сполуку літіюброміду із водою. Ця хімічна сполука використовується із-за своєї високої гігроскопічності як осушувач у кондиціонерах. Проведено математичне моделювання системи за допомогою програмного забезпечення EES для з'ясування необхідної енергії, взятої з відпрацьованих газів транспортного засобу.

При вивченні динаміки температури і вологості повітря в салоні автомобіля враховують концепцію ентальпії при аналізі теплообміну [18]. Зі зміною тепла, що розкладається на чутливе тепло та приховане тепло, ми маємо змогу вивести динаміку температури та вологості після врахування різниці чутливого коефіцієнта тепла та апаратного коефіцієнта тепла. Ці два компоненти для сенсорного і прихованого тепла використовуються в поєднанні з двома контрольними стратегіями швидкості подачі повітря, для імітації процесів в автомобільному салоні при постійній ентальпії і постійній температурі.

Для вивчення більш реальних показників системи та фізичних процесів, що відбуваються в автомобільній установці з кондиціонером у спеціальних дослідних лабораторіях є в наявності спеціальні дослідні стенди. Стенд [19] розроблений спеціально для того, щоб висвітлити процеси, що відбуваються в кожному компоненті установки, і як можна змінити функціональні параметри установки, відповідно до вимог користувача.

Національна лабораторія відновлюваної енергії (NREL, Washington) розробила перехідну систему кондиціонування повітря та її модель з використанням програмного забезпечення для дослідження фізики перехідних процесів системи кондиціонування, її продуктивності, включаючи двофазні ефекти потоку в випарник та конденсатор, масові ефекти системи, передачу тепла на конденсатор/випарник, температурнозалежні властивості системи та інтеграцію зі спрощеною тепловою моделлю кабіни [20]. Дослідження зосереджені на системах A / C R-134a, але майбутні зусилля модифікують модель для дослідження тимчасових характеристик альтернативних систем холодоагенту, таких як системи вуглекислого газу. NREL інтегрує свою перехідну модель кондиціонування в програмне забезпечення для системного аналізу систем автомобілів ADVISOR, з метою одночасної оптимізації конструкцій системи кондиціонування в рамках загальної оптимізації дизайну автомобіля.

З проведеного огляду можна зробити наступні висновки:

1. Дослідження проводяться в напрямках вдосконалення систем вентиляції, обігріву і конденсування з урахуванням вимог державних та міжнародних нормативних документів.

2. В системах вентиляції досліджуються складові системи (вентилятори, елементи повітропроводів, розміщення вхідних отворів) і їх вплив на ефективність системи вентиляції в цілому.

3. В системах обігріву досліджуються параметри і характеристики теплових потоків при різних

режимах роботи агрегатів цієї систем.

4. В системах кондиціонування досліджуються перехідні процеси їх роботи, забезпечення стабільності основних параметрів і характеристик, що формують мікроклімат пасажирського салону.

5. Для досліджень застосовуються методи системного аналізу, натурального експерименту і математичного моделювання з рішенням отриманих диференціальних рівнянь методом чисельного інтегрування, техніко-економічного аналізу, методами теплового балансу.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Система вентиляції кузова і кабіни служить для надходження свіжого повітря в салон, його вентиляції, створення в кузові надмірного тиску, який перешкоджає проникненню в кузов пилу і холодного повітря через нещільність вікон і дверей.

Система опалювання кузова і кабіни служить для обігріву кузова і вітрового скла в холодний період року для компенсації теплових втрат захисними конструкціями і підтримки в кузові і кабіні нормованої температури повітря.

Система кондиціонування служить для створення мікроклімату і автоматичної підтримки (регулювання) в кузові і кабіні всіх або окремих параметрів (температури, вологості, чистоти, швидкості руху повітря) на певному рівні з метою забезпечення оптимальних метеорологічних умов, найбільш сприятливих для самопочуття водія і пасажирів і здійснюється комплексом технічних засобів.

Дослідження в напрямку забезпечення комфортних кліматичних умов пасажирів і водія транспортних засобів можна проводити в двох напрямках: вдосконалення системи вентиляції і вдосконалення системи обігріву та кондиціонування.

Метою дослідження систем вентиляції є підвищення техніко-експлуатаційних показників системи вентиляції ТЗ шляхом вибору ефективного агрегатів, зокрема вентилятора, з урахуванням впливу набігаючого потоку, застосування часткової рециркуляції.

Об'єктом дослідження є процеси вентиляції салону ТЗ.

Предметом досліджень є система вентиляції салону ТЗ.

Для реалізації поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі дослідження:

- створити математичну модель, що описує процес взаємодії повітряного потоку на лопать вентилятора;
- теоретично дослідити вплив набігаючого потоку, на роботу вентилятора, а також системи вентиляції загалом;
- дослідити вплив повітряних потоків в салоні ТЗ на мікроклімат;
- експериментально дослідити характеристики системи вентиляції;
- розробити і випробувати дослідну систему вентиляції із застосуванням часткової рециркуляції повітря, економічного вентилятора, обраного з урахуванням впливу набігаючого потоку.

Метою дослідження систем опалювання є підвищення техніко-експлуатаційних показників системи обігріву ТЗ шляхом покращення внутрішньої аеродинаміки салону

Об'єктом дослідження є процеси опалювання салону ТЗ.

Предметом досліджень є система опалювання салону ТЗ

Для реалізації поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі дослідження:

- отримати теоретичне рішення для моделювання нестационарного режиму обігріву салону, в тому числі для системи опалювання з частковою рециркуляцією повітря;
- доповнити і уточнити математичну модель;
- експериментально дослідити характеристики системи обігріву;
- визначити раціональні параметри нагрівника салону і розробити рекомендації з удосконалення системи опалювання на підставі техніко-економічного аналізу.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

В процесі досліджень мікроклімату салону великогабаритного ТЗ було створено за допомогою комп'ютерного моделювання симуляційну 3D – модель салону пасажирського трьохдверного (формула дверей 1+2+2) міського автобуса великого класу. За допомогою такої моделі можна як візуально побачити, так і дослідити параметри повітряних потоків у салоні автобуса. На рис. 1 та рис. 2 є показані скрин-шоти процесу руху повітряних потоків в салоні.

В напрямку вдосконалення системи вентиляції досліджувалися турбулентні об'ємні потоки вентилязованого повітря з застосуванням рівняння Нав'є-Стокса усередненому по Рейнольдсу [21, 22]. Досліджувалися три різних швидкості руху (25 км/год, 45 км/год, 65 км/год) і для варіантів вентиляційних отворів: вікна закриті, відкриті тільки люки вентиляції на даху [23]. Повітря

потрапляє в салон через люки, перміщується вздовж салону до задньої стінки салону, поступово зупиняючись, розтікається і рухається уздовж підлоги та назад. Потік частково виходить назовні через вентиляційний отвір на задній стінці салону. Повітря в салоні на різних швидкостях руху автобуса має подібну структуру, яка визначається відкриттям/закриттям вікон. Важливим є враховувати вплив кватирок на рух повітряних потоків (рис. 1). Досліджується експлуатація автобуса літом. Температура довкілля $+34^{\circ}\text{C}$. Температура в салоні автобуса $+43^{\circ}\text{C}$.

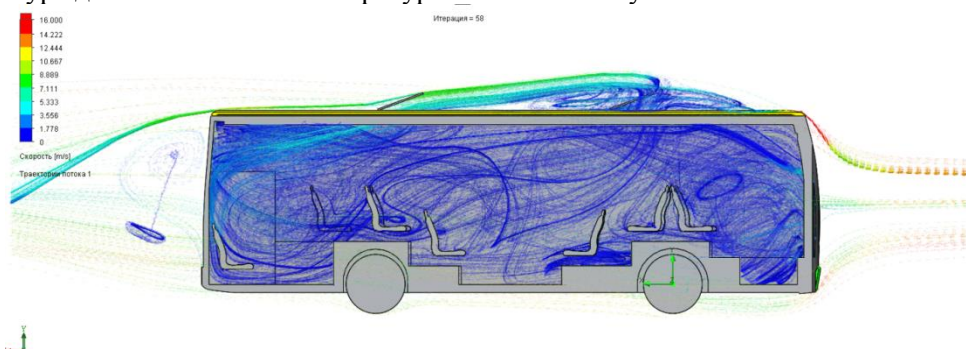


Рисунок 1 – Структура потоку вентилязованого повітря при швидкості руху 65 км/год

В напрямку вдосконалення системи обігріву досліджувався вплив джерел обігріву на температурні поля і їх відповідність заданим нормам. В досліджуваному автобусі джерела обігріву знаходяться в передній і центральній частині салону. Температура повітря, що подається через трубопроводи може змінюватися в досить широких межах. При дослідженнях температура приймалася 20°C . Теплові потоки від обігрівачів піднімаються у верхню частину салону і рухаються до задньої частини салону (рис. 2). Оскільки обігрівачі знаходяться в правій частині салону, можна побачити, що в лівій частині, біля дверей спостерігаються зони холодної турбулентності з температурою $4...6^{\circ}\text{C}$.

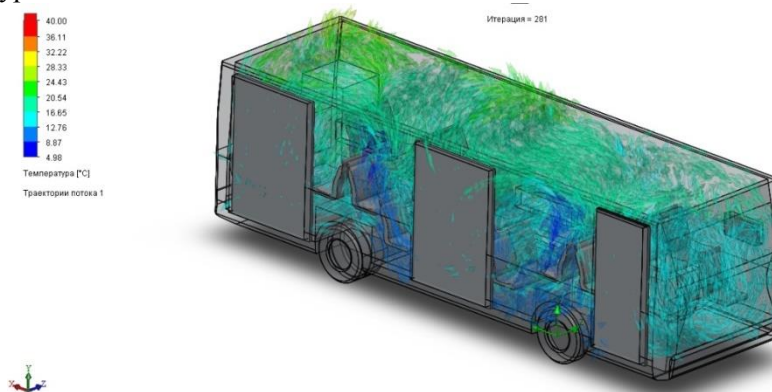


Рисунок 2 – Зони холодної турбулентності біля дверей

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Оскільки, сьогодні при конструюванні транспортного засобу одним із важливих питань є забезпечення комфортних умов для пасажирів і водія, у світі є низка вчених, які займаються дослідженням систем забезпечення мікроклімату. Проаналізувавши вище наведені наукові роботи та дослідження та порівнявши їх із описаними у цій статті авторами подібними дослідженнями займалися у роботах [4], [12], [23]. Узагальнюючою тематикою усіх цих робіт є моделювання повітряних потоків у салоні транспортного засобу за допомогою комп'ютерних технологій та отримання у результаті так званих температурних полів у салоні транспортного засобу.

Моделювання повітряних потоків в салоні легкового автомобіля наведено в дослідженні [12]. Було досліджено ефективність обігріву вітрового і бокових вікон, ефективність вентиляції салону та ефективність опалення салону. Для дослідження було побудовано розрахункову модель повітряного простору салону створену по геометричним параметрам салону автомобіля. Результати показали, що найбільш ефективним місцем для виходу повітря із салону є зона під заднім вікном.

Моделювання повітряних та теплових потоків наведено у роботах [4] та [23]. За допомогою

комп'ютерних технологій в обох роботах було створено симуляційну модель у середовищі ANSYS. За допомогою практичних досліджень [4] було встановлено температурне поле в салоні електробуса та температурні показники і різних ділянках салону автобуса. Як показали дослідження [23] найбільш сприятливим місцем виходу повітря в салоні автобуса є вентиляційний отвір на задній стінці. Найменша рухливість повітря є в передній частині салону.

ВИСНОВКИ

Для комфортних умов пасажирських перевезень необхідно вдосконалювати системи вентиляції і обігріву транспортних засобів. При цьому важливим є визначення основних напрямків дослідження, які б базувалися на нових технологіях проектування вказаних систем з використанням САПР, а натурні випробовування мали б завершальний характер і були б малозатратними.

В системах вентиляції актуальними є дослідження складових системи (вентилятори, елементи повітропроводів, розміщення вхідних отворів і їх вплив на ефективність системи вентиляції в цілому.

В системах обігріву актуальними є дослідження параметрів і характеристик теплових потоків при різних режимах роботи агрегатів цих систем.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Любомир Крайник, Юрій Гай. Мікроклімат салону автобуса. Формування нормативної бази. *Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні: тези доповідей III-ої Всеукраїнської науково-практичної конференції*, Львів, 22-23 лютого 2018 року. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2018. С. 14–15.
2. ГОСТ Р 50993-96. Автотранспортные средства. Системы отопления, вентиляции и кондиционирования. Требования к эффективности и безопасности. Москва: ИПК издательство стандартов, 1997. 11 с.
3. Вильковский Е.К., Гнипович В.И. Характеристика климатических условий работы городских автобусов. *Труды ВКЭИавтобуса*. 1979. С. 142-149.
4. Прохоров И.В., Бутарович Д.О., Рябов Д.М. Исследование температурного поля воздуха обитаемых зон салона электробуса. *Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева*. 2019. №2 (125). С. 205 – 209.
5. Гнипович В.И., Жуковский С.С., Ивануш Е.М., Парфенов В.Н. Уменьшение загрязнения воздушной среды салона автобуса. *Труды ВКЭИавтобуса*. 1980. С. 159-166.
6. Худяков К. В. Обеспечение комфортных условий работы водителя на основе совершенствования характеристик вихревых труб и систем кондиционирования: автореф. дис. На соискание учёной степени канд. техн. наук: 05.22.10. Волгоград, 2007. 18 с.
7. Şaban Ünal. (2017). An Experimental Study on a Bus Air Conditioner to Determine its Conformity to Design and Comfort Conditions. *Yildiz Technical University Press*, pp.1089-1101.
8. Mehmet Bilgili, Ediz Cardak, Arif Emre Aktas. (2017). Thermodynamic Analysis of Bus Air Conditioner Working with Refrigerant R600a. *European Mechanical Science*, 1(2), pp.69-75.
9. Анализ теплового режима кабины транспортного средства: Монография / Устинов А.С., Савин И.К. – Издательство ПетрГУ. Петрозаводск, 2015. 91 с.
10. Матвеев Д. В. Разработка технологии расчета системы отопления и вентиляции легкового автомобиля: дис. канд. техн. наук: 05.05.03 / Ижевск. 2006. 123 с.
11. Елагин М.Ю. Математическая модель тепловлажностного расчёта системы «Кондиционер – кабина» транспортного средства. *Известия ТулГУ. Технические науки*. 2015. Ч1. С. 81 – 90.
12. Барикин А.Ю., Басиров Р.Р., Мухаметдинов М.М. Оценка эффективности работы систем обеспечения микроклимата салона легкового автомобиля. *Научно – технический вестник Поволжья*. 2015. №2. С. 73-76.
13. Грицук И.В., Гушин А.М, Краснокутская З.И., Момот М.С, Ушаков А.Л. Анализ требований к микроклимату рабочего места водителя колесного транспортного средства. *Вісник Донецької академії автомобільного транспорту*. 2014. №4. С. 66-71.
14. Лук'яненко В.М, Галич І.В. Аналіз вимог до мікроклімату на робочому місці оператора мобільної сільськогосподарської техніки. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка*. 2010. Т. 2, Вип. 93. С. 232-247.
15. Соловьев М. А., Полуянович Н. К. Исследование распределения и динамики внутренних процессов функционирования системы кондиционирования воздуха. *Молодой ученый*. 2012. №11. С. 88-92.
16. Chien-Lun Weng and Lih-Jen Kau. (2019). Design and implementation of a Low – Energy – Consumption Air – Conditioning system of smart vehicle. *Hindawi Journal of Healthcare Engineering*.

Article ID 3858560, 14.

17. S.S.Mathapati, Mudit Gupta, Sagar Dalimkar. (2014). A Study on Automobile Air-Conditioning Based on Absorption Refrigeration System Using Exhaust Heat of a Vehicle. *International Journal Of Engineering Research and General Science*, 2(4) July.

18. Nishant Agarwall, Ekhlak Khan. (2018). Automobile Air Conditioning System. *International Research Journal of Engeneering and Technology (IRJET)*, 05 Issue 06 June, pp.2121 – 2125.

19. S Rați, I Laza, V Alexa and V G Cioată. (2018). Practical studies on car air conditioning systems. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 393, p.6.

20. Terry J. Hendricks. (2001). Optimization of vehicle air conditioning systems using transient air conditioning performance analysis. *National Renewable Energy Laboratory. Copyright 2001 Society of Automotive Engeneers*, p.10.

21. Бутенко А.Г. Влияние поперечного градиента вязкости на характеристики ламинарного потока в трубе кольцевого сечения. *Труды ОПУ: научный и научно-производственный сборник по техническим и естественным наукам*. 2005. Вып. 1(23). – С. 185–188.

22. А. Гупта, Д. Лилли, Н. Сайред. Закрученные потоки / пер.с англ: *Мир*. Москва, 1987. 588 с.

23. Т.І. Круць, Р.В. Зінько, Д.Г. Музичка, Ю.М. Черевко. Дослідження швидкісних і температурних показників в процесі вентиляції салону автобуса. «*Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта*» (ІПТК-2019): матеріали тез доповідей ХХ міжнародної науково-технічної конференції (м. Київ-Херсон, 10–13 вересня 2019 р.) / КПІ ім. І.Сікорського [та ін.]. 2019. – С.174-179.

REFERENCES

1. Lyubomyr Kraynyk, Yuriy Hai. (2018). Mikroklimat salonu avtobusa. Formuvannya normatyvnoyi bazy. *Avtobusobuduvannya ta pasazhyrski perevezennya v Ukraini: tezy dopovidey III-yi Vseukrayinskoyi naukovo-praktychnoyi konferentsiyi*, Lviv, 22-23 lyutoho 2018 roku, 14–15.

2. GOST R 50993-96. (1997). Avtotransportnyye sredstva. Sistemy otopleniya, ventilyztsii i konditsionirovaniya. Trebovaniya k effektivnosti i bezopasnosti, 11.

3. Vilkovskiy, E.K., Hnipovich, V.I. (1979). Harakteristika klimaticheskikh usloviy raboty horodskikh avtobusov. *Issledovaniye i raschyot konstruksyy i ekspluatatsionnoy nadyozhnosti avtobusov. Trudy VKEI avtobusproma*, 142-149.

4. Prohorov, I.V., Butarovich, D.O., Ryabov, D.M. (2019). Issledovaniye temperaturnoho polya vozduha obitayemykh zon salona elektrobusa. *Mashynostroyeniye i transport: teoriya, tehnolohii, proizvodstvo. Trudy NHTU im. R.E. Alexeeva*, 2 (125). 205 – 209.

5. Hnopovich, V.I., Zhukovskiy, S.S., Ivanus, E.M., Parfyonov, V.N. (1980). Umensheniye zahryaznyeniya vozdushnoy sredy salona avtobusa. *Issledovaniye i raschyot konstruksiy i ekspluatatsionnoy nadyozhnosti avtobusov. Trudy VKEI avtobusproma*, 159-166.

6. Hudyakov, K.V. (2007). Obespecheniye komfortnykh usloviy raboty vodityelya na osnovye sovershenstvovaniya harakteristik vyhrevykh trub i sistem konditsionirovaniya: avtoref. dis. na soiskaniye uchonoy stepeni kand. tehn. nauk: 05.22.10, 18.

7. Şaban Ünal. (2017). An Experimental Study on a Bus Air Conditioner to Determine its Conformity to Design and Comfort Conditions. *Yildiz Technical University Press*, 1089-1101.

8. Mehmet Bilgili, Ediz Cardak, Arif Emre Aktas. (2017). Thermodynamic Analysis of Bus Air Conditioner Working with Refrigerant R600a. *European Mechanical Science*, 1(2), 69-75.

9. Analiz teplovoho rezhyma kabiny transportnoho sredstva: Monohrafiya / Ustinov, A.S., Savin, I.K. (2015) – Izdatelstvo PetrHU. Petrozavodsk, 91.

10. Matveyev, D.V. (2006) Razrabotka tehnolohii raschyota sistemy otopleniya i ventilyatsii lehkovogo avtomobilya: dis. kand. tehn. nauk: 05.05.03, 123.

11. Elahin, M.Y. (2015) Matematicheskaya model teplovlazhnostnoho raschyota sistemy «Konditsioner – kabina» transportnoho sredstva. *Izvestiya TulHU. Tehnicheskiye nauki*, 1, 81 – 90.

12. Barikin, A.Y., Basirov, R.R., Muhametdinov, M.M. (2015). Otsenka effektivnosti raboty sistem obespecheniya mikroklimata salona lehkovogo avtomobilya. *Nauchno – tehnicheskiy vestnik Povolzhya*, 2, 73-76.

13. Hrizuk, I.V., Hushchin, A.M., Krasnokutskaya, Z.I., Momot, M.S, Ushakov, A.L. (2014). Analiz trebovaniy k mikroklimatu rabocheho mesta vodityelya kolyosnoho transportnoho sredstva. *Visnyk Donetskoyi akademiyyi avtomobilnoho transport*, 4, 66-71.

14. Lukyanenko, V.M., Halych, I.V. (2010). Analiz vymoh do mikroklimatu na robochomu mistsi operatora mobilnoyi silskohospodarskoyi tehniky. *Visnyk Harkivskoho natsionalnoho tehnicnoho*

universytetu silskoho hospodarstva imeni Petra Vasylenka, 93, Т. 2, 232-247.

15. Solovyov, M. A., Poluyanovich, N. K. (2012). Issledovaniye raspredeleniya i dinamiki vnutrennih protsessov funktsionirovaniya sistemy konditsionirovaniya vozduha. *Molodoy uchonyy*, 11, 88-92.

16. Chien-Lun Weng and Lih-Jen Kau. (2019). Design and implementation of a Low – Energy – Consumption Air – Conditioning system of smart vehicle. *Hindawi Journal of Healthcare Engineering*. Article ID 3858560, 14.

17. Mathapati, S.S., Mudit Gupta, Sagar Dalimkar. (2014). A Study on Automobile Air-Conditioning Based on Absorption Refrigeration System Using Exhaust Heat of a Vehicle. *International Journal Of Engineering Research and General Science*, 2(4) July.

18. Nishant Agarwal, Ekhlak Khan. (2018). Automobile Air Conditioning System. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, 05 Issue 06 June, 2121 – 2125.

19. Rați, S., Laza, I., Alexa, V. and Cioatã, V.G. (2018). Practical studies on car air conditioning systems. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 393, 6.

20. Terry J. Hendricks. (2001). Optimization of vehicle air conditioning systems using transient air conditioning performance analysis. *National Renewable Energy Laboratory*. Copyright 2001 Society of Automotive Engineers, 10.

21. Butenko, A.G. (2005). Vliyaniya poperechnogo gragiyenta vyzkosti na harakteristiki laminarnoho potoka v trube koltsevoho secheniya. *Trudy Odesskoho politehnicheskoho universiteta: nauchnyy i nauchno-proizvodstvennyy sbornik po tehnikeskim i yestestvyennym naukam*, 1(23), 185–188.

22. Gupta, A., Lilli, D., Sayred, N. (1987). *Zakruchyonnyye potoki / per.s angl., Mir*. 588.

23. Kruts, T.I., Zinko, R.V., Muzychka, D.H., Cherevko, Y.M. (2019). Doslidzhennya shvydkisnyh i temperaturnykh pokaznykiv v protsesi ventylyatsiyi salonu avtobusa. «*Prohresyva tehnika, tehnolohiya ta inzhenerna osvita*» (PRTK-2019): *materialy tez dopovidey XX mizhnarodnoyi naukovo-tehnichnoyi konferentsiyi (m. Kyiv-Kherson, 10–13 veresnya 2019 r.)*, 174-179.

Y. Voichyshyn, T. Kruts, R. Zinko, O. Horbai. Study of the microclimate of large vehicles.

The analysis of existing scientific researches of domestic and foreign scientists in the field of research of microclimate of vehicles is carried out in the work. The state of research is analyzed and what issues of this direction of scientific research need to be investigated.

The structure and main functions performed by microclimate systems in the cabins of buses, cars and agricultural tractors are considered. One of the factors that determine the well-being of passengers is the microclimate in the interior of the vehicle. The parameters that characterize it include temperature, humidity, air mobility and the presence of harmful substances. The methods of calculation and design of heating and ventilation systems used today are based on integrated methods that allow to determine only the average flow parameters.

The main role in the design of such systems is given to experimental research, road and climate testing, which is costly. Therefore, it is important to determine the basic parameters of the microclimate at the stage of design or improvement of the sample and they would be based on new technologies for designing these systems using computer-aided design systems, and field tests would be final and low cost. In the course of research of the offered subjects the simulation 3D - model of air streams in salon of the large-sized bus was created. With the help of created 3D - models you can visually see the movement of air flows in the cabin of the bus when it moves or when stopped. Modern computer technology allows you to assess the state of the thermal state inside the vehicle in the warm or cold season. Therefore, studies of this kind can serve as a further basis for a broader study, analysis of problems and the provision of recommendations for addressing microclimate problems.

Key words: microclimate of the passenger compartment, heating system, interior ventilation, interior air conditioning, air flows, turbulence zone, turbulent flows, heating source, temperature fields.

ВОЙЧИШИН Юрій Іванович, студент першого курсу магістратури, кафедри автомобілебудування, Національний університет «Львівська політехніка» e-mail: Jurko-O@ukr.net.

КРУЦЬ Тарас Ігорович, асистент кафедри автомобілебудування, Національний університет «Львівська політехніка» e-mail: 21-ladk@ukr.net

ЗІНЬКО Роман Володимирович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілебудування, Національний університет «Львівська політехніка» e-mail: rzinko@gmail.com

ГОРБАЙ Орест Зенонович, доктор технічних наук, завідувач кафедри автомобілебудування, Національний університет «Львівська політехніка» e-mail: orest_60@yahoo.ca

Yurii VOICHYSHYN, student, Department of Automotive Engineering, Lviv Polytechnic National University e-mail: Jurko-Q@ukr.net.

Taras KRUTS, assistant of the automotive engineering department, Lviv Polytechnic National University e-mail: 21-ladk@ukr.net

Roman ZINKO, PhD in engineering, Department of Automotive Engineering, Lviv Polytechnic National University e-mail: rzinko@gmail.com

Orest HORBAI, Doctor of Technical Sciences, Head of the Department of Automotive Engineering, Lviv Polytechnic National University e-mail: orest_60@yahoo.ca.

DOI 10.36910/automash.v1i14.346

Волков В.П.¹, Грицук І.В.², Волкова Т.В.¹, Онищук В.П.³
¹ Харківський Національний автомобільно-дорожній університет
² Херсонська державна морська академія
³ Луцький національний технічний університет

ВТІЛЕННЯ ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ В ТЕХНІЧНУ ЕКСПЛУАТАЦІЮ АВТОМОБІЛІВ

Метою роботи є експериментальна перевірка розроблених авторами інформаційних технологій організаційно-функціональної підтримки технічної експлуатації автомобілів.

У роботі представлено деякі результати експериментального дослідження функціональних можливостей інформаційних програмних комплексів «Віртуальний механік «HADI-12» і «Service Fuel Eco «NTU-HADI-12» при вирішенні завдань технічної експлуатації автомобілів. Виконано перевірку математичних моделей, що дозволяють в автоматичному режимі визначати основні параметри технологічного розрахунку і екологічної безпеки при експлуатації автомобілів в малому підприємстві автомобільного транспорту. Визначаючим параметром, що дозволяє відкоригувати періодичність ТО і Р автомобілів, прийнято його середньотехнічну швидкість, яка отримується за допомогою інтелектуальної транспортної системи «ХНАДУ ТЕСА».

Ключові слова: автомобіль, рухомий склад, технічна експлуатація автомобілів, віртуальне підприємство автомобільного транспорту, інформаційний програмний комплекс, середньотехнічна швидкість, технологічний розрахунок, екологічні показники.

ВСТУП

Існуюча система технічної експлуатації автомобілів (ТЕА) сформувалася на базі спрощеної моделі функціонування транспортної інфраструктури: автомобіль в основному працював з прив'язкою до власного підприємства. При цьому вся обслуговуюча і ремонтна база була зосереджена в рамках конкретного підприємства автомобільного транспорту (ПАТ) і всі види технічних впливів здійснювалися їм самим. У такої системи ТЕА негнучкість в частині забезпечення безвідмовної роботи автомобіля на лінії проявлялась в одноманітності підходу до автомобілів різного віку: перелік операцій і періодичність ТО і Р ідентичні і для нового автомобіля, і для автомобіля перед його капітальним ремонтом і списанням.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Проведений аналіз показав, що диверсифікація ПАТ, їх розукрупнення, розвиток підприємництва призвели до поляризації автомобільних парків та зосередження значної кількості автомобілів, як зазначалися раніше, в невеликих за розміром і кількістю підприємствах. Це суттєво знизило якість ТО і Р, яка забезпечувалась інженерно-технічною службою ПАТ і існуючим обладнанням.

Поступовий розвиток нових видів перевезень призводило до збільшення часу перебування автомобілів далеко від основної виробничої бази, і, внаслідок цього, підвищувалася роль профілактичного ТО і Р автомобілів. Тому створення гнучкої (адаптивної) системи контролю та управління технічним станом автомобіля з елементами індивідуального підходу до кожного конкретного автомобіля стало першочерговим завданням. Це неможливо без втілення в ТЕА сучасних інформаційних технологій, відповідних інформаційних програмних комплексів і нових підходів до управління ПАТ.

Слід зазначити [1, 2], що процеси управління в ПАТ і ТЕА здійснюються циклічно і носять відносно замкнутий характер [3]. Цикл управління починається зі збору інформації про стан керованого об'єкта (ПАТ, рухомого складу (РС), цех, ділянка і т.д.), потім отримана інформація аналізується і використовується для прийняття рішень.

Раніше в ПАТ інформаційні системи і технології використовувалися в основному для удосконалення документообігу. Так наприклад [1], в ПАТ з парком 100 автомобілів щомісяця оброблялося до 3 тисяч подорожніх листів, 700-800 заявок на запчастини, 250-300 листів обліку ТО і Р і інших документів, а документообіг тільки технічної служби ПАТ включав понад 120 документів.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Новим підходом для ПАТ в сфері технічного контролю стану автомобілів є створення інформаційних систем організаційно-функціональної підтримки процесів експлуатації РС, за

допомогою інформаційної інтеграції: по-перше, стадій життєвого циклу (ЖЦ) РС, по-друге систем його технічного контролю (контролю і діагностики стану РС) [4]. Крім того, у зв'язку з застосуванням на автомобілях вбудованої бортової діагностики, розвитку супутникових систем навігації і мобільного зв'язку, сучасних технологій з'явилася можливість здійснювати дистанційний моніторинг з оцінкою рівня технічного стану автомобіля, що цілком дозволяє реалізувати практично будь-які завдання по виявленню та прогнозуванню технічного стану автомобіля. Це в свою чергу дозволяє перейти до адаптивної системи ТО і Р автомобілів, ключовим моментом якої є розробка інформаційно-комунікаційних систем і бази прогнозних моделей, що забезпечують шляхом моніторингу дистанційне отримання необхідної поточної інформації від РС, її обробку і вироблення коригувальних впливів [5].

Метою роботи є перевірка роботи розроблених авторами інформаційних технологій організаційно-функціональної підтримки ТЕА.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Для контролю технічного стану і екологічної безпеки РС було використане раніше розроблено відповідне програмне забезпечення інформаційних програмних комплексів (ІПК) «Віртуальний механік «HADI-12» і «Service Fuel Eco «NTU-HADI-12» [6, 7, 8, 9]. Експериментальне дослідження ІПК проведено на основі розробленого віртуального підприємства з експлуатації автомобільного транспорту «ХНАДУ ТЕСА» [7], що забезпечило формування систем *глобального моніторингу* для отримання технічної інформації про окремі автомобілі, дослідження діагностичних параметрів і визначення працездатності автомобілів при їх експлуатації в умовах інформаційних можливостей інтелектуальних транспортних систем (ІТС).

В теорії ТЕА ключовим параметром, що визначає групу умов експлуатації РС, при корегування періодичності ТО і Р, є його середньотехнічна швидкість, на яку впливають умови експлуатації [8]. При корегуванні періодичності ТО і Р додаткові данні отримуємо за допомогою ІПК «Віртуальний механік «HADI-12» при моніторингу експлуатації автобусів 5 класу малого підприємства автомобільного транспорту (МПАТ) в місті з населенням близько 100 тис. чоловік. Використовуючи початкову інформацію таблиці 1 і функціональні можливості ІПК виконуємо технологічний розрахунок інженерно технічної служби (ІТС) МПАТ.

Для розрахунку корегування періодичності ТО і Р і параметрів ефективності функціонування ІТС МПАТ використовується ІПК «Віртуальний механік «HADI - 12»» [6]. При визначенні в автоматичному режимі необхідних параметрів використовуємо початкову інформацію про РС і МПАТ, що наведено у таблиці 1.

Таблиця 1 – Вихідні дані

№ п/п	Найменування параметра та його розмірність	Індекс	Величина
1	Модель РС	Автобус 5 класу	-
2	Пробіг середньодобовий, км	$L_{сд}$	217,8
3	Пробіг до ТО-1, тис. км	L_1	5
4	Пробіг до ТО-2, тис. км	L_2	20
5	Пробіг до КР, тис. км	L_K	360
6	Трудомісткість нормативна впливів ТО-1, люд.год.	T_1	5,8
7	Трудомісткість нормативна впливів ТО-2, люд.год.	T_2	24
8	Трудомісткість питома нормативна ПР, люд.год./ тис. км	$T_{ПР}^1$	6,5
9	Швидкість експлуатації середня технічна, км/год	V_T	34,68
10	Тривалість робочої зміни виробничих зон ТО-1, ТО-2, ПР, год.	t	8
11	Частка робіт ПР, які проводяться при ТО-1	K_1	0,3
12	Частка робіт ПР, які проводяться при ТО-2	K_2	0,5
13	Частка робіт ПР постових	$K_{ПР}$	0,4
14	Кількість робітників на одному посту при виконанні ТО-1, люд.	$P_{ТО-1}$	1
15	Кількість робітників на одному посту при виконанні ПР у зоні ТО-1, люд.	$P_{ПР-1}$	1
16	Кількість робітників на одному посту при виконанні ТО-2, люд.	$P_{ТО-2}$	1
17	Кількість робітників на одному посту при виконанні ПР у зоні ТО-2, люд.	$P_{ПР-2}$	1
18	Кількість робітників на одному посту при виконанні робіт ПР, люд.	$P_{ПР}$	1
19	Кількість змін роботи зони ТО-1, ТО-2 та ПР	z	1
20	Вартість простою РС на день, грн.	C_A	523,20
21	Вартість простою ІТС на день, грн.	$C_{ІТС}$	760,66

Початковою точкою розрахунку є коригування вихідної інформації і формування нормативів системи ТЕА для конкретних одиниць РС та ІТС МПАТ в цілому визначається залежностями 1-20 - періодичність технічних впливів ТО-1 і ТО-2 з урахуванням коефіцієнтів в документі [10] і кратності пробігу середньодобового

$$L_{\text{ТО-1}} = \frac{L_1 \cdot K_{\text{IL}} \cdot K_{3L}}{L_{\text{CD}}} \cdot L_{\text{CD}} \quad (1)$$

$$L_{\text{ТО-2}} = \frac{L_2 \cdot K_{\text{IL}} \cdot K_{3L}}{L_{\text{ТО-1}}} \cdot L_{\text{ТО-1}} \quad (2)$$

- трудомісткість впливів ТО-1 і ТО-2

$$T_{\text{ТО-1}} = T_1 \cdot K_{2T} \cdot K_5 \quad (3)$$

$$T_{\text{ТО-2}} = T_2 \cdot K_{2T} \cdot K_5 \quad (4)$$

- трудомісткість робіт ПР питома

$$T_{\text{ПР}} = T_{\text{ПР}}^1 \cdot K_{1T} \cdot K_{2T} \cdot K_{3T} \cdot K_4 \cdot K_5 \quad (5)$$

- трудомісткість ПР, супутніх ТО-1 і ТО-2

$$T_{\text{ПР-1}} = T_{\text{ПР}} \cdot K_{\text{ПР}} \cdot K_{\text{д}} \cdot K_1 \cdot L_{\text{ТО-1}} \quad (6)$$

$$T_{\text{ПР-2}} = T_{\text{ПР}} \cdot K_{\text{ПР}} \cdot K_{\text{д}} \cdot K_2 \cdot L_{\text{ТО-2}} \quad (7)$$

Далі здійснюється розрахунок інтенсивності появи заявок на ТО і Р від парку РС (підсумки розрахунку наведені в табл. 2).

Таблиця .2 – Заявки на ТО і Р від одиниці парку РС

Індекс технічного впливу	Кількість заявок за цикл від одиниці РС, N_i (3.14) ... (3.20)	Добова інтенсивність формування заявок, $N_{\text{доб}}$ $i = \lambda_i$, дн^{-1} (3.22)
1	2	3
ТО-1	44	0,1205
ТО-2	13	0,0356
ПР-1	16	0,0438
ПР-2	4	0,0110
ПР-В	21	0,0575
Всього	98	0,2684

Інтенсивність формування заявок, наприклад, ТО-1 від одиниці РС визначається наступним чином

$$\lambda_{\text{ТО-1}} = \frac{N_{\text{ТО-1}}}{N_{\Sigma}} \quad (8)$$

Напрацювання одиниці РС на випадкові ПР, тобто ремонти, що виникають між впливами ТО

$$L_{\text{В}} = \frac{L_{\text{CD}} (A_{\text{C}} - \lambda_{\text{ТО-2}} - \lambda_{\text{ПР-2}} - \lambda_{\text{ПР-В}})}{\lambda_{\text{ПР-В}}} \quad (9)$$

Трудомісткість випадкових ПР складає

$$T_{BP} = T_{IP} \cdot K_d \cdot (1 - K_1 - K_2) \cdot L_B \quad (10)$$

Інтенсивність проведення одного технічного впливу на посту ІТС визначається залежністю (11) де, наприклад, для ТО-1 інтенсивність впливу дорівнює:

$$\mu_{TO-1} = \frac{P_{TO-1} \cdot 3 \cdot t_3}{T_{TO-1}} \quad (11)$$

В таблиці 3 наведені результати розрахунків пропускної здатності підрозділів ІТС. Кількість постів в підрозділах ІТС визначається виходячи з нормуючої умови, відповідно до якої, кількість постів в підрозділі, наприклад, ТО-1 підприємства дорівнює

$$0,2 \leq X_{TO-1} \cdot \frac{\lambda_{TO-1}}{\mu_{TO-1}} \leq 1 \quad (12)$$

Пропускна здатність зони ТО-1 з урахуванням кількості постів складає

$$\mu_{STO-1} = \mu_{TO-1} \cdot X_{TO-1} \quad (13)$$

Таблиця 3 – Параметри організації підрозділів ІТС

Індекс підрозділу ІТС	Пропускна здатність посту ІТС (μ_i), дн ⁻¹ .	X >	X <	X	Пропускна здатність підрозділу ІТС (μ_{si}), дн ⁻¹ .
ТО-1	1,20	0,30	1,10	1	1,20
ТО-2	0,29	0,32	1,12	1	0,29
ПР-1	1,62	0,23	1,03	1	1,62
ПР-2	0,24	0,25	1,05	1	0,24
ПР-В	0,51	0,31	1,11	1	0,51

Точка насичення підрозділів ІТС і (для підрозділу ТО-1) складає:

$$N_{TO-1}^* = 1 + \frac{\mu_{STO-1}}{\mu_{TO-1}} \quad (14)$$

Тривалість простою РС в підрозділах ІТС, наприклад, в підрозділі ТО-1 при $N < N_i^* = 5 < 11$ розраховується наступним чином. Результати розрахунків по підрозділам ІТС наведені в таблиці 4.

$$t_{TO-1} = \frac{1}{\mu_{STO-1} \cdot \left(1 - (N-1) \left(\frac{\mu_{TO-1}}{\mu_{STO-1}} \right) \right)} \quad (15)$$

Таблиця 4 – Параметри якості організації підрозділів ІТС

Індекс підрозділу ІТС	Точка насичення підрозділів ІТС (N_i^*), од.	Завантаження підрозділів ІТС (ρ_i)	Тривалість простою РС в підрозділах ІТС (t_i), дн.
ТО-1	11	0,10	0,93
ТО-2	9	0,12	3,93
ПР-1	38	0,03	0,63
ПР-2	23	0,05	4,31
ПР-В	10	0,11	2,19

Мінімальна продуктивність ІТС, яку необхідно розвинути колективу основного виробництва для гарантованого забезпечення заданого (в даному випадку розрахункового) значення тривалості простою РС в підрозділі ПР, дорівнює

$$\Pi \geq \sum_{i=1}^m \lambda_i \cdot T_i + \frac{\sum_{i=1}^m \lambda_i \cdot T_i^2}{\sum_{i=1}^m \lambda_i \cdot T_i \cdot t_i} \quad (16)$$

Нормативний коефіцієнт готовності за вихідними даними визначається

$$K_{\Gamma} = \overline{t_{\text{РОБ}}} / (\overline{t_{\text{РОБ}}} + \overline{t_{\text{ІТС}}}) \quad (17)$$

де $\overline{t_{\text{РОБ}}}$ – середній час безвідмовної роботи РС, дн;

$$\overline{t_{\text{РОБ}}} = L_B / L_{\text{СД}} \quad (18)$$

де $L_{\text{СД}}$ – пробіг одиниці РС середньодобовий, тис. км (табл. 1),

L_B – напрацювання на відмову, тис.км,

T_c – час простою РС при усуненні відмов, дн (табл. 4).

Продуктивність колективу ІТС, яка забезпечує задані обмеження $t^* = 0,2$ дн. на тривалість простою РС в підрозділі ТО-1 визначається

$$\Pi_{\text{ТО-1}}^{\text{ОРГ}} = \frac{\sum_{i=1}^m \lambda_i \cdot T_i}{2} + \frac{T_i}{2 \cdot t_i^*} + \sqrt{\left(\frac{\sum_{i=1}^m \lambda_i \cdot T_i}{2} + \frac{T_i}{2 \cdot t_i^*} \right)^2 + \frac{\sum_{i=1}^m \lambda_i \cdot T_i^2}{t_i^*}} \quad (19)$$

Значення продуктивності ІТС при спектрі заданих обмежень (t^*) на час простою РС в різних підрозділах ІТС представлені в таблиці 5.

В таблиці 6. наведені значення продуктивності колективу ІТС при введенні спектру обмежень на простій ІТС. Значення продуктивності ІТС при заданій імовірності простою $P_i^* = 0,2$ складає

$$\Pi(0,2) \leq \frac{\sum_{i=1}^m \lambda_i \cdot T_i}{1 - P_i^*} \quad (20)$$

Таблиця 5 – Значення продуктивності ІТС при заданих обмеженнях на час простою РС

Параметри продуктивності	Значення часу t_i^* поточні, дн.						Час t_i^* згідно з розрахунком
	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,2	
$\Pi(t_{TO-1}^*)$, люд.год/дн	43,44	25,71	19,46	16,18	14,13	12,71	14,79
$\Pi(t_{TO-2}^*)$, люд.год/дн	143,33	74,26	51,19	39,63	32,68	28,02	11,58
$\Pi(t_{PP-1}^*)$, люд.год/дн	36,16	22,27	17,23	14,54	12,83	11,63	16,66
$\Pi(t_{PP-2}^*)$, люд.год/дн	169,59	87,25	59,77	46,02	37,75	32,22	12,04
$\Pi(t_{BP}^*)$, люд.год/дн	84,57	45,43	32,26	25,61	21,57	18,85	12,53

Таблиця 6 – Значення продуктивності ІТС при заданій імовірності її простою

Параметри продуктивності	Значення P_i^*				
	0,2	0,4	0,6	0,8	1
$\Pi(P_i^*)$, люд.год/дн	4,07	5,43	8,15	16,30	∞

В таблиці 7 наведені значення часу виконання робіт ТО і Р при різних значеннях продуктивності колективу ІТС, а в таблиці 8 відповідна ймовірність простою ІТС.

Таблиця 7 – Час простою РС при заданій продуктивності ІТС

Продуктивність ІТС, люд.год/дн	Час простою РС, дн.				
	ТО -1	ТО-2	PP-1	PP-2	PP-B
1	2	3	4	5	6
5	10,65	22,68	9,66	25,73	15,76
10	1,87	4,98	1,61	5,76	3,19
15	0,91	2,69	0,76	3,14	1,66
20	0,58	1,83	0,47	2,14	1,11
25	0,42	1,38	0,34	1,62	0,82
30	0,32	1,11	0,26	1,30	0,66
35	0,26	0,92	0,21	1,09	0,54
40	0,22	0,79	0,17	0,94	0,46
45	0,19	0,69	0,15	0,82	0,40

50	0,17	0,62	0,13	0,73	0,36
60	0,13	0,50	0,10	0,60	0,29
70	0,11	0,43	0,09	0,51	0,25
80	0,10	0,37	0,07	0,44	0,21
90	0,08	0,33	0,06	0,39	0,19
100	0,08	0,29	0,06	0,35	0,17
125	0,06	0,23	0,04	0,27	0,13
150	0,05	0,19	0,04	0,23	0,11
175	0,04	0,16	0,03	0,19	0,09
200	0,04	0,14	0,03	0,17	0,08
225	0,03	0,13	0,02	0,15	0,07
250	0,03	0,11	0,02	0,13	0,06

Таблиця 8 –Ймовірність простою ІТС при її заданій продуктивності

Продуктивність ІТС, люд.год/дн	Ймовірність простою ІТС
1	2
5	0,3481
10	0,6741
15	0,837
20	0,837
25	0,8696
30	0,8914
35	0,9069
40	0,9185
45	0,9276
50	0,9348
60	0,9457
70	0,9534
80	0,9593
90	0,9638
100	0,9674
125	0,9739
150	0,9783
175	0,9814
200	0,9837
225	0,9855
250	0,987

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Розрахунок екологічних показників здійснюється згідно алгоритму ПК «Service Fuel Eco «NTU-HADI - 12»» [9], який має повний набір функціональних можливостей ПК «Віртуальний механік «HADI-12»» [6]. При визначенні в автоматичному режимі витрат пального, мастильних матеріалів, викидів, відходів, використовуються кількісні показники, які наведено в таблицях 9 - 12 [9, 11, 12]. Математичні залежності для розрахунку екологічних показників наведено нижче.

Масові викиди шкідливих речовин (ШР), розраховуються за формулою, т:

$$M_i = \sum_{m=1}^m g_{icj} G_j K_{Tikj} k_j, \quad (21)$$

де g_{icj} - середній питомий викид i - і ШР з одиниці маси j - го виду пального, кг/т;

G_j - витрата j - го пального автомобілем за певний період, т;

T_{ikj} - коефіцієнт, що враховує вплив технічного стану автомобіля k -го типу, що споживає j - й вид пального, на величину питомих викидів;

k_j - коефіцієнт приведення автомобіля до екологічного класу.

Таблиця 9 – Витрата мастильних матеріалів в ПК «Service Fuel Eco «NTU-HADI - 12»»

Категорія автомобільного транспортного засобу	Витрата мастильних матеріалів, л/100 л (л/100 м ³ , СПГ) (по відношенню до витрати пального)			
	Моторна олива	Трансмісійна олива	Спеціальні оливи	Пластичні мастила
M_1	0,5...1,8	0,02...0,15	0,01...0,05	0,05...0,1
M_2	0,5...1,8	0,02...0,15	0,01...0,05	0,05...0,1
M_3	1,5...2,8	0,1...0,4	0,05...0,1	0,1...0,3
N_1	0,5...1,8	0,02...0,15	0,01...0,05	0,05...0,1
N_2	1,5...2,8	0,1...0,4	0,05...0,1	0,1...0,3
N_3	1,5...2,8	0,1...0,4	0,05...0,1	0,1...0,3

Значення коригуючого коефіцієнта T_{ikj} вибирають залежно від: шкідливої речовини (i), викид якої розраховується; типу автомобіля (k) і виду споживаного пального (j), використовуючи дані табл. 10.

Середні питомі викиди g_{icj} , вибирають з табл. 11. Значення середніх питомих викидів ШР наведено для випадку, коли автомобіль не має систем нейтралізації відпрацьованих газів (ЄВРО-0). Для екологічних класів ЄВРО-1 – ЄВРО-5 використовуються коефіцієнти приведення k_j до норм ЄВРО (табл. 12).

Відходами на МПАТ є акумуляторні батареї, шини, фільтри [2, 12, 13]. Кількість відпрацьованих акумуляторних батарей визначаються, виходячи з кількості встановлених на автомобіль акумуляторів (за даними МПАТ), термінів їх експлуатації і ваги, од./ рік:

$$N = \sum_{m=1}^m N_{авт.і} \cdot n_i / T_i, \quad (22)$$

де $N_{авт.і}$ - кількість автомобілів, що забезпечена акумуляторами i – го типу, од;

n_i - кількість акумуляторів на автомобілі, од.;

T_i - експлуатаційний термін служби акумулятора i - і марки, рік.

Таблиця 10 – Значення коефіцієнтів T_{ikj} у ПК «Service Fuel Eco «NTU-HADI – 12»»

Категорія автомобільного транспортного засобу	Значення коефіцієнта T_{ikj} для різних ШР			
	CO_x	C_mH_n	NO_x	PM
M_1	1,5	1,5	0,9	-
M_2	1,7	1,8	0,9	-
M_3	1,5	1,4	0,95	1,8
N_1	1,7	1,8	0,9	-
N_2	1,7	1,8	0,9	-
N_3	1,5	1,4	0,95	1,8

Таблиця 11 – Значення середніх питомих викидів ШР з одиниці Споживаного пального в ПК «Service Fuel Eco «NTU-HADI – 12»»

Вид пального	Питомі викиди ШР кг/т пального			
	g_{CO}	g_{CH}	g_{NOx}	g_{PM}
Бензин	196,5	37,0	21,8	-
Зріджений нафтовий газ	196,5	37,0	21,8	-
Дизельне пальне	36,0	6,2	31,5	3,85
Стиснений природний газ	87,5	22,4	27,6	-

Таблиця 12 – Коефіцієнти приведення до норм Євро k_j

Шкідливі речовини	Екологічні класи автомобілів					
	ЄВРО -0	ЄВРО -1	ЄВРО -2	ЄВРО -3	ЄВРО -4	ЄВРО -5
CO_x	1	0,4	0,32	0,17	0,12	0,12
NO_x	1	0,55	0,49	0,34	0,24	0,13
C_nH_m	1	0,46	0,46	0,28	0,2	0,2
PM	1	0,51	0,21	0,14	0,03	0,03

Вага відпрацьованих акумуляторів дорівнює, т / рік:

$$M = \sum_{m=1}^m N_i \cdot m_i \cdot 10^{-3}, \quad (23)$$

де N_i - кількість відпрацьованих акумуляторів i - марки, од. / рік;
 m_i - вага акумуляторної батареї i - го типу з електролітом, кг.

Вага відпрацьованих шин з металевим кордом і з тканинним кордом визначається за формулою, т/ рік:

$$M = \sum_{m=1}^m (L_i \cdot m_i \cdot N_i \cdot n_i) / (L_{ni} \cdot 10^{-3}), \quad (24)$$

де N_i - кількість автомобілів i -тої марки, од.;
 n_i - кількість шин, встановлених на автомобіль i -тої марки, од.;

m_i - вага однієї зношеної шини даного типу, кг;

L_i - середній річний пробіг автомобілів i -тої марки, тис.км / рік;

L_{ni} - норма пробігу автомобілів i -тої марки до заміни шин, тис.км.

Вага відпрацьованих фільтрів, що утворилися при експлуатації автомобілів, визначається за формулою, т/ рік:

$$M = \sum_{m=1}^m (L_i \cdot m_i \cdot N_i \cdot n_i) / (L_{ni} \cdot 10^{-3}), \quad (25)$$

де N_i - кількість автомобілів i -тої марки, од.;

n_i - кількість фільтрів, встановлених на автомобілях i -тої марки, од.;

m_i - вага одного фільтру на автомобілях i -тої марки, кг;

L_i - середній річний пробіг автомобілів i -тої марки, тис.км / рік;

L_{ni} - норма пробігу автомобілів i -тої марки до заміни фільтрів, тис.км.

ВИСНОВОК

На прикладі реального малого підприємства автомобільного транспорту показано реалізацію функціональних можливостей інформаційних програмних комплексів «Віртуальний механік «HADI - 12» і «Service Fuel Eco «NTU-HADI - 12» у складі інтелектуальної транспортної системи «ХНАДУ ТЕСА», яка в свою чергу інтегрована в ITS.

Підтверджено, що при використанні в автоматичному режимі розроблених інформаційних програмних комплексів можливо визначати корегування періодичності ТО і Р і параметрів ефективності функціонування інженерно-технічної служби малого підприємства автомобільного транспорту, а також здійснювати оцінку екологічних показників його роботи.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Аринин И.Н. Техническая эксплуатация автомобилей / И.Н. Аринин, С.И. Коновалов, Ю.В. Баженов. – Изд. 2-е. – Ростов н/Д: Феникс, 2007. – 314 с
2. Техническая эксплуатация автомобилей: учебник для вузов / Под ред. Г.В. Крамаренко. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1983. – 488 с.
3. Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов / Е.С. Кузнецов, А.П. Болдин, В.М. Власов и др. – 4-е изд., перераб. и дополн. – М.: Наука, 2001. – 535 с.
4. Моніторинг технічного стану автомобіля в життєвому циклі: підручник / В.П. Волков, В.П. Матейчик, І.В. Грицук та ін.; за заг. ред. В.П. Волкова. – Харків : ХНАДУ, 2017. – 300 с.
5. Волков В.П. Інформаційні системи моніторингу технічного стану автомобілів / В.П. Волков, І.В. Грицук, Ю.В. Волков [та інш.]; – Харків: ФОП Панов, 2018. – 299 с.
6. Волков В.П. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и процессы интеллектуальных транспортных систем / Волков В.П., Матейчик В.П., Никонов О.Я. и др. – Донецк: Изд-во «Ноулидж» (Донецкое отделение). 2013. – 400 с.
7. Волков В.П. Особенности транспортно-информационной системы мониторинга «ХНАДУ ТЭСА» / В.П. Волков, П.Б. Комов, О.Б. Комов, І.В. Грицук // Автомобіль і електроніка. Сучасні технології. Електронне наукове фахове видання (друкована версія) . – Харків: ХНАДУ, 2013- Випуск №4/2013. с. 106-110.
8. Говорущенко Н.Я. Техническая эксплуатация автомобилей / Говорущенко Н.Я. – Х.: Вища школа, 1984. – 312 с.
9. Літературний письмовий твір наукового характеру «Технічний регламент програмного продукту «Service Fuel Eco «NTU-HADI - 12»» при реєстрації в ньому нового транспортного засобу» / Грицук О.К., Гутаревич Ю.Ф., Матейчик В.П., Волков В.П., Комов П.Б., Комов О.Б., Грицук І.В., Македонська Л.О., Краснокутська З.І., Коломієць С.В., Комов А.П., Комов Є.О. // Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 48063 от 26.02.2013. Заявка НТУ від 26.12.2012 №48279.
10. Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту. – К.: Міністерство транспорту України, 1998. – 16 с.
11. Матейчик В.П. Методи оцінювання та способи підвищення екологічної безпеки дорожніх транспортних засобів. Монографія / В.П. Матейчик - Київ: НТУ, 2006. – 216 с.
12. Норми витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті. - К.: Мінтранс України, 1998. - 85 с..
13. Гутаревич Ю.Ф. Екологія автомобільного транспорту: навч. посібник / Гутаревич Ю.Ф.,

REFERENCES

1. Arinin I.N., Konovalov S.I., Bazhenov Yu.V. (2007) *Tekhnicheskaya ekspluatatsiya avtomobiley*, Rostov n/D: Feniks
2. Editor Kramarenko G.V. (1983) *Tekhnicheskaya ekspluatatsiya avtomobiley: uchebnik dlya vuzov*, Moscow: Transport
3. Kuznetsov E.S., Boldin A.P., Vlasov V.M. i dr. (2001) *Tekhnicheskaya ekspluatatsiya avtomobiley: Uchebnik dlya vuzov*, Moscow: Nauka
4. Volkov V.P., Mateychik V.P., Gritsuk I.V. ta in.; Editor V.P. Volkov (2017) *Monitorynh tekhnichnoho stanu avtomobilia v zhyttievomu tsykli: pidruchnyk*, Harkiv : HNADU
5. Volkov V.P. Gritsuk I.V., Yu.V. Volkov (2018) *Informatsiyini sistemi monitoringu tehničnogo stanu avtomobiliv*, Harkiv: FOP Panov
6. Volkov V.P., Mateychik V.P., Nikonov O.Ya. i dr. (2013) *Integratsiya tehničeskoy ekspluatatsii avtomobiley v strukturyi i protsessy intel'ektualnykh transportnykh system*, Donetsk: Izd-vo «Noulidzh» (Donetskoe otdelenie)
7. Volkov V.P., Komov P.B., Komov O.B., Gritsuk I.V. (2013) Osobennosti transportno-informatsionnoy sistemy monitoringa «HNADU TESA» *Avtomobil i elektronika. Suchasni tehnologiyi. Elektronne naukovе fahove vidannya (drukovana versiya) #4/2013*, 106-110.
8. Govoruschenko N.Ya. (1984) *Tekhnicheskaya ekspluatatsiya avtomobiley*, Kharkiv: Vischa shkola
9. Grischuk O.K., Gutarevich Yu.F., Mateychik V.P., Volkov V.P., Komov P.B., Komov O.B., Gritsuk I.V., Makedonska L.O., Krasnokutska Z.I., Kolomiets S.V., Komov A.P., Komov E.O. (2013) *Literaturniy pismoviy tvir naukovogo harakteru «Tehnichnyi reglament programnogo produktu «Service Fuel Eco «NTU-HADI - 12»» pri reEstratsiyi v nomu novogo transportnogo zasobu»* SvIdotstvo pro reEstratsiyu avtorskogo prava na tvir # 48063 ot 26.02.2013. Zayavka NTU vId 26.12.2012 #48279.
10. Polozhennya pro tehnichne obslugovuvannya i remont dorozhnih transportnih zasobiv avtomobilnogo transportu (1998) K Kyiv: Ministerstvo transportu Ukrayiny.
11. Mateychik V.P. (2006) Metodi otsinyuvannya ta sposobi pidvischennya ekologichnoyi bezpeki dorozhnih transportnih zasobiv. Monografiya. Kiyiv: NTU.
12. Normi vitrat paliva i mastilnih materialiv na avtomobilnomu transporti (1998) Kiyiv: Mintrans Ukrayiny.
13. Hutarevych Yu.F., Zerkalov D.V., Hovorun A.H., Korpach A.O., Merzhyievska L.P. (2002) *Ekolohiia avtomobilnoho transportu: navch. posibnyk*. Kyiv: Osнова.

V. Volkov, I. Gritsuk, V. Onyshchuk, T. Volkova. Implementation of information technology in the technical operation of cars. An aim hired is verification of functioning of information technologies of organizationally-functional support of technical exploitation of cars, that is worked out by authors. Some results of experimental researches of functional possibilities of informative programmatic complexes are in-process presented the "Virtual mechanic of "HADI-12" and "Service Fuel Eco "NTU - HADI - 12" at the decision of tasks of technical exploitation of cars. Verification of models that allow in the automatic mode to determine the basic parameters of technological calculation and ecological safety during exploitation of cars in the small enterprise of motor transport is executed. A qualificatory parameter that allows to correct periodicity maintenance and repair of cars is accept his middle technical speed that is got by means of an intellectual transport system "HNADU TESA".

It is confirmed that when using the developed information software complexes in automatic mode it is possible to determine the adjustment of periodicity of maintenance and repair and parameters of efficiency of engineering and technical service of small enterprise of motor transport, and also to estimate ecological indicators of its work.

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, ORCID 0000-0003-2202-3441.

ГРИЦУК Ігор Валерійович, доктор технічних наук, професор, професор кафедри експлуатації суднових енергетичних систем, Херсонська державна морська академія, e-mail: gritsuk_iv@ukr.net, ORCID 0000-0001-7065-6820.

ВОЛКОВА Тетяна Вікторівна, кандидат технічних наук, доцент кафедри транспортних технологій, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: wolf949@ukr.net, ORCID 0000-0001-8546-4119.

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

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

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

Tetiana VOLKOVA, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor at the Department of Transport Technologies, Kharkiv National Automobile and Highway University, e-mail: wolf949@ukr.net

Vasyl ONYSHCHUK, PhD in Engineering, associate professor 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>

DOI 10.36910/automash.v1i14.347

Гандзюк Д.М., Гандзюк М.О.
Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

ВИЗНАЧЕННЯ БІЧНИХ СИЛ, ЩО ВИНИКАЮТЬ ПРИ РУСІ МОДУЛЬНОГО ТРИЛАНКОВОГО ПРИЧІПНОГО АВТОПОЇЗДА У СКЛАДІ «АВТОМОБІЛЬ-ТЯГАЧ – ДВОВІСНИЙ ПІДКАТНИЙ ВІЗОК – ТРИВІСНИЙ НАПІВПРИЧІП»

Ефективним засобом скорочення чисельності транспортних засобів при збереженні обсягів вантажоперевезень є використання багатоланкових автопоїздів.

З огляду на зростання інтенсивності руху на сучасних автомагістралях, необхідно підвищити безпеку транспортних засобів для уникнення аварійних ситуацій, що несуть за собою погіршення здоров'я людей та значні матеріальні втрати при пошкодженні транспортних засобів та вантажів.

Зважаючи на це, поліпшення експлуатаційних властивостей автопоїздів у сучасних умовах руху є одним із пріоритетних завдань для забезпечення високого рівня безпеки їх експлуатації з максимальною ефективністю використання.

Вирішення цих проблем неможливе без розробки математичної моделі руху модульного триланкового причіпного автопоїзда, у якій були б враховані основні кінематичні та геометричні співвідношення, кути встановлення осей, нормальні реакції опорної поверхні та бічні сили на колесах осей ланок з урахуванням їх перерозподілу по осях та бортах при гальмуванні автопоїзда у криволінійному та прямолінійному русі а також кути відведення коліс автомобіля-тягача, підкатного візка та напівпричепа.

Саме тому дана робота присвячена визначенню залежності між кутами відведення та бічними силами, що виникають при гальмуванні модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» у криволінійному та прямолінійному русі.

Ключові слова: автопоїзд; модульний триланковий причіпний автопоїзд; причіпна ланка; причіп; напівпричіп; підкатний візок; математична модель; експлуатаційні властивості; стійкість; нормальні реакції; бічні сили; бічне відведення; коефіцієнт опору; гальмівний режим.

ВСТУП

Для досягнення високих показників продуктивності використання автопоїздів при здійсненні вантажоперевезень необхідно створити умови для їх експлуатації з максимальною ефективністю, тобто із максимальним завантаженням та при русі на максимальних швидкостях. Для цього, в першу чергу, потрібно забезпечити дотримання даними транспортними засобами основних експлуатаційних властивостей, що визначають безпеку руху. Серед найбільш важливих техніко-експлуатаційних властивостей автопоїздів, що забезпечують безпеку їх руху, варто виокремити стійкість, зокрема у гальмівному режимі. Адже втрата стійкості часто приводить до створення дорожньо-транспортних пригод, що супроводжуються травмуванням та значними матеріальними втратами.

Характер руху автопоїзда принципово відрізняється від руху одиночного автомобіля. Відмінність можна пояснити наявністю додаткових зусиль, що виникають у шарнірних з'єднаннях ланок транспортного засобу, а також сил і моментів, які діють на його окремі ланки та рух транспортного засобу в цілому. Особливо помітним є їх вплив при гальмуванні автопоїзда, яке може супроводжуватися складанням ланок та втратою стійкості транспортного засобу. Це пояснюється тим, що у процесі гальмування на автомобіль діють сили та моменти в різних площинах та напрямках. Під їх впливом змінюється навантаження окремих коліс. Вплив бічних сил призводить до переважання коліс одного борту транспортного засобу, а також може спричинити відведення або ковзання його коліс. Тому правильний вибір математичної залежності між кутами відведення та бічними силами обумовлює відповідність між теоретичними викладками та даними, які отримуються під час експериментальних досліджень.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Погіршення стійкості автопоїзда може призвести до фатальних наслідків. Тому є необхідність дослідження впливу компоновальних та експлуатаційних факторів на стійкість триланкового автопоїзда у гальмівному режимі.

Проблемі стійкості руху автомобіля та автопоїзда присвячено багато робіт, оскільки вона є важливою характеристикою, яка визначає його поведінку під впливом зовнішніх факторів. Дослідженню стійкості транспортних засобів при гальмуванні присвячені роботи Чудакова Є.О., Певзнера Я.М., Ляпунова О.М., Фалькевича Б.С., Литвинова А.С., Косолапова Г.М., Хачатурова А.А., Антонова Д.А., Закіна Я.Х., Ревіна О.О., Малюгіна П.М., Соцкова Д.О., Хамова І.В., Ревіна С.О.,

Солнцева О.М., Сахна В.П., Полякова В.М., Подригала М.А., Волкова В.П. та інших науковців.

Детальний аналіз публікацій показує, що робіт, присвячених дослідженню експлуатаційних властивостей багатоланкових автопоїздів (насамперед, триланкових) порівняно не багато. Так, у роботах [2], [3], [4], [5] розглянуто рух триланкових автопоїздів різних компоновальних схем у різних режимах руху.

Дослідженню маневреності та стійкості руху автопоїздів компоувальної схеми «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» присвячені роботи [1], [6], [7].

Плоску математичну модель руху модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» розроблено у роботі [1].

У роботі [6] визначено основні кінематичні та геометричні співвідношення та розроблено рівняння для знаходження кутів відведення коліс осей ланок при русі модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» у гальмівному режимі.

У роботі [7] отримано рівняння та визначено нормальні реакції опорної поверхні на колесах осей ланок з урахуванням їх перерозподілу по осях та бортах при гальмуванні модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» у криволінійному та прямолінійному русі.

Для дослідження бічних сил, що виникають при русі автопоїзда у гальмівному режимі обрано компоувальну схему модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» як універсальну та перспективну (розроблену фірмами «Scania» та «Krone»).

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою дослідження є вибір математичної залежності між кутами відведення та бічними силами та визначення бічних реакцій на колесах осей ланок модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» у криволінійному та прямолінійному русі.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Найбільш впливовим фактором, що визначає маневреність і стійкість руху автопоїзда, є бічне відведення шин коліс окремих його ланок. Тому правильний вибір математичної залежності між кутами відведення та бічними силами обумовлює відповідність між даними теоретичних та експериментальних досліджень.

Спроби моделювання динаміки руху автомобіля і автопоїзда виявили необхідність побудови теорій, що описують природу кочення колеса.

Умовно всі існуючі теорії [8] можна розділити на три основні напрямки:

- засновані на рівняннях кінематичних зв'язків;
- деформаційні;
- ті, що ґрунтуються на гіпотезі нелінійного відведення.

Кожний напрямок має свої плюси і мінуси і немає підстав для надання переваги тій або іншій теорії.

Основними недоліками існуючих теорій є те, що вони [9]:

- ґрунтуються на відсутності елементарного ковзання в контактні колеса з опорною поверхнею;
- виходять із передумови малих кутів повороту колеса і кутів відведення;
- вважають, що кривизна середньої лінії шини в зоні контакту збігається з кривизною траєкторії руху колеса;

- використовують коефіцієнти і деякі характеристики руху шини, отримані для необертового колеса.

Описані теорії є лінійними, що не дає можливості відобразити все різноманіття нелінійних форм взаємозв'язків для колеса, що котиться по поверхні, яка є не абсолютно твердою.

До сих пір ще не розроблено прийнятної з усіх поглядів теорії, яка дозволила б виразити явище відведення аналітично й одночасно якісно описати фізичні процеси, що відбуваються при коченні колеса з відведенням.

Однак результати великого числа експериментів, проведених у різних країнах, дозволяють стверджувати:

- залежність між кутом відведення і бічною силою у загальному випадку нелінійна;
- при малих кутах відведення зміна відношення $\frac{Y}{\delta}$ порівняно невелика і може вважатися

постійною $\left(\frac{Y_{\delta}}{\delta} = k_y = const \right)$, а отже залежність $Y_{\delta} = f(\delta)$ - лінійною.

Відношення $\frac{Y_\delta}{\delta}$ одержало назву коефіцієнта опору відведення k_y .

Він залежить від великого числа чинників:

- розміри і конструкція колеса;
- тиск повітря в шині;
- величина сил, що діють на колеса;
- швидкість руху;
- тип і стан дорожнього покриття;
- форма траєкторії руху центру колеса (прямолінійна, криволінійна) і швидкість її зміни за часом або шляхом;
- характер додаткових сил, що діють на колеса, і швидкість зміни цих сил.

Теорія нелінійного відведення $Y = k_y \delta$ припускає використання залежності з урахуванням функції корекції нелінійного відведення. У цьому випадку залежність бічної сили від кута відведення набуває вигляду [10]:

$$Y = qk_{yoe} \delta, \quad (1)$$

де: q - загальна функція корекції, що описує всі нелінійні характеристики процесу відведення;

k_{yoe} - екстремальне значення коефіцієнта опору бічному відведенню в залежності від вертикального навантаження на колесо ($k_{yoe} = f(Z)$).

Величина коефіцієнта опору відведення залежить від методики його визначення.

Виконаними дотепер дослідженнями встановлено, що з використанням спрощеної математичної моделі автомобіля і нелінійної теорії відведення отримані результати ближчі до експериментальних, ніж при застосуванні складної математичної моделі автомобіля з істотно меншим числом допущень і лінійної теорії відведення.

Саме тому стали використовувати нелінійні залежності і враховувати ковзання в контактні колеса з опорною поверхнею.

Находженню аналітичного вираження залежності $Y = f(\delta)$, що найповніше відображає явище відведення, присвячено велику кількість теоретичних і експериментальних досліджень.

Найбільше розповсюдження серед них отримали залежності І. Рокара і Д. А. Антонова.

Модель І. В. Рокара [9] була однією із перших моделей взаємодії між колесом та поверхнею дороги. У моделі Рокара, якщо крива залежності бічної реакції від кута бічного відведення $Y = f(\delta)$ при будь-якому значенні кута відведення $\delta > 0$ опукла, то даному випадку відповідають такі можливі аналітичні апроксимації

$$Y = k_0 \arctg(c\delta), \quad Y = k_0 th(c\delta), \quad Y = \frac{k\delta}{\sqrt{1 + \chi^2 \delta^2}}, \quad (2)$$

де k - коефіцієнт опору бічному відведенню;

c - коефіцієнт пропорційності;

δ - кут бічного відведення;

$\chi = k / Y'$, $Y' = \psi Z$, Y' - максимально можлива бічна сила;

ψ - коефіцієнт поперечного зчеплення між шиною та опорною поверхнею;

Z - вертикальне навантаження на колесо.

Прийнявши останню із апроксимацій (2), отримаємо рівняння для визначення бічних реакцій $Y_{\alpha\beta}$ на осях автопоїзда:

$$Y_{\alpha\beta} = \frac{k_{\alpha\beta} \delta_{\alpha\beta}}{\sqrt{1 + \chi_{\alpha\beta}^2 \delta_{\alpha\beta}^2}}, \quad \chi_{\alpha\beta} = \frac{k_{\alpha\beta}}{\psi Z_{\alpha\beta}}. \quad (3)$$

Для визначення показників стійкості руху автопоїзда в гальмівному режимі більш зручно є залежність, запропонована Д. А. Антоновим [10]. Вчений розробив теорію нелінійного відведення, в якій враховується вплив на опір відведенню коліс множини факторів, а також їх змінність в процесі руху колеса. Він запропонував визначати значення коефіцієнта опору бічному відведенню коліс як функцію деякої постійної величини цього коефіцієнта та низки перемінних коефіцієнтів.

$$Y = qk_{yoe}\delta, \quad (4)$$

де k_{yoe} - екстремальне значення коефіцієнта опору відведенню коліс k_{yo} (при $\delta=0$) в залежності від величини вертикального навантаження на колесо $k_{yo} = f(Z)$;

q - коефіцієнт корекції зв'язку між бічною силою і кутом відведення коліс (визначається добутком коригуючих коефіцієнтів):

$$q = q_N q_T q_\gamma q_\varphi q_k q_u q_{zpr} q_{zk} q_{nv}. \quad (5)$$

Коригуючі коефіцієнти враховують вплив таких факторів:

q_N - вертикального навантаження;

q_T - тягових та гальмівних зусиль на колесах;

q_γ - кута нахилу колеса до площини дороги при його вертикальному переміщенні;

q_φ - якості дорожнього покриття;

q_k - коливань колеса при його русі по нерівній поверхні;

q_u - тиску повітря у шині;

q_{zpr} - властивостей ґрунтової дороги;

q_{zk} - наявності у конструкції автомобіля задніх керованих коліс;

q_{nv} - неусталеного відведення коліс.

У процесі дослідження розглядаємо модульний триланковий причіпний автопоїзд у складі автомобіля-тягача Scania P230 CB 6x4 ENZ із знімним кузовом Wecon WB Jumbo 7,82, двовісного підкатного візка (причепи-візка) «Dolly» фірми «KRONE» та напівпричепи Kogel Cargo MAXX light.

Тягач обладнаний шинами розміром 315/80 R22,5; підкатний візок - 385/65 R22,5; напівпричіп - 385/65 R22,5.

Зважаючи на конструктивні особливості досліджуваного автопоїзда, та з огляду на те, що автомобільні поїзди в основному експлуатуються на дорогах з твердим покриттям, коефіцієнти q_γ , q_k , q_u , q_{zpr} , q_{zk} , q_{nv} можна прийняти рівними одиниці. Тоді отримаємо таку залежність для визначення бічних сил на колесах осей автопоїзда:

$$Y = qk_{yoe}\delta = q_N q_T q_\varphi k_{yoe}\delta. \quad (6)$$

Коефіцієнт q_N , відповідно до методики Д. А. Антонова [10] рекомендується визначати із співвідношення:

$$q_N = 1 - 0,6 \left(\frac{\Delta R_{Ze}}{R_{Ze}} \right)^2 + 0,4 \left(\frac{\Delta R_{Ze}}{R_{Ze}} \right)^3 - 0,1 \left(\frac{\Delta R_{Ze}}{R_{Ze}} \right) - 0,1 \left(\frac{\Delta R_{Ze}}{R_{Ze}} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{\Delta R_{Ze}}{R_{Ze}}, \quad (7)$$

де $\Delta R_{Ze} = R_Z - R_{Ze}$,

R_Z - нормальна реакція опорної поверхні на колеса автопоїзда;

R_{Ze} - нормальна реакція опорної поверхні, що відповідає екстремальному значенню коефіцієнта опору бічному відведенню коліс.

$$R_{Ze} = R_{Zном} - 0,0726 \left(\frac{HD}{B} \right)^2 \left(\frac{d}{B} \right)^2 \left(\frac{n_{uu} + 8}{n_{uu}} \right) H (D^2 - d^2)^2 \times \\ \times \left[3,75 R_{Zном} + 15 - 1000 \left(\frac{n_{uu}}{n_{uu} + 10} \right) DB^2 \sqrt{\frac{B}{H}} \right], \quad (8)$$

де $R_{Zном}$ - нормальна реакція опорної поверхні, що відповідає номінальному тиску повітря в шині за каталогом фірми-виробника, Н;

H - висота профілю шини, м;

B - ширина профілю шини, м;

n_{uu} - кількість шарів корду шини;

D, d - зовнішній і внутрішній діаметри шини, м.

Коефіцієнт q_T визначають залежно від значення коефіцієнта використання сили зчеплення k_s .

Якщо $k_s \leq 0,5$, то q_T рекомендується визначати із залежності:

$$q_T = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{R_x}{\phi R_z} \right)^2}}{1 + 0,375 \frac{R_x}{R_z}}, \quad (9)$$

де R_x - гальмівне (тягове) зусилля на колесах осей автопоїзда.

При значенні $k_s > 0,5$, коефіцієнт q_T рекомендується визначати із залежності:

$$q_T = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{R_x}{\phi R_z} \right)^2}}{1 + 3 \left(1 - \left| \frac{R_x}{\phi R_z} \right| \right) \left(0,08 + 0,17 \frac{R_z}{R_{zn}} \right) \left(1 - \frac{R_y}{R_{ym}} \right) \frac{R_x}{R_z}} + \frac{4\phi R_z}{k_{yoe}} \left(0,5 + \frac{R_x}{\phi R_z} \right), \quad (10)$$

де R_{zn} - номінальне нормальне навантаження на шину;

R_{ym} - максимальна бічна сила по зчепленню колеса.

$$R_{ym} = \sqrt{(\phi R_z)^2 - R_x^2}. \quad (11)$$

$R_x / R_z = \gamma$ - питома гальмівне зусилля на колесах автопоїзда.

Коефіцієнт q_ϕ визначають із залежності:

$$q_\phi = \frac{\arctg \left[\frac{q_N k_{yoe} \pi}{2\phi R_z} (\delta - 0,026) \right]}{\frac{q_N k_{yoe} \pi}{2\phi R_z} (\delta - 0,026)}, \quad (12)$$

де ϕ - коефіцієнт зчеплення колеса з опорною поверхнею;

δ - кут бічного відведення колеса автопоїзда;

k_{yoe} - екстремальний коефіцієнт опору бічному відведенню.

$$k_{yoe} = 1000 \left(\frac{n_{uu}}{n_{uu} + 10} \right) DB^2 \sqrt{\frac{B}{H}} + \frac{6,2}{d^3 (n_{uu} + 8)} \left[\frac{DHB}{(D^2 - d^2)d} \right] p_{uu}, \quad (13)$$

де H - висота профілю шини;

- B - ширина профілю шини;
- $n_{ш}$ - кількість шарів корду шини;
- D, d - зовнішній і внутрішній діаметри шини;
- $p_{ш}$ - тиск повітря в шині.

Використовуючи масові та геометричні параметри досліджуваного автопоїзда визначаємо:

- на основі рівняння (7) зміну коефіцієнта корекції впливу вертикального навантаження на коефіцієнт опору бічному відведенню шин q_N від нормальних реакцій опорної поверхні на колесах осей автопоїзда R_Z . Зважаючи на конструктивні особливості підкатного візка та напівпричепа, нормальні реакції опорної поверхні на їх осях прийнято однаковими;

- на основі рівняння (9) залежність коефіцієнта корекції впливу гальмівних зусиль на коефіцієнт опору бічному відведенню шин q_T від питомого гальмівного зусилля γ та від коефіцієнта зчеплення коліс з опорною поверхнею φ ;

- на основі рівняння (13) залежність екстремального коефіцієнта опору бічному відведенню шин k_{yoe} від тиску повітря $p_{ш}$ в шинах автомобіля-тягача, підкатного візка та напівпричепа.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Серед найбільш важливих техніко-експлуатаційних властивостей автопоїздів, що забезпечують безпеку їх руху, варто виокремити стійкість, зокрема у гальмівному режимі. Адже втрата стійкості часто приводить до створення дорожньо-транспортних пригод. Саме тому визначення залежності між кутами відведення та бічними силами, що виникають при гальмуванні модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» у криволінійному та прямолінійному русі обумовлює відповідність між теоретичними викладками та даними, які отримуються під час експериментальних досліджень.

ВИСНОВОК

У роботі вибрано математичні залежності для визначення коефіцієнта опору бічному відведенню шин та бічних реакцій на колесах осей ланок модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» у криволінійному та прямолінійному русі.

На основі проведених досліджень можна стверджувати, що:

- при зростанні нормальних реакцій в контактні колеса з опорною поверхнею R_Z коефіцієнт корекції впливу вертикального навантаження на коефіцієнт опору бічному відведенню шин q_N , а, відповідно, і коефіцієнт k_{yoe} опору бічному відведенню шин, спочатку зростає та досягає максимального значення, а потім починає зменшуватися.

- питома гальмівна сила γ чинить значний вплив на коефіцієнт k_{yoe} опору бічному відведенню шин. При зростанні питомого гальмівного зусилля γ до 1 значення коефіцієнта корекції впливу гальмівних зусиль на коефіцієнт опору бічному відведенню шин q_T зменшується до 0. Тому при дослідженні показників стійкості руху автопоїзда в гальмівному режимі необхідно приймати до уваги значення коефіцієнта корекції впливу гальмівних зусиль на коефіцієнт опору бічному відведенню шин q_T , що враховує наявні гальмівні зусилля.

- при зростанні коефіцієнта зчеплення коліс з опорною поверхнею φ , коефіцієнт корекції впливу гальмівних зусиль на коефіцієнт опору бічному відведенню шин q_T також зростає.

- екстремальний коефіцієнт опору бічному відведенню шин k_{yoe} залежить від тиску повітря в шині $p_{ш}$. Збільшення чи зменшення тиску повітря спричиняє прямо пропорційне зростання чи зниження значення коефіцієнта k_{yoe} .

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Гандзюк М.О., Селезньов Е.Л., Гандзюк Д.М. Розробка плоскої математичної моделі руху модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок з неповоротними осями (dolly) - тривісний напівпричіп // Наукові нотатки: Міжвузівський збірник, випуск 55, Луцьк: Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ, 2016 – С. 72-79.

2. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Стельмашук В.В., Поляков В.М. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на показники маневреності трьохланкових автопоїздів // Автошляховик України. Окремий випуск. – 2003. Жовтень. – С. 98-101.
3. Сахно В.П., Вербицький В.Г., Вороніна І.Ф., Стельмашук В.В. До визначення показників маневреності і стійкості руху трьохланкових автопоїздів // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту та експлуатації автомобілів. - К.:НТУ, 2003. - № 17. - С. 141-146.
4. Сахно В.П. Математичне моделювання триланкових автопоїздів в поздовжній, вертикальній і поперечній площинах / В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.М. Глінчук // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. Науковий журнал, 2013. - Вип. 3. - С. 73-84.
5. Сахно В.П. Порівняльна оцінка маневреності триланкових автопоїздів різних компоновальних схем / В.П. Сахно, В.М. Поляков, Р.М. Марчук, П.О. Гуменюк // Автомобільний транспорт. Науково-виробничий журнал, 2013. - №1 (231). – С. 2-6.
6. Гандзюк М.О., Гандзюк Д.М. До питання дослідження руху модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» у гальмівному режимі // М.О. Гандзюк, Д.М. Гандзюк // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк: Луцький НТУ, 2019. – №1 (12) – С 29-40.
7. Гандзюк Д.М., Гандзюк М.О., Стельмашук В.В. Визначення нормальних реакцій опорної поверхні при русі модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач – двовісний підкатний візок – тривісний напівпричіп» у гальмівному режимі // Д.М. Гандзюк, М.О. Гандзюк, В.В. Стельмашук // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк: Луцький НТУ, 2019. – №2 (13) – С 38-51.
8. Сахно В.П., Гейко С.В., Крестянполь О.А. До визначення кутів відведення коліс транспортних засобів при дослідженні стійкості руху // Автошляховик України. Вісник ЦНЦ ТАУ. – 1999. – Окремий випуск №2. – С. 93 – 97.
9. Рокар И. Неустойчивость в механике / И. Рокар. – М.: Изд-во иностр. лит., 1959. – 317 с.
10. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей / Д.А. Антонов. – М.: Машиностроение, 1984. – 164 с.

REFERENCES

1. Handziuk, M.O., & Seleznev, E.L., & Handziuk, D.M. (2016). Rozrobka ploskoi matematychnoi modeli rukhu modulnoho trylankovoho prychipnoho avtopoizda u skladi «avtomobil-tiahach - dvovisnyi pidkatnyi vizok z nepovorotnymy osiamy (dolly) - tryvisnyi napivprychip [Development of flat mathematical model of motion of the module three-unit towed lorry convoy in composition a «car-tractor is a biaxial light cart with irrevocable axes (dolly) is a triaxial semitrailer]. *Naukovi notatky - The Scientific notes*, 55, 72-79 [in Ukrainian].
2. Sakhno, V.P., & Voronina, I.F., & Stel'mashchuk, V.V., & Polyakov, V.M. (2003). Vplyv konstruktyvnykh i ekspluatatsiynykh faktoriv na pokaznyky manevrenosti tr'okhlankovykh avtopoyizdiv [Influence of constructive and operational factors on indicators of maneuverability of three-axle road trains]. *Avtoshlyakhovyk Ukrayiny - SUV of Ukraine, Installment*, 98-101 [in Ukrainian].
3. Sakhno, V.P., & Verbyts'kyu, V.H., & Voronina, I.F., & Stel'mashchuk, V.V. (2003). Do vyznachennya pokaznykiv manevrenosti i stiykosti rukhu tr'okhlankovykh avtopoyizdiv [To determination of indicators of maneuverability and stability of three-lane trains]. *Systemni metody keruvannya, tekhnolohiya ta orhanizatsiya vyrobnytstva, remontu ta ekspluatatsiyi avtomobiliv - System management methods, technology and organization of production, repair and operation of cars*, 17, 141-146 [in Ukrainian].
4. Sakhno, V.P., & Poliakov, V.M., & Hlinchuk, V.M. (2013). Matematyчне modelyuvannya trylankovykh avtopoyizdiv v pozdovzhniy, vertykal'niy i poperechniy ploschynakh [Mathematical modeling of three-axle road trains in longitudinal, vertical and transverse planes]. *Visnyk Donets'koyi akademiyi avtomobil'noho transport - Bulletin of the Donetsk Academy of Motor Transport*, 3, 73-84 [in Ukrainian].
5. Sakhno, V.P., & Poliakov, V.M., & Marchuk, R.M., & Humeniuk P.O. (2013). Porivnialna otsinka manevrenosti trylankovykh avtopoizdiv riznykh komponovalnykh skhem [Comparative assessment of maneuverability of three-lane road trains of different layout schemes]. *Avtomobil'nyy transport - Automobile transport*, 1 (231), 2-6 [in Ukrainian].

6. Handziuk, M.O., & Handziuk, D.M. (2019). Do pytannia doslidzhennia rukhu modulnoho trylankovoho prychipnoho avtopoizda u skladi «avtomobil-tiahach - dvovisnyi pidkatnyi vizok - tryvisnyi napivprychip» u halmivnomu rezhymi [On the question of the study of the motion of a modular three-link trailer trainset in the composition "tractor-truck - two-axle rolling cart - three-axle semi-trailer" in the braking mode]. *Suchasni tekhnologii v mashynobuduvanni ta transporti. Naukovyi zhurnal - Modern technologies in mechanical engineering and transport. Scientific journal*, 1 (12), 29-40 [in Ukrainian].

7. Handziuk D.M, & Handziuk M.O., & Stelmashchuk V.V. (2019). Vyznachennia normalnykh reaktsii opornoj poverkhni pry rusi modulnoho trylankovoho prychipnoho avtopoizda u skladi «avtomobil-tiahach – dvovisnyi pidkatnyi vizok – tryvisnyi napivprychip» u halmivnomu rezhymi [Determination of normal reactions of the supporting surface during the movement of a modular three-link trailed road train as part of a “car-tractor - two-axle trolley-three-axle semi-trailer” in the braking mode]. *Suchasni tekhnologii v mashynobuduvanni ta transporti. Naukovyi zhurnal - Modern technologies in mechanical engineering and transport. Scientific journal*, 2 (13), 38-51 [in Ukrainian].

8. Sakhno V.P., & Geiko S.V., & Krestyanpol O.A. (1999) Do vyznachennia kutiv vidvedennia kolis transportnykh zasobiv pry doslidzhenni stiičnosti rukhu [To determine the angles of the wheels of vehicles in the study of stability]. *Avtošliakhovyk Ukrainy. Visnyk TsNTs TAU - Motorway of Ukraine. Bulletin of the Central Scientific Center of TAU*. 2. 93 – 97 [in Ukrainian].

9. Rokar Y. (1959) Neustoichyvost v mekhanyke [Instability in mechanics]. Moscow: izdatelstvo inostrannoy literatury [in Russian].

10. Antonov D.A. (1984) Raschet ustoichyvosti dvyzheniya mnohoosnykh avtomobylei [Calculation of the stability of multi-axle vehicles]. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].

D. Handziuk, M. Handziuk Determination of lateral forces that arise when of a modular three-link trailed road train as part of a “car-tractor - two-axle trolley-three-axle semi-trailer”.

An effective means of reducing the number of vehicles while maintaining the volume of freight traffic is the use of multi-link road trains.

Given the increasing intensity of traffic on modern highways, it is necessary to increase the safety of vehicles to avoid accidents that lead to deterioration of human health and significant material losses from damage to vehicles and goods.

In view of this, improving the performance of road trains in modern traffic conditions is one of the priority tasks to ensure a high level of safety of their operation with maximum efficiency.

The solution of these problems is impossible without the development of a mathematical model of modular three-link trailer, which would take into account the basic kinematic and geometric relationships, axle angles, normal reactions of the bearing surface and lateral forces on the wheels of the axles, taking into account their redistribution road trains in curvilinear and rectilinear motion, as well as the angles of the wheels of the tractor, rolling truck and semi-trailer.

That is why this work is devoted to determining the relationship between diversion angles and lateral forces arising from braking a modular three-link trailer in the composition of "tractor-truck - two-axle trolley - three-axle semi-trailer" in curvilinear and rectilinear motion.

Keywords: road train; modular three-link trailer; trailer link; trailer; semi-trailer; rolling trolley; mathematical model; operational properties; stability; normal reactions; lateral forces, lateral removal, coefficient of resistance, braking mode.

ГАНДЗЮК Дмитро Миколайович, магістр із спеціальності «Автомобілі і автомобільне господарство», аспірант Луцького національного технічного університету, e-mail: Gandzyukd@gmail.com.

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>.

Dmitriy HANDZIUK, Magistr of Transport, Postgraduate Student of Lutsk National Technical University, e-mail: Gandzyukd@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>.

DOI 10.36910/automash.v1i14.348

Гречихин Л.И.¹, Куць Н.Г.², Булик Ю.В.², Дубицкий О.С.²
¹Белорусская государственная академия связи
²Луцкий национальный технический университет

ТРАНСПОРТ И ВИХРЕВОЙ ТЕПЛОВОЙ НАСОС

Произведен расчет работы вихревого теплового насоса малой мощности для транспорта. Установлено, что для увеличения захватываемой поверхности вентилятором необходимо использовать высокооборотный винт сравнительно большого диаметра, а вращение такого винта должен обеспечивать электродвигатель с повышенной мощностью, но это существенно уменьшит коэффициент преобразования. Увеличение числа лопаток в ветрогенераторе возможно при росте диаметра электрогенератора, что также снижает коэффициент преобразования. Показано, что с ростом скорости прокачиваемого воздуха коэффициент преобразования незначительно падает. Существенно возрастает коэффициент преобразования путем увеличения числа каскадов из ветрогенераторов.

Ключевые слова: тепловой насос, ветрогенератор, вентилятор, воздушный винт, лопасти, срывное течение.

ВВЕДЕНИЕ

Развитие современного состояния энергетической базы на транспорте зависит от преобразования одного вида энергии в другой ее вид с максимальным коэффициентом преобразования и с минимальной энергией активации в резонансных условиях.

В случае наличия естественной разности энергетических состояний окружающая среда является активной и возникает канал перекачки энергии от окружающей среды к открытой системе. Энергетическая открытая система с активной окружающей средой реализуется в естественных условиях при работе гидроэлектростанций, в ветроэнергетике, в процессе преобразования солнечной энергии, в шаровой молнии, а искусственно при работе кондиционеров, воздушных винтов, вентиляторов, компрессоров, турбин и при полетах самолетов. В открытых системах с активной окружающей средой преобразование энергии происходит без совершения работы, а это значит, что при преобразованиях энергий разных видов внутри системы исключаются переходные процессы.

В транспортных энергетических комплексах следует применять тепловые насосы, работающие с высокопотенциальными источниками энергии. Вентилятор, компрессор и турбина со специальными лопатками представляют собой вихревой тепловой насос и их можно применять в качестве теплового насоса на транспорте.

В транспортных гибридных энергосистемах должны использоваться вихревые тепловые насосы, работающие с высокопотенциальными источниками преобразования энергии. Из общего энергетического комплекса выделяется контролируемая ее часть: электрический двигатель, электрический генератор, воздушный винт и лопасти ветрогенератора для транспортных систем и производится расчет энергии преобразования.

АНАЛИЗ ЛИТЕРАТУРНЫХ ДАННЫХ И ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

В работах [1, 2] для транспорта предложено применить вихревой тепловой насос на искусственно созданном ветре. В результате показано, что такой вихревой насос преобразует не механическую энергию ветра в электрическую мощность, а тепловую составляющую прокачиваемого потока воздуха. Рассмотрен общий принцип работы такого вихревого теплового насоса. Конкретный расчет преобразования энергий выполнен для воздушных ветрогенераторов. Применительно к транспорту вихревой тепловой насос описан качественными параметрами.

ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

В этой связи возникла необходимость произвести расчет энергий преобразования вихревым тепловым насосом с применением конкретного электрического двигателя, электрического генератора, воздушного винта и лопастей ветрогенератора для транспортных систем.

На рис. 1 приведена общая схема вихревого теплового насоса.

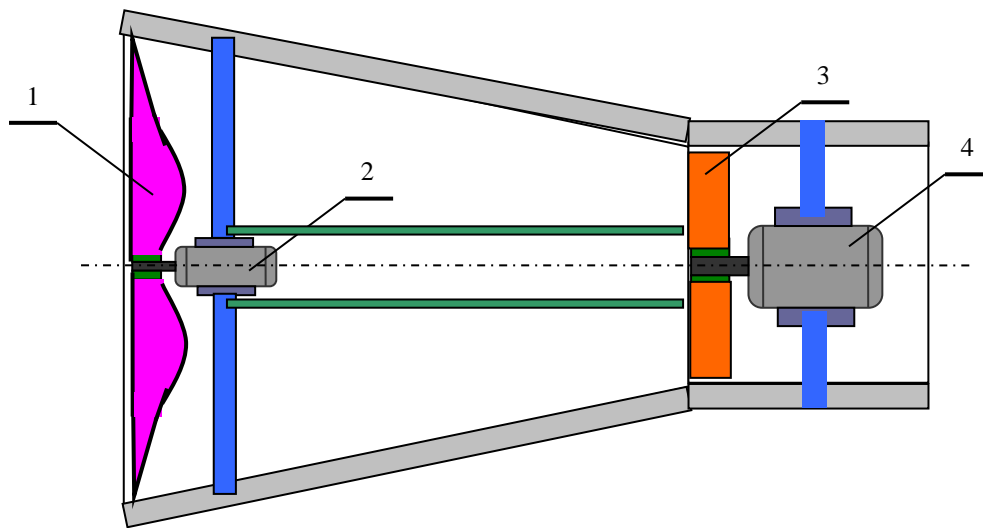


Рисунок 1. Принципиальный общий вид вихревого теплового насоса:

1 – винт вентилятора; 2 – электродвигатель вентилятора; 3 – лопасти ветрогенератора; 4 – электрогенератор

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Вентилятор создает воздушный поток, который воздействует на лопасти ветрогенератора, ветрогенератор вырабатывает мощность больше мощности, потребляемой электродвигателем вентилятора и затраченной мощности на преодоление сил трения при вращении якорей в электродвигателях, а также трение о воздух при вращении лопастей ветрогенератора. В каких условиях это возможно рассмотрим подробнее.

Если использовать лопасти ветрогенератора, конструкция которых позволила бы создать эффективное срывное течение, то в этом случае возможно реализовать тепловой насос со сравнительно большим коэффициентом преобразования. Для проверки такого предположения рассмотрим работу лопасти ветрогенератора наиболее простой формы, изображенной на рис. 2 с соответствующими обозначениями. Лопасть формируется тремя плоскостями – сферической радиуса r и двумя плоскими поверхностями под углом ε шириной L_5 и шириной L_4 по отношению к оси симметрии сферы длиной L_3 . Поток воздуха направляется вдоль поверхности L_5 под углом α . Количество лопастей задается. Ширина лопасти L_3 подбирается такой, чтобы полностью заполнить диаметр цилиндра, размер которого равен диаметру электрогенератора. Угол δ также задается. Если угол δ задан, то угол ε определяется следующим образом:

$$\varepsilon = \operatorname{arctg} \left(\frac{r - L_3 \operatorname{tg} \delta}{L_3 - r} \right). \quad (1)$$

Ширина плоскостей L_4 и L_5 соответственно равна

$$L_4 = L_3 \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta}, \quad L_5 = \sqrt{(L_3 - r)^2 + (r - L_3 \operatorname{tg} \delta)^2}. \quad (2)$$

Площадь сечения лопатки

$$S = \frac{\pi r^2}{4} - 0,5r^2 \operatorname{tg} \delta + 0,5(L_3 - r)^2 \operatorname{tg} \delta + 0,5(r - L_3 \operatorname{tg} \delta)(L_3 - r). \quad (3)$$

Зная плотность материала, из которого изготовлена лопатка, легко определить ее момент инерции

$$J = 0,5\rho S L_2^3. \quad (4)$$

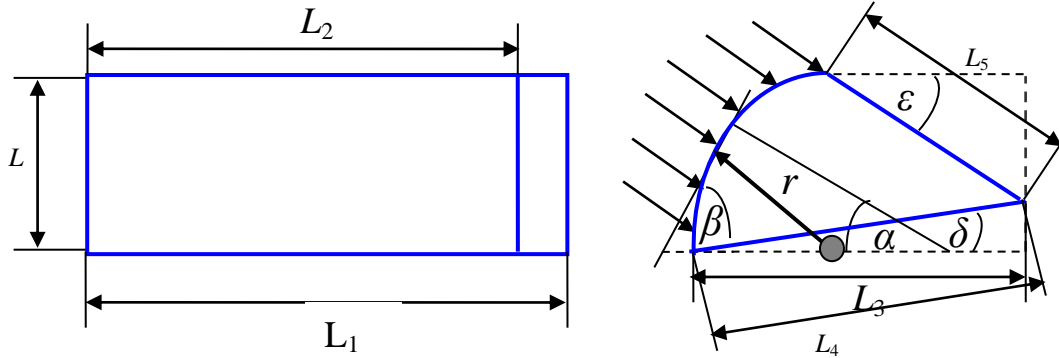


Рисунок 2. Общий вид лопасти ветрогенератора

Рассмотрим конкретно картину газодинамического обтекания каждой поверхности лопатки.

Сферическая поверхность. Сферическая поверхность направлена к потоку воздуха и разделяет его на две составляющие, которые направлены: один на плоскость L_4 , а второй на плоскость L_5 . Картина обтекания газовым потоком сферической поверхности показана на рис. 3. В точке нормального падения поток направлен вдоль радиуса сферической поверхности. При этом угол падения α задается, а угол β определяется по формуле

$$\beta = \arctg \left(\frac{x}{r} \frac{1}{\sqrt{1 - x^2 / r^2}} \right). \quad (5)$$

Координаты точки нормального падения при заданном угле α_0 соответствуют

$$x_0 = r \cos \alpha_0, \quad y_0 = r \sin \alpha_0, \quad (6)$$

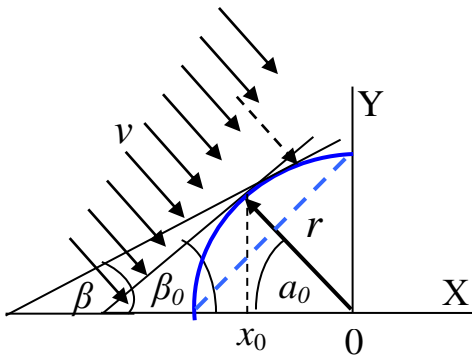


Рисунок 3. Картина обтекания сферической поверхности

а угол

$$\beta_0 = \arctg \left(\frac{x_0}{r} \frac{1}{\sqrt{1 - x_0^2 / r^2}} \right). \quad (7)$$

В области $x < x_0$ нормальная и тангенциальные скорости относительно сферической поверхности соответственно равны:

$$v_n = v \cos(\beta_0 - \beta), \quad v_t = v \sin(\beta_0 - \beta). \quad (8)$$

В области $x > x_0$ $v_n = v \cos(\beta - \beta_0), \quad v_t = v \sin(\beta - \beta_0).$

Элемент сферической поверхности $\Delta S = \Delta l \Delta z$, где

$$\Delta l = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2}. \quad (9)$$

Масса воздуха, которая направляется в отрицательном направлении оси Y-в:

$$\Delta m_1 = \frac{\sqrt{8}}{\pi} \alpha \rho_a \Delta z r v \Delta t, \quad (10)$$

а в положительном направлении

$$\Delta m_2 = \sqrt{2} \left(1 - \frac{2\alpha}{\pi} \right) \rho_a \Delta z r v \Delta t. \quad (11)$$

Воздействие потока воздуха на элемент сферической поверхности ΔS определяется ударным воздействием каждой молекулой своей нормальной составляющей скорости потока воздуха об эту поверхность, газодинамическим давлением, обусловленным законом Бернулли, и центробежным воздействием тангенциальной составляющей скорости потока воздуха вдоль рассматриваемого элемента сферической поверхности.

В области $x \leq x_0$ все три силы находятся по формулам:

$$\begin{aligned} \Delta F_{y\partial} &= 2\rho_a v^2 \Delta l \Delta z \cos^2(\beta_0 - \beta), \\ \Delta F_B &= 0,5\rho_a v^2 \Delta l \Delta z \sin^2(\beta_0 - \beta), \\ \Delta F_{II} &= \rho_a v^2 \Delta l^2 \Delta z \sin^2(\beta_0 - \beta). \end{aligned} \quad (12)$$

В области $x > x_0$ все три силы определяются по этим же формулам, но только разность углов $\beta_0 - \beta$ заменяется на разность углов $\beta - \beta_0$. Результирующая сила воздействия вдоль направления движения потока воздуха на элемент поверхности ΔS :

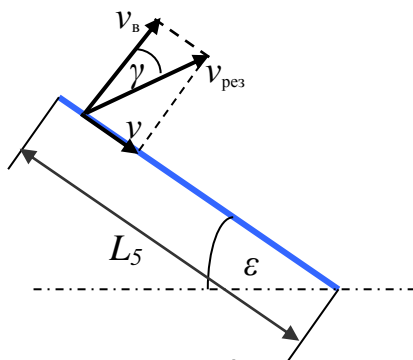
$$\Delta F_{рез.} = (\Delta F_{y\partial} - \Delta F_B - \Delta F_{II}) \cos(\beta_0 - \beta), \quad (13)$$

а перпендикулярно этому направлению результирующая сила создает вращающий момент лопасти. Однако при этом надо учитывать, что вращающий момент в области $x > x_0$ является отрицательным, а в области $x < x_0$ – положительным.

Чтобы получить результирующий момент силы, необходимо проинтегрировать полученную результирующую силу по оси X-в и по оси Y-в. Вдоль потока момент силы изгибает лопасть и должен компенсироваться упругими свойствами лопасти. Момент силы перпендикулярно потоку воздуха создает крутящий момент. Результирующий крутящий момент для одной лопасти находится следующим образом:

$$M_1 = \int_{x_0}^r \int_0^L z (dF_{y\partial} - dF_B - dF_{II}) \sin(\beta - \beta_0) - \int_0^{x_0} \int_0^L z (dF_{y\partial} - dF_B - dF_{II}) \sin(\beta_0 - \beta). \quad (14)$$

Плоская поверхность L_5 . Картина газодинамического обтекания плоской поверхности L_5 показана на рис. 4. Элемент плоской поверхности размером $\Delta S = L_5 \Delta z$ движется на удалении z от оси вращения. Если вращение происходит со скоростью ω , то линейная скорость этого элемента поверхности $v_6 = \omega z$. Результирующая скорость движения потока воздуха



$$v_{рез.} = \sqrt{\omega^2 z^2 + v^2}. \quad (15)$$

Угол между линейной скоростью вращения и скоростью потока, направленного вдоль плоской поверхности

$$\gamma = \arctg \left(\frac{v}{\omega z} \right).$$

Взаимодействие потока воздуха с такой плоской поверхностью определяется ударным воздействием при вращении лопатки и законом Бернулли. На элемент поверхности ΔS эти две силы находятся следующим образом:

Рисунок 4.
Газодинамическое обтекание плоской поверхности L_5

$$\begin{aligned} \Delta F_{y\partial} &= \rho_a \omega^2 z^2 L_5 \Delta z, \\ \Delta F_B &= 0,5 \rho_a v^2 L_5 \Delta z. \end{aligned} \quad (16)$$

Результирующий тормозящий момент силы на всю поверхность лопадки

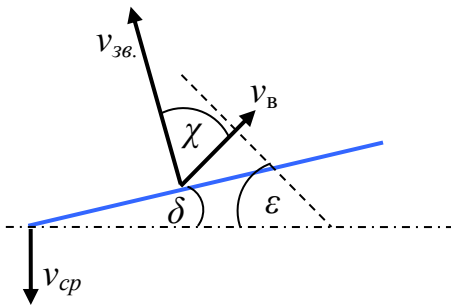
$$M_2 = 0,25 \rho_a L_1^2 L_5 (\omega^2 L_1^2 - v^2). \quad (17)$$

Плоская поверхность L_4 . Обтекание плоской поверхности L_4 наиболее сложное. На этой поверхности возникает срывное течение. На основании закона сохранения массы количество воздуха, которое заполняет зону разрежения, должна быть равна той массе воздуха, которая была возмущена лопастью. Эта масса определена выше как Δm_1 . Картина обтекания плоской поверхности шириной L_4 показана на рис. 5. Зона разрежения заполняется со скоростью звука, которая определяется формулой Лапласа

$$v_{зв} = \sqrt{\frac{\gamma k_B T}{m_a}}. \quad (18)$$

Ударное действие молекул воздуха на элемент поверхности $\Delta S = L_4 \Delta z$

$$\Delta F_{y\partial} = \Delta m_1 2v_{зв} / \Delta t. \quad (19)$$



Момент силы определяется интегралом вида

$$M_3 = \int_0^{L_4} z dF_{y\partial} \cos \chi, \quad (20)$$

где $\chi = \alpha + \delta$.

Результирующий момент силы

$$M = M_1 + M_2 + M_3. \quad (21)$$

Мощность, которую будет вырабатывать ветрогенератор за вычетом потерь на преодоление сил трения

$$N = (M - M_{mp.}) \omega. \quad (22)$$

Эта же мощность выражается иначе:

$$N = \frac{J \omega^2}{2} \frac{\omega}{2\pi}. \quad (23)$$

Отсюда следует, что

$$\omega = \sqrt{4\pi(M - M_{mp.}) / J}. \quad (24)$$

Для каждого типа электрогенератора момент силы трения определяется опытным путем.

Коэффициент преобразования соответственно равен отношению мощности, вырабатываемой ветрогенератором, к мощности потребления электромотором вентилятора:

$$\kappa = \frac{N}{P}. \quad (25)$$

Для работы вихревого теплового насоса был выбран винт APC 7x6, а винт ветрогенератора применен специальной конструкции, изображенной на рис.2.

Конкретный расчет лопастей ветрогенератора вихревого теплового насоса выполнен для системы, изображенной на рис. 6.

Значения основных исходных данных, которые должны задаваться, приведены на рис. 6 и в табл. 1. Габаритные размеры ветрогенератора определяются техническими характеристиками электродвигателей вентилятора и электрогенератора. В качестве электромотора и электрогенератора применены коллекторные электродвигатели типа соответственно TRAXXAS 380 мощностью 100 Вт и TRAXXAS 775 мощностью 350 Вт.

Зависимость вырабатываемой мощности и частота вращения ветрогенератора от мощности, потребляемой вентилятором, приведена в табл.1.

Таблица 1. Зависимость мощности, вырабатываемой ветрогенератором, от мощности потребляемой вентилятором

Параметры	Мощность, потребляемая вентилятором, Вт и скорость потока, м/с					
	50/14,771	60/15,697	70/16,524	80/17,276	90/17,968	100/18,611
N, Вт	303	333	360	385	410	432
N, об/мин	3713	3830	3932	4023	4105	4180
K	6,06	5,54	5,14	4,81	4,56	4,18

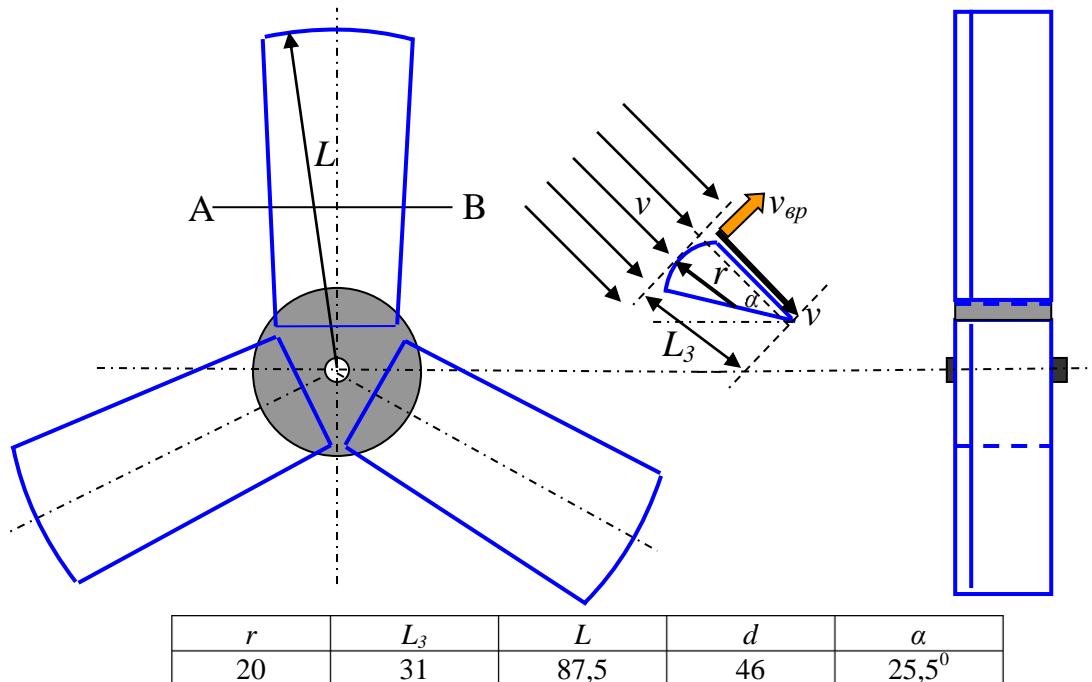


Рисунок 6. Общий вид расположения лопастей в одном каскаде ветрогенератора

ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ

Интересное свойство вихревого теплового насоса: максимальное преобразование тепловой энергии движущегося потока воздуха происходит при минимальных скоростях его движения. С ростом скорости движения потока воздуха коэффициент преобразования заметно падает. С увеличением размера винта вентилятора потребляемая мощность возрастает, а коэффициент преобразования падает. Чтобы получать большие выходные мощности с ветрогенератора необходимо не только увеличивать площадь ометаемой поверхности вентилятором с ростом числа лопаток в ветрогенераторе, но и увеличивать скорость движения потока воздуха.

ВЫВОДЫ

Для увеличения ометаемой поверхности вентилятором необходимо использовать высокооборотный винт сравнительно большого диаметра, а вращение такого винта должен

обеспечивать электромотор с повышенной мощностью, но это существенно уменьшит коэффициент преобразования.

Увеличение числа лопаток в ветрогенераторе возможно при возрастании диаметра электрогенератора, что также снижает коэффициент преобразования.

Наиболее эффективный способ получения максимального коэффициента преобразования энергии – это увеличение скорости движения потока воздуха до определенного предела.

Если применить каскадную схему путем расположения двух и более лопастных колец в ветрогенераторе, то резко возрастет коэффициент преобразования вихревого теплового насоса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Куць Н. Г. Двигатели и энергетические комплексы на транспорте / Н. Г. Куць // Луцк: Луцкий НТУ, 2014. – 252 с.
2. Гречихин Л. И. Энергетические комплексы на транспорте / Л. И. Гречихин, Н. Г. Куць // Мн.: Право и экономика. 2013. – 259 с.

REFERENCES

1. Kuts N. G. (2014). Dvigateli i energeticheskie kompleksy na transporte, 252.
2. Grechihin L. I. (2013). Energeticheskie kompleksy na transporte, 259.

Гречіхін Л.І., Куць Н.Г., Булік Ю.В., Дубицький О.С. Транспорт і вихровий тепловий насос.

У роботах [1, 2] для транспорту запропоновано застосувати вихровий тепловий насос на штучно створеному вітрові. В результаті показано, що такий вихровий насос перетворює не механічну енергію вітру в електричну потужність, а теплову складову потоку повітря, що прокачується. Розглянуто загальний принцип роботи такого вихрового теплового насоса. Конкретний розрахунок перетворення енергій виконаний для повітряних вітрогенераторів. Вихровий тепловий насос, який може бути застосований на транспорті, описаний якісними параметрами. У зв'язку з цим виникла необхідність провести розрахунок енергій перетворення вихровим тепловим насосом із застосуванням конкретного електричного двигуна, електричного генератора, повітряного гвинта і лопатей вітрогенератора для транспортних систем.

Вентилятор створює повітряний потік, який впливає на лопаті вітрогенератора, вітрогенератор виробляє потужність більше потужності, споживаної електродвигуном вентилятора і витраченої потужності на подолання сил тертя при обертанні якорів в електромоторах, а також тертя об повітря при обертанні лопатей вітрогенератора.

В результаті проведених досліджень встановлено, що для збільшення захоплюваної поверхні вентилятором необхідно використовувати високооборотний гвинт порівняно великого діаметра, а обертання такого гвинта повинен забезпечувати електромотор з підвищеною потужністю, але це суттєво зменшить коефіцієнт перетворення. Збільшення числа лопаток в вітрогенераторі можливе при зростанні діаметра електрогенератора, що також знижує коефіцієнт перетворення.

Встановлено, що найбільш ефективний спосіб отримання максимального коефіцієнта перетворення енергії - це збільшення швидкості руху потоку повітря до певної межі. Якщо застосувати каскадну схему шляхом розташування двох і більше лопатевих кілець в вітрогенераторі, то різко зросте коефіцієнт перетворення вихрового теплового насоса.

Ключові слова: тепловий насос, вітрогенератор, вентилятор, повітряний гвинт, лопаті, зривний потік.

L. Grechikhin, N. Kuts, Y. Bulik, O. Dubytskyi. Transport and vortex heat pump.

In [1, 2], it was proposed to use a vortex heat pump in an artificially created wind for transport. As a result, it was shown that such a vortex pump does not convert the mechanical energy of the wind into electrical power, but the thermal component of the pumped air stream. The general principle of operation of such a vortex heat pump is considered. A specific calculation of energy conversion is performed for wind turbines. In relation to transport, a vortex heat pump is described by qualitative parameters. In this regard, it became necessary to calculate the conversion energies of the vortex heat pump using a specific electric motor, electric generator, propeller and wind turbine blades for transport systems.

The fan creates an air stream that acts on the blades of the wind generator, the wind generator generates more power than the power consumed by the fan motor and the expended power to overcome the

friction forces when the anchors rotate in electric motors, as well as friction against the air when the blades of the wind generator rotate.

As a result of the studies, it was found that to increase the swept surface of the fan, it is necessary to use a high-speed screw of a relatively large diameter, and the rotation of such a screw should provide an electric motor with increased power, but this will significantly reduce the conversion coefficient. An increase in the number of blades in the wind generator is possible with an increase in the diameter of the generator, which also reduces the conversion coefficient.

It has been established that the most effective way to obtain the maximum energy conversion coefficient is to increase the speed of the air flow to a certain limit. If you apply a cascade scheme by arranging two or more blade rings in a wind generator, the conversion coefficient of the vortex heat pump will increase sharply.

Key words: heat pump, wind generator, fan, propeller, blades, stall flow.

ГРЕЧИХИН Леонид Иванович, доктор физико-математических наук, профессор Белорусская государственная академия связи. gretchihin@ya.ru.

КУЦЬ Надежда Григорьевна, кандидат технических наук, доцент кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий национальный технический университет e-mail: nadia86@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0003-1934-7189>.

БУЛИК Юрий Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий национальный технический университет e-mail: by_lutsk@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-9787-434X>.

ДУБИЦКИЙ Александр Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий национальный технический университет e-mail: o.dubyttskyi@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-4863-4040>.

Leonid GRECHIKHIN, Doctor of Physical and Mathematical Sciences, professor of the Belarusian State Academy of Communications e-mail: gretchihin@ya.ru.

Nadiia KUTS, PhD in Engineering, associate professor of Automobiles and Transport Technologies department, Lutsk National Technical University e-mail: nadia86@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0003-1934-7189>.

Yuriy BULIK, PhD in Engineering, associate professor of Automobiles and Transport Technologies department, Lutsk National Technical University e-mail: by_lutsk@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-9787-434X>.

Oleksandr DUBYTSKYI, PhD in Engineering, associate professor of Automobiles and Transport Technologies department, Lutsk National Technical University e-mail: o.dubyttskyi@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-4863-4040>.

DOI 10.36910/automash.v1i14.349

Дударев І.М., Гусев В.А.
Луцький національний технічний університет, м. Луцьк, Україна

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ СЕПАРУВАННЯ СИПКОГО МАТЕРІАЛУ З ЧАСТИНКАМИ СФЕРИЧНОЇ ФОРМИ

Сепарування сипких матеріалів – це один із найбільш розповсюджених процесів у харчовій та переробній галузях промисловості. Під час сепарування відбувається розділення сипкого матеріалу на дві фракції або суміші на компоненти. Перебіг процесу сепарування залежить від багатьох факторів, зокрема конструкції сепаратора, способу сепарування, режиму сепарування, фізико-механічних властивостей матеріалу та геометричних характеристик його частинок. Для опису процесу сепарування застосовують метод математичного моделювання. Більшість розроблених моделей є емпіричними, вони дозволяють спрогнозувати перебіг процесу. Також для моделювання процесу сепарування широко використовується метод дискретних елементів (DEM). За допомогою цього методу встановлено, що найбільш впливовими факторами на процес сепарування є висота шару матеріалу та його структура. Тому актуальним завданням наукових досліджень у цьому напрямі є розробка моделі шару сипкого матеріалу, яку б можна було використати для моделювання процесу сепарування матеріалу. Значна частина матеріалів, що переробляються або виробляються, мають частинки сферичної форми або форми, що близька до неї. Відповідно, модель шару матеріалу доцільно розробляти для матеріалів, частинки яких мають таку форму. На основі аналізу моделей шару сипкого матеріалу, а також математичних моделей процесу сепарування сипкого матеріалу, запропоновано воксельну модель шару сипкого матеріалу (суміші). Воксельна модель шару матеріалу, що містить крупні та дрібні частинки сферичної форми, дозволяє змоделювати процес сепарування матеріалу, якщо йому надати горизонтальних лінійних коливань. Математична модель, в основі якої воксельна модель шару матеріалу, дозволяє спрогнозувати значення показника якості процесу сепарування сипкого матеріалу залежно від співвідношення фракцій матеріалу в ньому та висоти шару матеріалу.

Ключові слова: сепарування, модель шару матеріалу, моделювання процесу сепарування, сепарування сипких матеріалів, сепарування гранульованих матеріалів.

ВСТУП

У харчовій та переробній галузях промисловості процес сепарування застосовують для розділення сипких, зокрема гранульованих матеріалів, на фракції різного розміру або для відокремлення різних домішок із матеріалів чи розділення сумішей матеріалів на окремі складові. Для сепарування сипких матеріалів використовують, як правило, коливні решета, які мають просту конструкцію та забезпечують високу інтенсивність процесу сепарування. Перебіг процесу сепарування на коливному решеті залежить від багатьох факторів: фізико-механічних властивостей матеріалу чи його складових; геометричних характеристик частинок матеріалу чи його складових; структури матеріалу (співвідношення між різними фракціями та їх розподіл за об'ємом матеріалу); подачі матеріалу на решето; висоти шару матеріалу на решеті; параметрів решета та режиму його роботи (довжина, кут встановлення, перфорація, частота та амплітуда коливань тощо). Для опису процесу сепарування сипких матеріалів широко застосовують метод математичного моделювання. Адекватність математичної моделі процесу залежить від урахування факторів, які визначають перебіг сепарування, серед яких одним із основних є структура шару сипкого матеріалу (суміші сипких матеріалів). Таким чином, розробка математичної моделі процесу сепарування має передбачати розробку моделі шару сипкого матеріалу (суміші), яка б урахувала структуру шару матеріалу, тобто розподіл частинок різних фракцій матеріалу за його об'ємом.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Науковцями розроблені емпіричні моделі [1], які використовують для прогнозування перебігу процесу сепарування сипких матеріалів. У більшості моделей шар сипкого матеріалу розглядається як сукупність дискретних частинок різного розміру та форми [2]. Дослідження науковців структури шару матеріалу дозволяють змоделювати розташування частинок різної форми у шарі матеріалу [3, 4], а також визначити пористість шару матеріалу [5]. Ці дослідження важливі, оскільки, якщо відома структура шару матеріалу, тоді можна змоделювати процес його сепарування та встановити вплив параметрів коливного решета на процес сепарування. Надзвичайно важливим фактором для процесу сепарування є розподіл частинок матеріалу різних розмірів у шарі матеріалі або домішок у матеріалі. Цей розподіл має випадковий характер. Тому необхідно, щоб під час моделювання процесу сепарування враховувалися ймовірні випадки розподілу частинок у шарі матеріалу.

Серед найбільш поширених методів моделювання процесу сепарування є метод дискретних елементів (DEM), оскільки він дає результати, що добре узгоджуються з експериментальними даними [6]. Цей метод дозволяє змоделювати процес сепарування сипких матеріалів, що мають частинки сферичної і несферичної форми [7, 8]. Разом із тим, встановлено, що модель сферичних частинок є менш точною для опису процесу сепарування матеріалів, які мають частинки несферичної форми [9]. DEM-метод моделювання дозволяє дослідити вплив різних властивостей та характеристик частинок матеріалу (розмір, форма, кут тертя, маса) на процес сепарування [10]. За допомогою цього методу також встановлено, що одним із найбільш впливових факторів на процес сепарування є висота шару матеріалу на решеті [11]. Крім того, моделювання процесу сепарування на коливному решеті із використанням DEM-методу дозволило дослідити вплив на сепарування таких параметрів решета як його довжина [12], кут нахилу решета, частота та амплітуда коливань [13, 14], а також обґрунтувати оптимальні значення цих параметрів [15].

Багато сипких харчових продуктів мають сферичну форму або форму, що близька до сферичної. До таких сипких харчових продуктів можна віднести горох, перець-горошок, горіхи, ягоди та гранульовані харчові продукти, такі як цукерки-драже, гранульований чай і кава, гранульовані приправи та мюслі. Таким чином, актуальними є дослідження, що передбачають розробку моделі шару сипкого матеріалу (суміші), частинки якого мають сферичну форму. Причому модель має бути придатною для моделювання процесу сепарування матеріалу (суміші) на коливному решеті із урахуванням ймовірних випадків розподілу частинок матеріалу різного розміру у шарі матеріалу (суміші). Така модель дозволить спрогнозувати значення показника якості процесу сепарування, тобто встановити ефективність роботи сепаратора.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Мета дослідження – визначити якість процесу сепарування сипкого матеріалу (суміші), частинки якого мають сферичну форму, на коливному решеті шляхом математичного моделювання процесу. Відповідно до мети дослідження, задачами дослідження є: розробка моделі шару матеріалу, частинки якого мають сферичну форму; розробка математичної моделі процесу сепарування сипкого матеріалу (суміші) на горизонтальному решеті, що здійснює горизонтальні лінійні коливання; визначення показника якості процесу сепарування.

МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Теоретичні дослідження базувалися на основних положеннях теорії сепарування сипких матеріалів, згідно якої, під час сепарування матеріал розділяється на дві фракції: дрібну та крупну. Показник якості процесу сепарування визначається як відношення кількості (у відсотках) відокремленої під час сепарування дрібної фракції матеріалу до початкової кількості дрібної фракції, що містилася в матеріалі перед сепаруванням. Під час моделювання структури шару сипкого матеріалу використовували метод ідеалізації. Припускали, що усі частинки однієї фракції матеріалу мають однакові фізико-механічні властивості та сферичну форму з однаковим діаметром. Розрахунки за розробленою математичною моделлю процесу сепарування проводили за допомогою прикладної комп'ютерної програми MathCAD 14.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Для опису процесу сепарування сипкого матеріалу, що містить дві фракції (крупну та дрібну), на горизонтальному решеті, яке здійснює лінійні горизонтальні коливання, замінимо реальний матеріал моделлю. Для моделювання шару матеріалу приймемо деякі припущення. Нехай, сипкий матеріал містить дискретні частинки двох розмірів. Усі частинки матеріалу мають сферичну форму. Позначимо частинки матеріалу меншого розміру (дрібні) – A , а частинки матеріалу більшого розміру (крупні) позначимо через B . Через решето можуть пройти лише частинки матеріалу A . У матеріалі вздовж лінії коливання решета виокремимо вертикальний шар товщиною, що рівна діаметру частинки крупної фракції, та припустимо, що він складається із розташованих один над одним елементарних шарів матеріалу (рис. 1, а). Нехай, у кожному елементарному шарі матеріалу міститься частинок матеріалу A – a %, а частинок матеріалу B – b %. Вміст частинок A та B у шарі матеріалу визначається експериментальним шляхом. Припустимо, що співвідношення частинок A та B у кожному елементарному шарі матеріалу є сталим, тобто $a_i/b_i = \text{const}$. (де i – номер елементарного шару матеріалу ($i = 1 \dots n$); n – кількість елементарних шарів матеріалу). Нехай, кожен елементарний шар матеріалу утворений однаковими комірками (voxel), які мають кубічну форму. Довжина, висота та ширина комірки рівна діаметру частинки матеріалу B . Таким чином, запропонована воксельна модель шару матеріалу містить $n \times m$ комірок (де m – кількість комірок в елементарному шарі матеріалу). У комірках розташовані дискретні частинки матеріалу A та B . Причому в одній комірці розташована

лише одна частинка матеріалу: або A , або B . Розташування частинок матеріалу A та B в комірках у межах кожного елементарного шару матеріалу носить випадковий характер, але їх співвідношення $a_i/b_i = \text{const}$. Необхідно зауважити, що виконання умови $a_i/b_i = \text{const}$ для кожного елементарного шару моделі не є обов'язковим, оскільки можливе будь-яке співвідношення між частинками різних фракцій матеріалу, але, важливо, щоб було дотримане необхідне співвідношення у всій воксельній моделі матеріалу.

У воксельній моделі шару матеріалу переміщення частинок A з одного елементарного шару в другий, що нижче, можливе, якщо під коміркою, яка містить частинку матеріалу A , розташована одна або декілька порожніх комірок (рис. 2). Внаслідок цього з порожніх комірок утворюється уявний "канал", яким частинка A може переміститися на рівень або декілька рівнів нижче. У нерухомому шарі матеріалу утворення уявних "каналів" не відбувається, оскільки усі комірки зайняті частинками матеріалу A та B . Для утворення уявних "каналів" необхідно надати матеріалу руху за допомогою коливного решета. У результаті цього елементарні шари матеріалу будуть зміщуватися один відносно одного, тобто розшаровуватися. Відповідно, частинки матеріалу A будуть рухатися зверху вниз елементарними шарами до решета, звільняючи комірки та утворюючи уявні "канали" для проходження інших частинок матеріалу A .

Нехай, у воксельній моделі шару матеріалу внаслідок руху коливного решета відбувається зміщення елементарних шарів один відносно одного по чергово в обидві сторони на величину однієї комірки. Внаслідок цього, якщо над порожньою коміркою розташована комірка, яка містить частинку матеріалу A , тоді утворюється уявний "канал", яким частинка A переміститься на рівень нижче, тобто займе місце у вільній комірці. Таким чином, відбувається переміщення частинок матеріалу A вниз до перфорованого решета. Приймаємо також, що у воксельній моделі шару матеріалу переміщення частинок B на рівень нижче навіть при утворенні уявного "каналу" є неможливим. Можливі випадки проходження частинки матеріалу A на рівень вниз представлені на рис. 2.

Воксельну модель шару сипкого матеріалу представимо у вигляді матриці M_0 , що дозволить математично описати дану модель та змоделювати процес сепарування матеріалу (рис. 1, б):

$$M_0 = \begin{bmatrix} a_{1,1} & a_{1,2} & \dots & a_{1,j} & \dots & a_{1,m} \\ a_{2,1} & a_{2,2} & \dots & a_{2,j} & \dots & a_{2,m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{i,1} & a_{i,2} & \dots & a_{i,j} & \dots & a_{i,m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{n,1} & a_{n,2} & \dots & a_{n,j} & \dots & a_{n,m} \end{bmatrix}, \quad (1)$$

де $a_{i,j}$ – елемент матриці M_0 , що відповідає комірці i,j воксельної моделі шару матеріалу ($i = 1 \dots n$; $j = 1 \dots m$); n – кількість рядків матриці M_0 , що відповідає кількості елементарних шарів воксельної моделі сипкого матеріалу; m – кількість стовпців матриці M_0 , що відповідає кількості комірок у елементарному шарі воксельної моделі сипкого матеріалу.

Кожній комірці воксельної моделі відповідає елемент матриці M_0 (рис. 1, б). Нумерація комірок воксельної моделі здійснюється починаючи з верхнього елементарного шару та зліва направо. Якщо воксельна модель має n елементарних шарів, тоді і матриця M_0 має n рядків. Якщо воксельна модель має m комірок у кожному елементарному шарі, тоді і матриця M_0 має m стовпців. Значення елемента $a_{i,j}$ матриці M_0 залежить від того, частинка A чи B розташована в комірці воксельної моделі:

- якщо в комірці воксельної моделі розташована частинка матеріалу A , що має менший розмір, тоді елемент матриці M_0 , що позначає цю комірку, рівний $a_{i,j} = 1$;
- якщо в комірці воксельної моделі розташована частинка матеріалу B , що має більший розмір, тоді елемент матриці M_0 , що позначає цю комірку, рівний $a_{i,j} = 2$;
- якщо комірка воксельної моделі порожня, тоді елемент матриці M_0 , що позначає цю комірку, рівний $a_{i,j} = 0$.

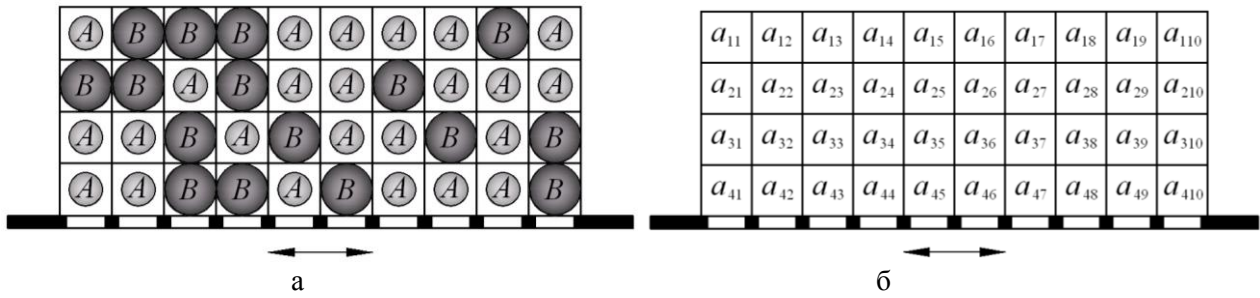


Рисунок 1 – Моделі шару сипкого матеріалу:
а – воксельна модель; б – розрахункова модель

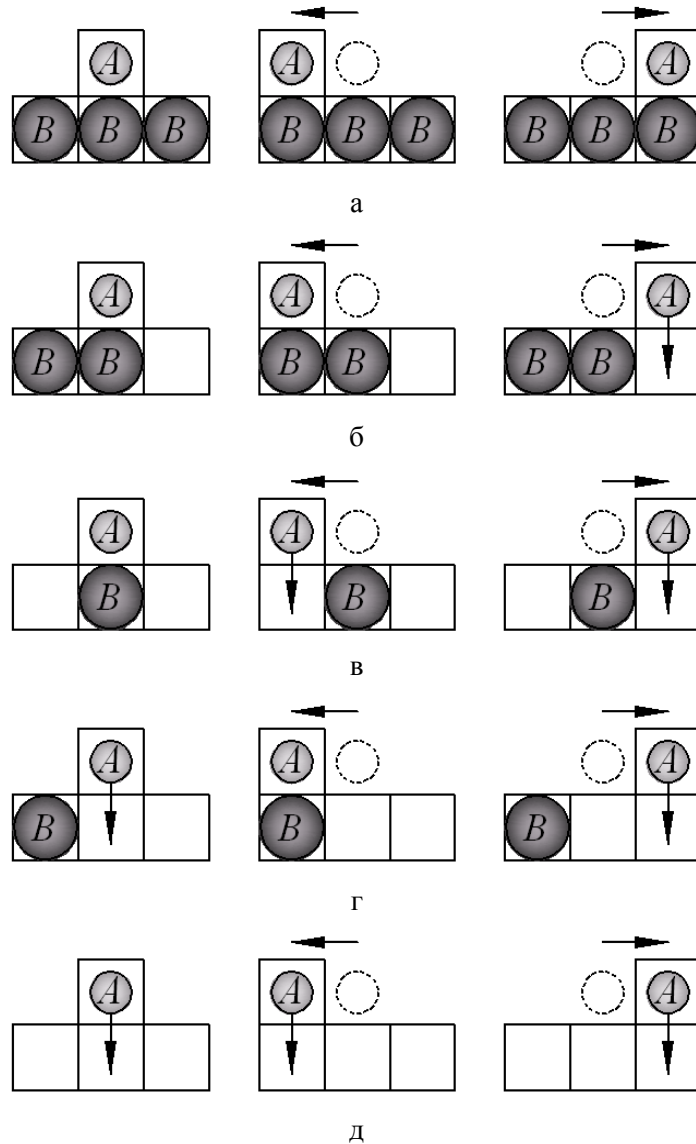


Рисунок 2 – Схеми можливих випадків проходження вниз частинки матеріалу А:

а – частинка А немає можливості пройти вниз; б – частинка А може пройти вниз в одному випадку; в, г – частинка А може пройти вниз у двох випадках; д – частинка А може пройти вниз у трьох випадках

Початковому стану воксельної моделі, що описує стан матеріалу до сепарування, відповідає матриця M_0 , в якій відсутні елементи для яких $a_{ij} = 0$. Для математичного опису процесу

сепарування за допомогою воксельної моделі необхідно здійснити перетворення матриці M_0 у кілька етапів, причому на кожному етапі формується нова матриця розміром $n \times m$. Кількість етапів рівна кількості елементарних шарів n воксельної моделі. На кожному етапі перетворення розглядається окремий рядок матриці, тобто окремий елементарний шар воксельної моделі. Перетворення розпочинаються з рядка n матриці M_0 . Усі елементи, які не містяться у рядку матриці, що розглядаються на поточному етапі перетворення, переносяться з попередньої матриці у нову матрицю без змін.

Під час сепарування сипкого матеріалу на коливному решеті усі частинки A , які розміщені у нижньому елементарному шарі, пройдуть через решето. Опишемо це математично: на першому етапі відбувається перетворення матриці M_0 у матрицю M_1 . Елементам матриці M_0 , які знаходяться у рядку n та рівні $a_{n,j} = 1$, в новій матриці M_1 присвоюється значення $a_{n,j} = 0$. Таким чином, у новій матриці M_1 не буде жодного елемента у рядку n для якого $a_{n,j} = 1$. Значення усіх решти елементів матриці M_1 таке саме, як і в матриці M_0 .

На другому етапі відбувається перетворення матриці M_1 в матрицю M_2 . На цьому етапі розглядають елементи рядка $n - 1$ матриці M_1 . Якщо у рядку $n - 1$ матриці M_1 елемент рівний $a_{n-1,j} = 1$, тоді в матриці M_2 цьому елементу присвоюється значення $a_{n-1,j} = 0$, якщо виконується одна з умов:

- у рядку n матриці M_1 елементи $a_{n,j} = 0$ або $a_{n,j-1} = 0$, або $a_{n,j+1} = 0$ (ця умова для елементів у рядку $n - 1$ матриці M_1 для яких $j \neq 1$ та $j \neq m$, тобто для всіх частинок матеріалу A , окрім тих, що розташовані у крайніх комірках воксельної моделі шару матеріалу);

- у рядку n матриці M_1 елементи $a_{n,1} = 0$ або $a_{n,2} = 0$ (ця умова для елемента $a_{n-1,1} = 1$ у рядку $n - 1$ матриці M_1 для якого $j = 1$, тобто для частинки матеріалу A , що розташовані у крайній лівій комірці воксельної моделі шару матеріалу);

- у рядку n матриці M_1 елементи $a_{n,m} = 0$ або $a_{n,m-1} = 0$ (ця умова для елемента $a_{n-1,m} = 1$ у рядку $n - 1$ матриці M_1 для якого $j = m$, тобто для частинки матеріалу A , що розташовані у крайній правій комірці воксельної моделі шару матеріалу).

Елементи $a_{i,j}$ усіх решти рядків матриці M_2 , окрім рядка $n - 1$, який розглядається на цьому етапі, рівні відповідним елементам $a_{i,j}$ матриці M_1 .

На третьому етапі відбувається перетворення матриці M_2 в матрицю M_3 . На цьому етапі розглядають елементи рядка $n - 2$ матриці M_2 . Перетворення здійснюються аналогічно як і на другому етапі.

У загальному випадку для довільного рядка i матриці, окрім рядка $i = n$, перетворення відбуваються таким чином:

- якщо $a_{i,j} = 1$, причому $j \neq 1$ та $j \neq m$, а також виконуються умови $a_{i-1,j} = 0$ або $a_{i-1,j-1} = 0$ або $a_{i-1,j+1} = 0$, тоді в новій матриці $a_{i,j} = 0$;

- якщо $a_{i,1} = 1$ та виконуються умови $a_{i-1,1} = 0$ або $a_{i-1,2} = 0$, тоді в новій матриці $a_{i,1} = 0$;

- якщо $a_{i,m} = 1$ та виконуються умови $a_{i-1,m} = 0$ або $a_{i-1,m-1} = 0$, тоді в новій матриці $a_{i,m} = 0$.

Після останнього етапу n перетворення у матриці M_n підраховують кількість елементів, що рівні $a_{i,j} = 0$. Ця кількість елементів рівна кількості частинок N_{AS} матеріалу A , які були просіяні через коливне решето під час моделювання процесу сепарування із використанням воксельної моделі шару матеріалу. Після цього визначається показник якості процесу сепарування:

$$K = N_{AS} \cdot 100 / N_{A0}, \quad (2)$$

де K – показник якості процесу сепарування, %; N_{AS} – кількість частинок матеріалу A , які були просіяні через решето, тобто кількість вільних комірок воксельної моделі; N_{A0} – кількість частинок A , які були у воксельній моделі перед сепаруванням, тобто кількість елементів $a_{i,j} = 1$ у матриці M_0 .

Що більше значення показника якості K , то краще проходить процес сепарування. Якщо значення показника якості $K = 100\%$, тоді усі частинки матеріалу A під час процесу сепарування на коливному решеті відокремлені. На прикладі продемонструємо застосування алгоритму перетворення матриці M_0 , що складена для воксельної моделі шару матеріалу, в якому вміст частинок $A - a = 60\%$, а частинок матеріалу $B - b = 40\%$ (рис. 1, а). У прикладі воксельна модель шару матеріалу має елементарних шарів $n = 4$ та комірок у кожному елементарному шарі – $m = 10$. Складемо матрицю M_0 для такої воксельної моделі:

$$M_0 = \begin{bmatrix} 1 & 2 & 2 & 2 & 1 & 1 & 1 & 1 & 2 & 1 \\ 2 & 2 & 1 & 2 & 1 & 1 & 2 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 2 & 1 & 2 & 1 & 1 & 2 & 1 & 2 \\ 1 & 1 & 2 & 2 & 1 & 2 & 1 & 1 & 1 & 2 \end{bmatrix}. \quad (3)$$

На першому етапі перетворюємо рядок n , тобто четвертий рядок матриці M_0 (рис. 3, а):

$$M_1 = \begin{bmatrix} 1 & 2 & 2 & 2 & 1 & 1 & 1 & 1 & 2 & 1 \\ 2 & 2 & 1 & 2 & 1 & 1 & 2 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 2 & 1 & 2 & 1 & 1 & 2 & 1 & 2 \\ 0 & 0 & 2 & 2 & 0 & 2 & 0 & 0 & 0 & 2 \end{bmatrix}. \quad (4)$$

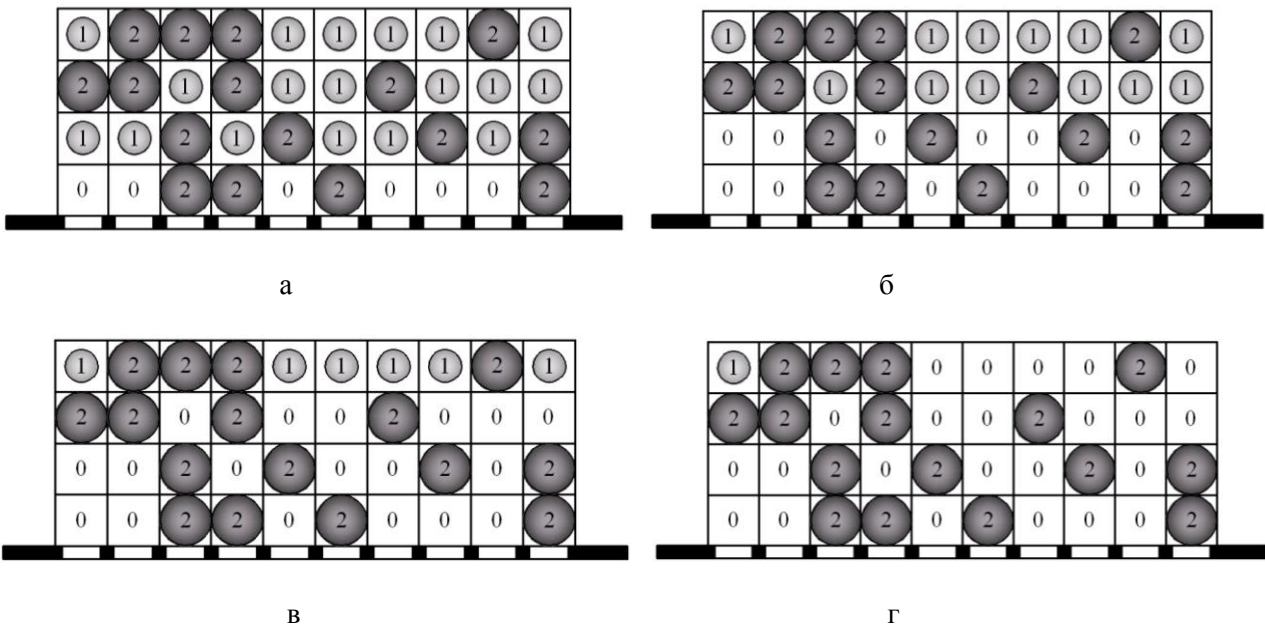


Рисунок 3 – Схеми до пояснення алгоритму перетворень воксельної моделі сипкого матеріалу: а – перший етап; б – другий етап; в – третій етап; г – четвертий етап

На другому етапі перетворюємо рядок $n - 1$, тобто третій рядок матриці M_1 (рис. 3, б):

$$M_2 = \begin{bmatrix} 1 & 2 & 2 & 2 & 1 & 1 & 1 & 1 & 2 & 1 \\ 2 & 2 & 1 & 2 & 1 & 1 & 2 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 2 & 0 & 2 & 0 & 0 & 2 & 0 & 2 \\ 0 & 0 & 2 & 2 & 0 & 2 & 0 & 0 & 0 & 2 \end{bmatrix}. \quad (5)$$

На третьому етапі перетворюємо рядок $n - 2$, тобто другий рядок матриці M_2 (рис. 3, в):

$$M_3 = \begin{bmatrix} 1 & 2 & 2 & 2 & 1 & 1 & 1 & 1 & 2 & 1 \\ 2 & 2 & 0 & 2 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2 & 0 & 2 & 0 & 0 & 2 & 0 & 2 \\ 0 & 0 & 2 & 2 & 0 & 2 & 0 & 0 & 0 & 2 \end{bmatrix}. \quad (6)$$

На останньому четвертому етапі перетворюємо рядок $n - 3$, тобто перший рядок матриці M_3 (рис. 3, г):

$$M_4 = \begin{bmatrix} 1 & 2 & 2 & 2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2 & 0 \\ 2 & 2 & 0 & 2 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2 & 0 & 2 & 0 & 0 & 2 & 0 & 2 \\ 0 & 0 & 2 & 2 & 0 & 2 & 0 & 0 & 0 & 2 \end{bmatrix}. \quad (7)$$

Оскільки для матриці M_0 матимемо $N_{A0} = 24$ та для матриці M_4 матимемо $N_{A5} = 23$, тоді показник якості процесу сепарування буде рівний $K = 95,8\%$. За багаторазової реалізації математичної моделі (число реалізацій – 50) за різного (випадкового) розташування частинок матеріалу у воксельній моделі, отримано значення $K = 99,3\%$. Значення показника якості процесу сепарування, що отримане в роботі [16] експериментальним шляхом під час сепарування перцю духмяного горошку з таким самим співвідношенням між фракціями як і в моделі, становить $K = 99\%$.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Запропонована математична модель дозволяє спрогнозувати значення показника якості K під час сепарування сипкого матеріалу, що містить частинки сферичної форми, на дві фракції. Чим більше число t елементарних комірок в елементарних шарах воксельної моделі матеріалу, тим значення показника якості K , що отримане в результаті моделювання, буде ближчим до значення показника, яке отримане під час сепарування реального сипкого матеріалу. Оскільки можливе велике число комбінацій розташування частинок різних фракцій матеріалу в моделі сипкого матеріалу, відповідно, що більше реалізацій математичної моделі, кожна з яких передбачає випадкове розташування частинок різних фракцій матеріалу в елементарних шарах, але із збереженням їх співвідношення, то більш близьким буде теоретичне значення показника якості K до його експериментального значення.

Необхідно зауважити, що воксельну модель шару матеріалу доцільно використовувати для моделювання процесу сепарування сипкого матеріалу із кількістю елементарних шарів не більше чотирьох (обмежена товщина шару матеріалу на решеті), оскільки за більшої кількості елементарних шарів суттєво зростає кількість розрахунків. Також зазначимо, що запропонована математична модель процесу сепарування не має очевидного зв'язку із режимом роботи решета, тобто не встановлює залежності між показником якості K та амплітудою і частотою коливань решета. Разом із тим, математичне моделювання, в основі якого є воксельна модель матеріалу, дозволяє визначити який відсоток дрібної фракції можна відокремити із матеріалу шляхом надання йому коливань.

ВИСНОВКИ

Запропонована воксельна модель шару сипкого матеріалу (суміші), що містить крупні та дрібні частинки сферичної форми, дозволяє змоделювати процес сепарування матеріалу, якщо йому надати горизонтальних лінійних коливань. Математична модель, в основі якої воксельна модель матеріалу, дозволяє спрогнозувати значення показника якості процесу сепарування сипкого матеріалу.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Harzanagh, A. A., Orhan, E. C., & Ergun, S. L. (2018). Discrete element modelling of vibrating screens. *Minerals Engineering*, 121, 107–121. Available at <https://doi.org/10.1016/j.mineng.2018.03.010>
2. Zhu, H. P., Zhou, Z. Y., Yang, R. Y., & Yu, A. B. (2008). Discrete particle simulation of particulate systems: A review of major applications and findings. *Chemical Engineering Science*, 63 (23), 5728–5770. Available at <https://doi.org/10.1016/j.ces.2008.08.006>
3. Haughey, D. P., Beveridge, G. S. G. (1969). Structural properties of packed beds – A review. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 47 (2), 130–140. Available at <https://doi.org/10.1002/cjce.5450470206>
4. Mota, M., Teixeira, J. A., & Yelshin, A. (1999). Image analysis of packed beds of spherical particles of different sizes. *Separation and Purification Technology*, 15 (1), 59–68. Available at [https://doi.org/10.1016/S1383-5866\(98\)00085-9](https://doi.org/10.1016/S1383-5866(98)00085-9)
5. Yu, A. B., & Standish, N. (1988). An analytical – parametric theory of the random packing of particles. *Powder Technology*, 55 (3), 171–186. Available at [https://doi.org/10.1016/0032-5910\(88\)80101-3](https://doi.org/10.1016/0032-5910(88)80101-3)
6. Dong, K. J., Wang, B., & Yu, A. B. (2013). Modeling of particle flow and sieving behavior on a vibrating screen: from discrete particle simulation to process performance prediction. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 52 (33), 11333–11343. Available at <https://doi.org/10.1021/ie3034637>
7. Delaney, G. W., Cleary, P. W., Hilden, M., & Morrison, R. D. (2012). Testing the validity of the spherical DEM model in simulating real granular screening processes. *Chemical Engineering Science*, 68 (1), 215–226. Available at <https://doi.org/10.1016/j.ces.2011.09.029>

8.Kruggel- Emden, H., & Elskamp, F. (2014). Modeling of screening processes with the discrete element method involving non- spherical particles. *Chemical Engineering & Technology*, 37 (5), 847–856. Available at <https://doi.org/10.1002/ceat.201300649>

9.Zhao, L., Zhao, Y., Bao, C., Hou, Q., & Yu, A. (2016). Laboratory-scale validation of a DEM model of screening processes with circular vibration. *Powder Technology*, 303, 269–277. Available at <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2016.09.034>

10.Elskamp, F., & Kruggel-Emden, H. (2015). Review and benchmarking of process models for batch screening based on discrete element simulations. *Advanced Powder Technology*, 26 (3), 679–697. Available at <https://doi.org/10.1016/j.apt.2014.11.001>

11.Li, J., Webb, C., Pandiella, S. S., & Campbell, G. M. (2002). A numerical simulation of separation of crop seeds by screening – effect of particle bed depth. *Food and Bioproducts Processing*, 80 (2), 109–117. Available at <https://doi.org/10.1205/09603080252938744>

12.Wang, G., & Tong, X. (2011). Screening efficiency and screen length of a linear vibrating screen using DEM 3D simulation. *Mining Science and Technology*, 21 (3), 451–455. Available at <https://doi.org/10.1016/j.mstc.2011.05.026>

13.Zhao, L., Zhao, Y., Liu, C., Li, J., & Dong, H. (2011). Simulation of the screening process on a circularly vibrating screen using 3D-DEM. *Mining Science and Technology*, 21 (5), 677–680. Available at <https://doi.org/10.1016/j.mstc.2011.03.010>

14.Sawant, G., Muralimohan, & V., Sawant, S. (2018). Review paper on factors affecting efficiency of vibration screen. *Asian Journal For Convergence In Technology (AJCT) -UGC LISTED*, 2(2). Available at <http://asiansr.org/index.php/ajct/article/view/155>

15.Chen, Y., & Tong, X. (2010). Modeling screening efficiency with vibrational parameters based on DEM 3D simulation. *Mining Science and Technology*, 20 (4), 615–620. Available at [https://doi.org/10.1016/S1674-5264\(09\)60254-4](https://doi.org/10.1016/S1674-5264(09)60254-4)

16.Дударев, І. М. Моделювання процесу сепарування із використанням воксельної моделі шару матеріалу / І. М. Дударев, В. В. Тарасюк, В. А. Гусев // Сільськогосподарські машини: 3б. наук. ст. – Вип. 39. – Луцьк, 2018. – С. 61–68.

REFERENCES

1.Harzanagh, A. A., Orhan, E. C., & Ergun, S. L. (2018). Discrete element modelling of vibrating screens. *Minerals Engineering*, 121, 107–121. Available at <https://doi.org/10.1016/j.mineng.2018.03.010>

2.Zhu, H. P., Zhou, Z. Y., Yang, R. Y., & Yu, A. B. (2008). Discrete particle simulation of particulate systems: A review of major applications and findings. *Chemical Engineering Science*, 63 (23), 5728–5770. Available at <https://doi.org/10.1016/j.ces.2008.08.006>

3.Haughey, D. P., Beveridge, G. S. G. (1969). Structural properties of packed beds – A review. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 47 (2), 130–140. Available at <https://doi.org/10.1002/cjce.5450470206>

4.Mota, M., Teixeira, J. A., & Yelshin, A. (1999). Image analysis of packed beds of spherical particles of different sizes. *Separation and Purification Technology*, 15 (1), 59–68. Available at [https://doi.org/10.1016/S1383-5866\(98\)00085-9](https://doi.org/10.1016/S1383-5866(98)00085-9)

5.Yu, A. B., & Standish, N. (1988). An analytical – parametric theory of the random packing of particles. *Powder Technology*, 55 (3), 171–186. Available at [https://doi.org/10.1016/0032-5910\(88\)80101-3](https://doi.org/10.1016/0032-5910(88)80101-3)

6.Dong, K. J., Wang, B., & Yu, A. B. (2013). Modeling of particle flow and sieving behavior on a vibrating screen: from discrete particle simulation to process performance prediction. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 52 (33), 11333–11343. Available at <https://doi.org/10.1021/ie3034637>

7.Delaney, G. W., Cleary, P. W., Hilden, M., & Morrison, R. D. (2012). Testing the validity of the spherical DEM model in simulating real granular screening processes. *Chemical Engineering Science*, 68 (1), 215–226. Available at <https://doi.org/10.1016/j.ces.2011.09.029>

8.Kruggel- Emden, H., & Elskamp, F. (2014). Modeling of screening processes with the discrete element method involving non- spherical particles. *Chemical Engineering & Technology*, 37 (5), 847–856. Available at <https://doi.org/10.1002/ceat.201300649>

9.Zhao, L., Zhao, Y., Bao, C., Hou, Q., & Yu, A. (2016). Laboratory-scale validation of a DEM model of screening processes with circular vibration. *Powder Technology*, 303, 269–277. Available at <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2016.09.034>

10.Elskamp, F., & Kruggel-Emden, H. (2015). Review and benchmarking of process models for batch screening based on discrete element simulations. *Advanced Powder Technology*, 26 (3), 679–697. Available

at <https://doi.org/10.1016/j.apr.2014.11.001>

11.Li, J., Webb, C., Pandiella, S. S., & Campbell, G. M. (2002). A numerical simulation of separation of crop seeds by screening – effect of particle bed depth. *Food and Bioproducts Processing*, 80 (2), 109–117. Available at <https://doi.org/10.1205/09603080252938744>

12.Wang, G., & Tong, X. (2011). Screening efficiency and screen length of a linear vibrating screen using DEM 3D simulation. *Mining Science and Technology*, 21 (3), 451–455. Available at <https://doi.org/10.1016/j.mstc.2011.05.026>

13.Zhao, L., Zhao, Y., Liu, C., Li, J., & Dong, H. (2011). Simulation of the screening process on a circularly vibrating screen using 3D-DEM. *Mining Science and Technology*, 21 (5), 677–680. Available at <https://doi.org/10.1016/j.mstc.2011.03.010>

14.Sawant, G., Muralimohan, & V., Sawant, S. (2018). Review paper on factors affecting efficiency of vibration screen. *Asian Journal For Convergence In Technology (AJCT) -UGC LISTED*, 2(2). Available at <http://asianssr.org/index.php/ajct/article/view/155>

15.Chen, Y., & Tong, X. (2010). Modeling screening efficiency with vibrational parameters based on DEM 3D simulation. *Mining Science and Technology*, 20 (4), 615–620. Available at [https://doi.org/10.1016/S1674-5264\(09\)60254-4](https://doi.org/10.1016/S1674-5264(09)60254-4)

16.Dudarev, I. M., Tarasyuk, V. V., & Gusiev, V. A. (2018). Modelyuvannya protsesu separuvannya iz vykorystannyam vokselnoyi modeli sharu materialu. *Silskohospodarski mashyny*, 39, 61–68.

I. Dudarev, V. Gusiev. Simulation of separation process of bulk material which contains spherical shape particulars.

The bulk materials separation process is one of the most common processes in the food and processing industries. During separation, the bulk material is separated into two fractions or mixture is separated into components. Separation process depends on many factors such as separator design, separation method, separation regime, physical and mechanical properties of the material and geometric characteristics of its particles. The mathematical modeling method is used to describe the separation process. Most of the developed models of separation process are empirical. These models allow to predict the course of the process. Discrete element method (DEM) is also widely used to model the separation process. Due to DEM-method it was determined that the most influential factors on the separation process are height of the material layer and its structure. Therefore, the urgent task of scientific research is to develop a model of bulk material layer that could be used to simulate the separation process of bulk material. There are many bulk materials in the food and processing industries which have particles of spherical shape. Accordingly, it is very important to design a material layer model for bulk materials with spherical shape particles. Based on the analysis of the bulk material layer models as well as the mathematical models of the bulk material separation process, the voxel model of the bulk material (mixture) layer is proposed in the article. The voxel model of bulk material contains large and small spherical particles. This model allows to simulate the horizontal vibration separation process of bulk material. The mathematical model, which is based on the voxel model of bulk material, allows to predict the quality index of the separation process of bulk material. This model takes into account the ratio of the material fractions and the height of the material layer.

Keywords: separation, material layer model, separation process modeling, bulk materials separation process, granular materials separation process.

ДУДАРЕВ Ігор Миколайович, доктор технічних наук, професор, професор кафедри технологій і обладнання переробних виробництв, Луцький національний технічний університет, e-mail: i_dudarev@ukr.net <https://orcid.org/0000-0002-2016-5342>

ГУССВ Віктор Андрійович, аспірант, Луцький національний технічний університет.

Igor DUDAREV, Doctor of Technical Sciences, Professor of Department of Technologies and Equipment of Processing Industries, Lutsk National Technical University, e-mail: i_dudarev@ukr.net <https://orcid.org/0000-0002-2016-5342>

Viktor GUSIEV, postgraduate, Lutsk National Technical University.

DOI 10.36910/automash.v1i14.350

Захарчук В.І., Захарчук О.В., Мельничук О.Ю.
Луцький національний технічний університет

ДОЦІЛЬНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ВАНТАЖНИХ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ В УКРАЇНІ

Обґрунтовано економічну та екологічну доцільність використання вантажних електромобілів в Україні. В результаті аналізу літературних джерел встановлено, що електротранспорт має ряд переваг у порівнянні з традиційними автомобілями. Розроблено метод оцінки економічної ефективності використання електромобілів. Методи дослідження теоретичні. Розрахунковим методом з використанням математичного моделювання визначені економічні показники експлуатації вантажного електромобіля. Термін окупності інвестицій в придбання електромобіля з врахуванням екологічного збитку становить майже сім років. Наукова новизна роботи полягає в тому, що за розробленими методом виконана оцінка ефективності використання електромобілів в Україні з врахуванням екологічного збитку. Практичне значення полягає в доведенні доцільності використання вантажних електромобілів.

Ключові слова: вантажний електромобіль, термін окупності, експлуатаційні витрати, капітальні вкладення.

ВСТУП

Європейський Союз активно розпочинає шлях до заміщення автомобілів з двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ) на електротранспорт. Це пов'язано з тим, що в ряд міст, зокрема Німеччини, заборонено в'їзд автомобілів з дизелями. Головною перевагою електромобілів вважається екологічність в зоні їх експлуатації, внаслідок чого розвиток цього типу транспорту в Європі знаходить значну підтримку з боку урядів і певних верств населення європейських країн. З точки зору охорони навколишнього середовища актуальність електротранспорту є безперечною. Електротранспорт є самим екологічно чистим видом транспорту з найменшими викидами шкідливих речовин в атмосферу та найменшою шумністю. Ці чинники особливо актуальні в міських умовах. В політичній сфері актуальність електромобілів полягає у виконанні міжнародних норм щодо граничних значень викидів шкідливих речовин. В економічній сфері актуальність електротранспорту полягає в суттєвому зменшенні собівартості перевезень та економії нафтопродуктів. Під час досліджень ефективності використання електромобілів доцільно виділити два основних типи джерел струму: акумулятори і електрохімічні генератори енергії. В даний час більш поширеними джерелами енергії є акумулятори, тому в цій роботі оцінюється ефективність використання акумуляторних електромобілів. Легкові електромобілі набули значного розповсюдження, в тому числі і в нашій країні. Зокрема, в Україні в першому півріччі 2019 року попит на легкові електромобілі у порівнянні з аналогічними періодом 2018 року збільшився на 58%. Разом з тим вантажні електромобілі поки що практично не використовуються.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Електромобілі мають як переваги, так і недоліки. Серед недоліків: більша вартість у порівнянні з традиційними автомобілями, невеликий ресурс акумуляторних батарей та їх висока вартість, малий пробіг на одній зарядці. Аналіз літературних джерел свідчить, що незважаючи на існуючі недоліки, світовий обсяг продажів електромобілів продовжує зростати [1, 2]. Р.Л. Петров в своїх роботах описує метод WTW-аналізу (well-to-wheel - «від свердловини до колеса»), застосований для оцінки екологічності того чи іншого транспортного засобу [3]. Цей метод дозволяє комплексно охопити повну оцінку екобалансу при перетворенні і трансформації енергоносія з первинного ресурсу в корисну енергію руху транспортного засобу. В роботі [4] доцільність придбання електромобіля оцінюється на основі порівняння вартості володіння автомобіля з ДВЗ та електромобіля. Вартість володіння електромобіля визначається як сума ціни, витрат на електроенергію та витрат на технічне обслуговування і ремонт. Придбання електромобіля доцільне, коли вартість володіння електромобілем менша, ніж автомобілем з ДВЗ. На основі аналізу літературних джерел можна зробити висновок, що в основному виконанні дослідження легкових електромобілів які стосуються покращення їх характеристик і властивостей та перспектив розвитку [4, 5].

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Ціль роботи - визначення економічної та екологічної ефективності застосування вантажних електромобілів в умовах нашої держави.

Задачі роботи:

- розробка методу оцінки економічної ефективності використання електровантажівок;
- визначення показників економічної ефективності експлуатації вантажних електромобілів.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Розрахунки щодо оцінки ефективності застосування електромобілів виконані на основі загальноприйнятої методики, а також деяких методичних положень, запропонованих авторами. Обґрунтування економічної ефективності капіталовкладень в нову техніку доцільно вести в такій послідовності [6]: вибір базового варіанта і обґрунтування його вихідних показників; визначення конкретних техніко-експлуатаційних показників, на які впливає запроваджуваний захід; дослідження і визначення розміру зміни величини показників в результаті впровадження; розрахунок експлуатаційних витрат, собівартості одиниці роботи, капітальних вкладень; визначення терміну окупності капіталовкладень, річного економічного ефекту та інших показників ефективності.

При розрахунках ефективності інвестицій визначають величину, яка найбільш цікавить споживача. Це величина, обернена до показника ефективності інвестицій - термін окупності інвестицій:

$$T_{OK} = \frac{K_{ел} - K_{диз}}{C_{диз} - C_{ел}}, \text{ років} \quad (1)$$

де $K_{диз}$ – капіталовкладення вантажівки з ДВЗ, грн;

$K_{ел}$ – капіталовкладення електровантажівки, грн;

$C_{диз}$ – експлуатаційні витрати вантажівки з ДВЗ, грн;

$C_{ел}$ – експлуатаційні витрати електровантажівки, грн.

До складу капіталовкладень входять витрати, пов'язані з придбанням транспортних засобів, додаткового обладнання, капіталовкладення в будівлі та ін. У випадку застосування електромобілів це буде вартість електромобіля та зарядної станції. Експлуатаційні витрати включають багато складових. Але в даному випадку враховуються тільки ті складові, які змінюються під час зміни виду транспортного засобу.

Експлуатаційні витрати автомобіля визначаються на основі витрат на моторне паливо (електроенергію), витрат на технічне обслуговування двигуна за рік, а також екологічного збитку вантажівкою з ДВЗ:

$$C = C_{нал} + C_{обс} + Z_{ек}, \text{ грн} \quad (2)$$

де $C_{нал}$ – витрати на моторне паливо (електроенергії) за рік, грн;

$C_{обс}$ – вартість технічного обслуговування ДВЗ за рік часу, грн, яка включає вартість: моторного масла, масляного фільтра, паливного фільтра, повітряного фільтра, виконаної роботи.

$Z_{ек}$ – екологічний збиток від дії відпрацьованих газів двигуна, грн/рік.

Витрати на паливо (електроенергію) транспортного засобу знаходяться за формулою:

$$C_{нал} = 10K_3 q_n C_n L_p, \text{ грн} \quad (3)$$

де K_3 – коефіцієнт підвищення витрати палива зимою (приймається $K_3 = 1,04$);

q_n – експлуатаційна витрата палива (електроенергії), л/100 км ($\text{кВт} / \text{год} / 100\text{км}$);

C_n – ціна палива (електроенергії), грн;

L_p – середній річний пробіг автомобіля, тис. км (визначається добутком денного пробігу на кількість робочих днів).

Збитки від шкідливої дії ВГ двигунів $Z_{ек}$ автомобілів з ДВЗ раніше визначались на основі методики по визначенню шкоди, яка завдається річними викидами шкідливих речовин в атмосферу ($Ш$, грн / рік) для всякого джерела:

$$Ш = \gamma * \sigma * f * M, \text{ грн} / \text{рік} \quad (4)$$

де γ – величина, що визначає нанесену шкоду однією умовною тонною забруднюючої речовини, грн / умовн. т;

σ – безрозмірний коефіцієнт відносної небезпеки, приймається залежно від території, що підпадає під забруднення;

f – поправка, що враховує характер розсіювання забруднюючої речовини в атмосфері;

M – приведена маса викидів шкідливих речовин в атмосферу, т /рік.

В даній роботі величина γ приймається рівною вартості палива ($\xi_{ДП}$) – 25 грн/кг. А також замість величини M в розрахунках використовується сумарна, приведена до оксиду вуглецю, сумарна питома маса викидів шкідливих речовин автомобілями в їздових циклах в атмосферу $\sum G_{ШР.Ц}$, г/км. Тому екологічний збиток $Z_{ек}$ (грн/рік) автомобіля з дизелем в їздових циклах [7] визначається таким чином:

$$Z_{ек} = \xi * \sigma * f * \sum G_{ШР.Ц}, \text{ грн / рік} \quad (5)$$

Відповідно для міста та приміських територій $\sigma = 8$, $f = 1,49$.

$$\sum G_{ШР.Ц} = \sum K_{АГР} * G_{\beta} = 1 * G_{CO} + 3.16 * G_{CH} + 41.1 * G_{NO} + 200 * G_{час}, \text{ г / км}, \quad (6)$$

де $\sum K_{АГР}$ – коефіцієнт агресивності конкретного компонента;

G_{β} – питома маса викидів β -го компонента, г/км.

Річний економічний ефект визначає ефективність використання електровантажівки і розраховується за формулою:

$$E = C_{диз} + \frac{C_{диз} - C_{ел} - E_H (K_{ел} - K_{диз})}{\rho_2 + E_H} - C_{ел}, \text{ грн}, \quad (7)$$

де $C_{диз}$, $C_{ел}$ – ціна автомобіля з дизелем і електровантажівки, грн;

$C_{диз}$, $C_{ел}$ – експлуатаційні витрати автомобіля з дизелем і електровантажівки, грн;

E_H – нормативний коефіцієнт ефективності;

$K_{диз}$, $K_{ел}$ – сукупні капітальні вкладення, грн.;

ρ_2 – коефіцієнт реновації.

Електровантажівку (рис. 1) яка має повну масу 27 т і може конкурувати в своєму класі в міських та приміських маршрутах з автомобілями з дизелями було створено на Луцькому автозаводі «Богдан-Моторс». Її створено на замовлення датської компанії, яка хоче використовувати її в якості сміттєвоза. На даний момент створено два зразки, які проходять випробування за кордоном на відповідність вимогам безпеки згідно стандартів Європи.



Рисунок 1 – Загальний вигляд електровантажівки ERCV27

Показники технічної характеристики електровантажівки ERCV27 Луцького автозаводу наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Технічна характеристика електровантажівки

Показник	Характеристика
Вид шасі	Багатофункціональне модульного принципу
Несучий елемент	Просторова несуча система
Вид трансмісії	Ведуча вісь з адаптованими мотор-колесами

Кількість електромоторів	2
Потужність мотора	max: 125 кВт
	min: 60 кВт
Ємність акумуляторної батареї	220 кВт/год
Термін служби АКБ	12 років
Запас ходу	220 км
Максимальна швидкість	80 км/год
Знаходження батареїного блоку	Над передньою віссю
Колісна формула	6x2
Тип передньої осі	Керована з незалежною підвіскою
Тип середньої осі	Ведуча
Тип задньої осі	Керована з незалежною підвіскою
Вантажопідйомність	9,0 т
Допустима маса	27 000 кг

В роботі виконано порівняння показників електровантажівки з показниками сміттєвоза MAN TGS-WW, який вибраний в якості базового варіанта. Його вантажопідйомність приблизно така ж, як і електровантажівки. Тому і транспортна продуктивність буде однаковою. Акумуляторна батарея має значну вартість. Заявлений термін служби акумуляторної батареї становить 12 років. Отже, придбання електровантажівки буде доцільним, якщо термін окупності капіталовкладень буде меншим за 12 років. Порівняльна характеристика електровантажівки та вантажівки MAN TGS-WW наведена в таблиці 2.

Таблиця 2 – Порівняльна характеристика електровантажівки та вантажівки MAN

Показник	Автомобіль MAN TGS-WW	Електровантажівка ERCV27
Ціна транспортного засобу, грн	6 750 000	10 800 000
Експлуатаційна витрата палива, л/100 км, або електроенергії, кВт/год на 100 км	38	250
Вантажопідйомність, кг	26 000	27 000
Об'єм моторного масла в системі мащення двигуна, л	40	0
Вартість 1 км пробігу, грн	11,78	1,44
Рівень екологічної безпеки	Євро-4	Нульові викиди

З табл. 2 видно, що ціна електровантажівки є значно більшою за ціну автомобіля з ДВЗ, отже різниця у 4 млн. грн. покриватиметься надто довго. Але вартість одного кілометра пробігу є значно меншою за рахунок меншої витрати на енергію для забезпечення руху. Зарядка акумуляторної батареї електромобіля буде відбуватись в нічний час. Експлуатаційна витрата палива (електроенергії) сміттєвоза включає лінійну норму витрати палива (електроенергії) на пробіг та витрату палива (електроенергії) на завантаження та розвантаження сміття. Дизель вантажного автомобіля потребує періодичного обслуговування. Показники вартості одного технічного обслуговування дизеля автомобіля MAN наведені в таблиці 3.

За даними підприємства «Луцькспецкомунтранс» за день автомобіль-сміттєвоз виконує в середньому 150 км пробігу і в рік працює приблизно 330 днів, отже річний пробіг становитиме приблизно 49 500 км. Прийнято, що технічне обслуговування (ТО) даних автомобілів проводиться через кожні 10 000 км, тому в рік відбуватиметься чотири ТО. Отже загальна сума витрат становитиме 25 600 грн. Електродвигун електромобіля не потребує обслуговування, отже це ще одна стаття економії коштів на експлуатаційні витрати. Важливим є те, що запас ходу електромобіля не менший за потрібний середньодобовий пробіг. Завод-виробник декларує термін служби акумуляторної батареї 12 років, але досвід експлуатації електромобілів свідчить, що під час цього терміну потрібно замінювати певну кількість окремих акумуляторів. Також є дані щодо швидшого зношування шин електромобіля [5]. В подальших дослідженнях це потрібно буде врахувати.

Таблиця 3 – Вартість одного технічного обслуговування дизеля

Показник	Ціна, грн
Масло моторне напівсинтетичне	4 000
Фільтр масляний	300
Паливний фільтр	400
Повітряний фільтр	1 400
Виконана робота	300
Разом	6 400

При використанні електромобіля має місце екологічний ефект, адже електродвигун не викидає шкідливих речовин. Викиди шкідливих речовин автомобіля з дизелем наведені в таблиці 4.

Таблиця 4 – Викиди шкідливих речовин автомобіля з дизелем, г/км

Стандарт	СО	СН	NO _x	Тверді частинки
Євро 4	0,50	0,05	0,25	0,025

За даними табл. 4 визначені сумарні викиди шкідливих речовин [8] та екологічний збиток від використання автомобіля з ДВЗ

Вихідні дані для розрахунку економічного ефекту від використання електровантажівки наведені в таблиці 5.

Таблиця 5 – Вихідні дані для розрахунку економічного ефекту

Показник	Позначення	Одиниця вим.	Автомобіль MAN	Електровантажівка
Сукупні капіталовкладення	К	грн	6750000	10862500
Середній річний пробіг	L _p	тис. км	49,5	49,5
Норма витрати моторного палива (електроенергії)	q _n	л/100км (кВт/год 100 км)	38	250
Ціна моторного палива (електроенергії)	Ц _n	грн/л (грн/кВт год)	25	0,579
Експлуатаційні витрати	С	грн	882 945	71 651,25

Сукупні капіталовкладення включають ціну транспортного засобу та обладнання, яке необхідне для його експлуатації. У випадку придбання вантажного електромобіля з акумуляторною батареєю великої ємності таким обладнанням є зарядна станція. Середня ціна зарядної станції вантажного електромобіля становить 62500 грн. У випадку придбання автомобіля з ДВЗ автопідприємство має необхідне обладнання для його обслуговування, тому сукупні капіталовкладення будуть рівні ціні автомобіля. Ціни моторного палива і електроенергії взяті на початок 2020 року.

Розрахункові дані річного економічного ефекту від використання вантажного електромобіля наведені в таблиці 6.

З таблиці 6 видно, що річний економічний ефект від використання електровантажівки становить більше мільйона грн. Правильність розрахунків підтверджена оцінкою вартості володіння електромобілем за методикою [4]. В роботі прийнято, що екологічний збиток від використання електротранспорту дорівнює нулю, але це можливо лише при використанні «екологічно чистої» електроенергії. Тобто, під час використання електромобіля має місце локальний екологічний ефект. В нашій державі частка теплових електростанцій, які є, в основному, вугільними і забруднюють атмосферу, у загальному виробництві електроенергії становить 29,5%. В подальших дослідженнях це потрібно буде врахувати. Врахування екологічного ефекту в його грошовому еквіваленті виконано визначенням екологічного збитку від використання автомобіля в ДВЗ за наведеною вище методикою. Суттєвою перевагою електровантажівки під час її використання в міських умовах є безшумність, відсутність гідроприводу в механізмі завантаження сміттового бункера, а також більша зручність керування у порівнянні з автомобілем з механічною коробкою передач.

Таблиця 6 – Розрахункові дані економічного ефекту

Показник	Позначення	Одиниці вим.	MAN	Електровантажівка
Витрати на паливо (електроенергію)	L_n	грн.	415800	202554
Витрати на обслуговування двигуна	$C_{обс}$	грн.	19600	-
Екологічний збиток	$Z_{ц}$	грн.	263192	-
Економічний ефект	E	грн.	-	1054365
Термін окупності з врахуванням екологічного збитку	$T_{ок}$	років	-	6,9
Термін окупності без врахування екологічного збитку	$T_{ок}$	років	-	11,9

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

З використанням математичної моделі встановлено, що собівартість транспортної роботи електровантажівки є втричі меншою в зв'язку з меншою вартістю енергії для руху. Але термін окупності без врахування екологічного збитку є значним і становить 11,9 років. Він практично рівний терміну служби акумуляторної батареї. Ситуація ще більш погіршиться при зростанні ціни електроенергії, яке може відбутися внаслідок збільшення кількості електромобілів і зростанні попиту на електроенергію. Тому для наших умов доцільним є зменшення ціни електромобіля за рахунок спрощення його конструкції. Зокрема, доцільно відмовитись від керованих коліс задньої осі і виконати її некерованою, а також спростити обладнання кабіни водія: відмовитись від круїз-контролю, системи забезпечення курсової стійкості, системи автоматичної підтримки положення кузова відносно рівня дороги. Але загалом на світовому рівні конструкція електромобілів буде вдосконалюватись.

ВИСНОВКИ

Розроблено метод оцінки економічної ефективності використання вантажних електромобілів. Встановлено, що дану електровантажівку економічно доцільно використовувати на міських та приміських маршрутах в умовах нашої держави за умови, коли середньодобовий пробіг менший за запас ходу на одній зарядці. Але на даний час ціна вантажних електромобілів є дуже високою. В нашій країні, на жаль, зараз екологічний збиток мало цікавить власників транспортних засобів, а термін окупності електромобіля без врахування екологічного ефекту є досить значний. Він практично рівний терміну служби акумуляторних батарей. Тому для наших умов є доцільним спрощення конструкції вантажного електромобіля для того щоб зменшити його ціну.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Караян О.Ю. Электромобиль и перспективы его развития / О.Ю. Караян, К.А. Чебанов, Ж.А. Соловьева // Фундаментальные исследования. – 2015. – № 12–4. – С. 693–696.
2. Worldwide number of battery electric vehicles in use from 2012 to 2017 [Електронний ресурс]: <https://www.statista.com/statistics/270603/worldwide-number-of-hybrid-and-electric-vehicles-since-2009>.
3. Петров Р.Л. Составят ли электромобили и подключаемые к электросети гибридные автомобили PHEV конкуренцию традиционным ДВС? / Р.Л. Петров // «Журнал автомобильных инженеров». – 2015. – №6. – С. 12–18.
4. Шабанов А.А. Характеристики электромобилей и тенденции развития электропривода / А.А. Шабанов, В.В. Ломакин // Журнал автомобильных инженеров. – 2014. – № 3 (86). – С. 38–43.
5. Бахмутов С.В. «Чистые» автомобили: направления развития и достигаемые результаты / С.В. Бахмутов, К.Е. Карпунин // Журнал автомобильных инженеров. – 2012. – №6 (77). – С. 51–54.
6. Корчагин В.А. Расчет экономической эффективности внедрения новой техники на автотранспортных предприятиях / В.А. Корчагин, Д.В. Птицын. – К: Техника, 1980. – 104 с.
7. Гутаревич Ю.Ф. Порівняння екологічних показників вантажних автомобілів з двигунами різних типів за їздовим циклом / Ю.Ф. Гутаревич, В.В. Мороз // Вісник НТУ. – 2004. – №9. – С. 86–91.
8. Zaharchuk V. The Choice of a Rational Type of Fuel For Technological Vehicles / Zaharchuk, V., Gritsuk, I., Zaharchuk, O., Golovan, A. et al., // SAE Technical Paper 2018-01-1759, 2018.

REFERENCES

1. Karamyan O.Y., Chebanov K.A. & Solov'eva G.A. (2015). Elektromobil' i perspektvy ego razvitiya. Fundamental'nye issledovaniya, 693–696.
2. Worldwide number of battery electric vehicles in use from 2012 to 2017. (2009). [Elektronny`j resurs]: <https://www.statista.com/statistics/270603/worldwide-number-of-hybrid-and-electric-vehicles-since-2009>.
3. Petrov R.L. (2015). Sostavyat li elektromobili i podklyuchaemye k elektroseti gibridnye avtomobili PHEV konkurenciyu tradicionnym DVS?. Zhurnal «Avtomobil'nyh inzhenerov», 12–18.
4. Shabanov A.A. & Lomakin A.A. (2014). Harakteristiki elektromobilej i tendencii razvitiya elektroprivoda. Zhurnal «Avtomobil'nyh inzhenerov», 38–43.
5. Bahmutov S.V. & Karpuhin K.E. (2012). «Chistye» avtomobili: napravleniya razvitiya i dostigaemye rezul'taty. Zhurnal «Avtomobil'nyh inzhenerov», 51–54.
6. Korchagin V.A. & Pticyn D.V. (1980). Raschet ekonomicheskoy effektivnosti vnedreniya novoj tekhniki na avtotransportnyh predpriyatiyah. Tekhnika, 104.
7. Gutarevich Y.F. & Moroz V.V. (2004). Porivnyannya ekologichny`x pokazny`kiv vantazhny`x avtomobiliv z dvy`gunamy` rizny`x ty`piv za yizdovy`m cy`kлом. Visny`k NTU, 86–91.
8. 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.

V. Zakharchuk, O. Zakharchuk, O. Melnychuk. Expediency of using electric trucks in Ukraine

The economic and ecological expediency of using electric trucks in Ukraine was substantiated. A substantial advantage of electromobiles is the presence of a local environmental effect during their operation activity, as well as lower operating costs. This is due to the lower price of electricity to provide traffic in comparison to the price of automobile fuel. Furthermore, electromobile has lower maintenance charges. Therefore, electric cars are becoming widespread in the world and in our country in particular. The evaluation method of the economic efficiency of using electric trucks taking into account the absence of natural environment damage was developed. Research methods are theoretical. By using mathematic simulation the economic factors of electric trucks operation were determined. The research paper compares the characteristic signs of the ERCV27 electric truck manufactured by the Lutsk Automobile Plant with the of the characteristic signs of MAN TGS-WW car, which was chosen as the basic variant. Its payload is approximately the same as that of electric trucks, so the transport specific output will be the same. Taking into account the reduction of environmental damage, the payback period of investments of the purchase of an electric vehicle is almost seven years. The accuracy of calculations was confirmed by the assessment of the owning cost of the electric vehicle. The payback period without taking into account the environmental damage is twelve years, which is equal to the service life of the accumulator battery. The reason for the significant payback period is that the price of an electric car is very high compared to the price of a diesel car. Accordingly, for our conditions it is reasonable to simplify the design of an electric truck in order to reduce its price.

Key words: electric truck, payback period, operating costs, capital investments.

ЗАХАРЧУК Віктор Іванович, доктор технічних наук, професор кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет e-mail: victavto@gmail.com.

ЗАХАРЧУК Олег Вікторович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет e-mail: Zaharchukov205@gmail.com.

МЕЛЬНИЧУК Олександр Юрійович, магістр кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет.

Victor ZAHARCHUK, Doctor of Technical Sciences, Professor of the department of motor cars and transport technologies, Lutsk National Technical University e-mail: victavto@gmail.com.

Oleg ZAHARCHUK, PhD in Engineering, associate professor of the department of motor cars and transport technologies, Lutsk National Technical University e-mail: Zaharchukov205@gmail.com.

Oleksandr MELNYCHUK, Master of the department of motor cars and transport technologies, Lutsk National Technical University.

DOI 10.36910/automash.v1i14.351

Мазилюк П. В., Сітовський О. П., Дубицький О. С., Бодак В. І.
Луцький національний технічний університет

ПОРІВНЯННЯ ІНТЕНСИВНОСТІ РУХУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В УКРАЇНІ ТА У ВЕЛИКІЙ БРИТАНІЇ ПІД ЧАС ПОШИРЕННЯ COVID-19

В статті розглянуто вплив інтенсивності поширення пандемії вірусу Covid-19 в Україні та Великій Британії на зміну трафіку дорожнього руху. Для цього проаналізовано введені карантинні заходи, які запобігають більш інтенсивному його поширенню. Розглядалась інтенсивність руху транспортних засобів у Великій Британії під час введення карантинних заходів. Досліджувалась інтенсивність руху транспортних засобів на основних перехрестях міста Луцька під час введення карантинних заходів з 12 березня по 21 квітня 2020 року. Введення таких карантинних заходів зменшує переміщення людей у громадський місця.

Встановлено, що введення карантинних заходів змінює інтенсивність руху транспортних засобів. Інтенсивність руху транспорту зменшилась від 35 до 55%. Замітний пік зменшення інтенсивності руху відбувся у суботу та неділю.

Найбільший прояв зміни інтенсивності руху транспортних засобів відбувся з 11 по 21 квітня 2020 року. Всі зміни приводять до необхідності зміни режиму роботи світлофорних об'єктів.

Такі кардинальні зміни в трафіку транспортних засобів відбуваються під час введення карантинних заходів, які неможливо штучно створити під час звичайного життя і руху транспортних засобів. Результати цих досліджень можуть ефективно використовуватись під час моделювання руху, як транспортних потоків так і окремих транспортних засобів. Особливо це можливо використати для моделювання руху приватного транспорту.

Зменшення інтенсивності руху транспортного потоку дозволяє підвищити можливість використання додаткової системи відображення рекомендованого режиму руху водіям для проїзду регульованих ділянок доріг або прогнозованих перешкод без зупинок.

Ключові слова: транспортні засоби, інтенсивність руху, Covid-19, світлофорні об'єкти, перехрестя

ВСТУП

Досить важко спрогнозувати інтенсивність руху транспорту в ту чи іншу пору доби у вихідний чи будній день. На цей показник можуть впливати багато факторів. Одними із таких є природні явища, карантинні заходи, аварії, мітингові протести людей і т.д. У зв'язку з цим необхідно корегувати режим роботи світлофорних об'єктів під кожен фактор впливу, або ситуації, які створюються на дорогах.

У 2020 році одним із основних факторів впливу на інтенсивність руху є поширення пандемії вірусу Covid-19 та введених карантинних заходів для зменшення його поширення.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

В Україні поширення пандемії вірусу Covid-19 за офіційними даними відбувся в кінці лютого, а перший лабораторно підтверджений випадок 3 березня 2020 року [1]. З того часу представники влади обговорювали стратегію і хід подальших дій в Україні.

З 12 березня офіційно в Україні запроваджено карантин у навчальних закладах та низка інших дій для запобігання стрімкого поширення Covid-19 [2]. Ці зміни практично не змінили інтенсивність руху у Волинській області.

З 19 березня у місті Луцьку припиняє працювати весь громадський транспорт [3]. Дані заходи посприяли зменшенню інтенсивності руху транспорту на 20%.

25 березня надзвичайну ситуацію запровадили по всій Україні, а сам карантин продовжили до 24 квітня [3]. В той же час у Волинській області зафіксували перший випадок зараження вірусом Covid-19. В області розмістили блок-пости при в'їздах і виїздах. Інтенсивність руху при цьому не почала зменшуватись, так як люди з районів почали їздити по товари до обласного центру, не знаючи чи буде в подальшому така можливість.

З 11 квітня у вихідні дні у Волинській області вводять режим максимального обмеження пересування. Зокрема, з 13.00 суботи до 06.00 понеділка волинян просять не виходити з дому а необхідні товари та ліки купляти заздалегідь [3].

Міністерство охорони здоров'я України показали статистику поширення вірусу по Україні (рис. 1) [4].

Найбільшим осередком поширення вірусу стали Чернівецька, Київська та Івано-Франківська області. Офіційно підтверджено 72 випадки зараження на Волині, а у місті Луцьку 20 випадків станом на 12 квітня [4].

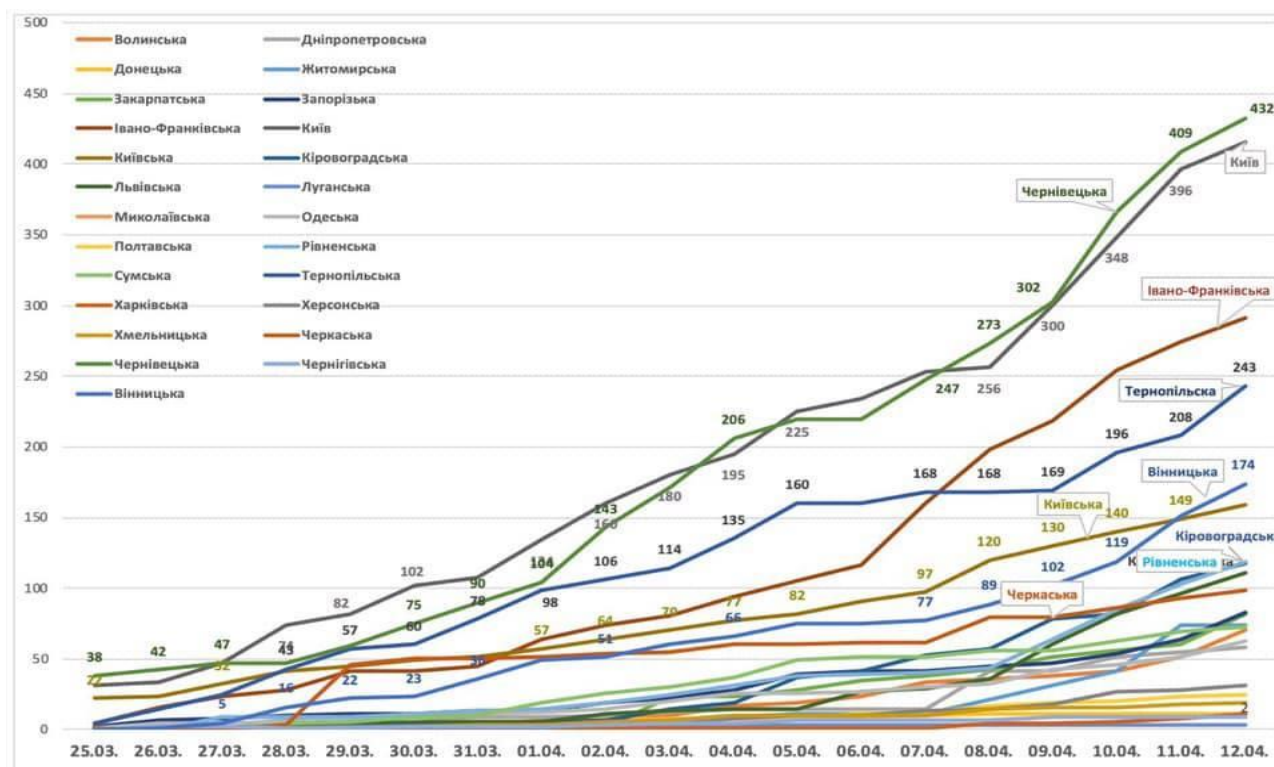
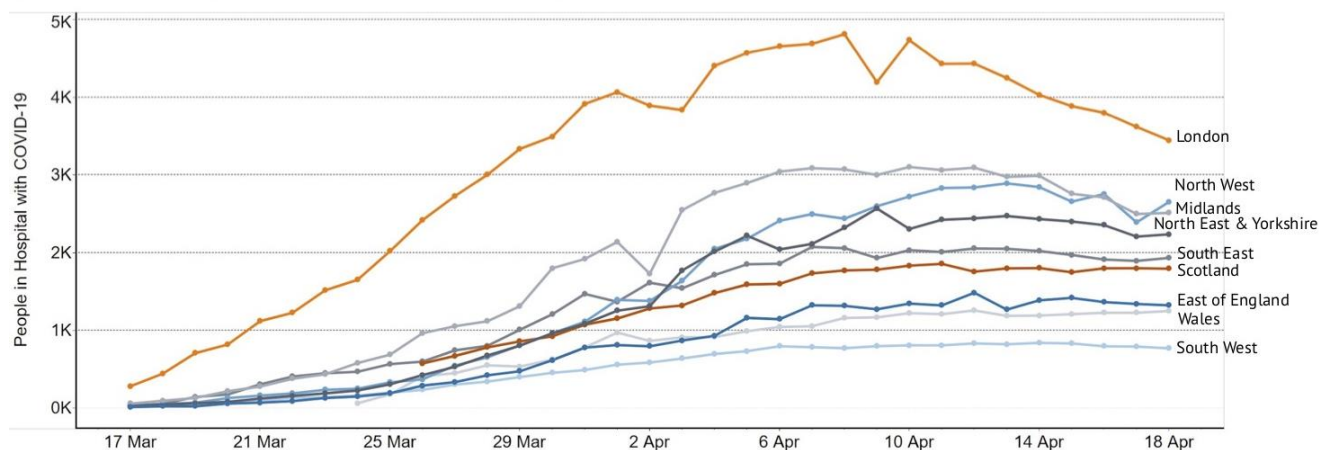


Рисунок 1 – Поширення Covid-19 в Україні з 25 березня по 12 квітня 2020 року [4]

Розглядаючи ситуацію у Великій Британії, де перше поширення вірусу Covid-19 відбулося місяцем раніше має наступні показники поширення (рис. 2) [5].



Source: NHSE, Welsh Gov., Scotland Gov.

Рисунок 2 – Поширення Covid-19 у містах Великобританії [5]

Дану статистику показав прем'єр-міністр Великої Британії у своєму пості у twitterі. Як бачимо досить великі показники поширення, зважаючи на те, що масштабні карантинні заходи почали проводити тільки у березні місяці. Для прикладу навчальні заклади у Великобританії почали закривати з 18 березня [6], а інші обмеження по руху тільки з 23 березня [7].

Загалом поширення пандемії вірусу Covid-19 стала одною з основних проблем світу 2020 року. Введення карантину призвело до зменшення економічних показників всіх країн. В наслідок зменшення економічних показників відповідно і зменшиться і кількість, як вантажних так і

пасажирських транспортних засобів. Особливо це стосується громадського транспорту, який перестав працювати на маршрутах частково або навіть повністю [3].

Наслідки прогнозують, як у 2008 році у час настання фінансової кризи або навіть більш катастрофічні.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Ціль роботи передбачає дослідження впливу пандемії вірусу Covid-19 на інтенсивність руху транспортних засобів.

Основними задачами є дослідження зміни інтенсивності руху транспортних засобів на основних перехрестях м. Луцька та порівняння зі зміною інтенсивності руху транспорту інших країн – на прикладі Великої Британії.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Розглядаючи карантинні заходи в Україні та Волинській області виділимо зміну трафіку як в міському так і в міжміському русі. Для визначення цих змін були проведені певні дослідження.

Дослідження проводились на декількох основних перехрестях та вулицях міста Луцька. За основу була взята інтенсивність руху транспорту до введення карантину [8] і була прирівняна до 100%. Результати спостережень представлені у вигляді графіка (рис. 3).

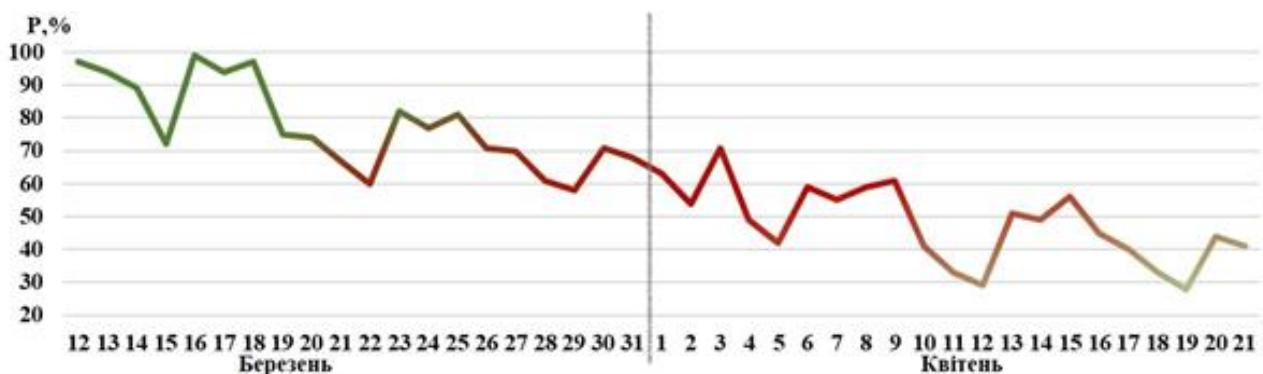


Рисунок 3 – Інтенсивність руху транспорту у м. Луцьку під час поширення Covid-19

Як видно з графічної залежності введення карантину під час пандемії вірусу Covid-19 суттєво вплинув на рух транспортних засобів. Інтенсивність руху транспорту зменшилась від 35 до 55% в окремі дні. Найбільший пік зменшення інтенсивності руху відбувся у вихідні дні.

Дослідження у Великій Британії показали результати введення карантину (рис. 4) [5].

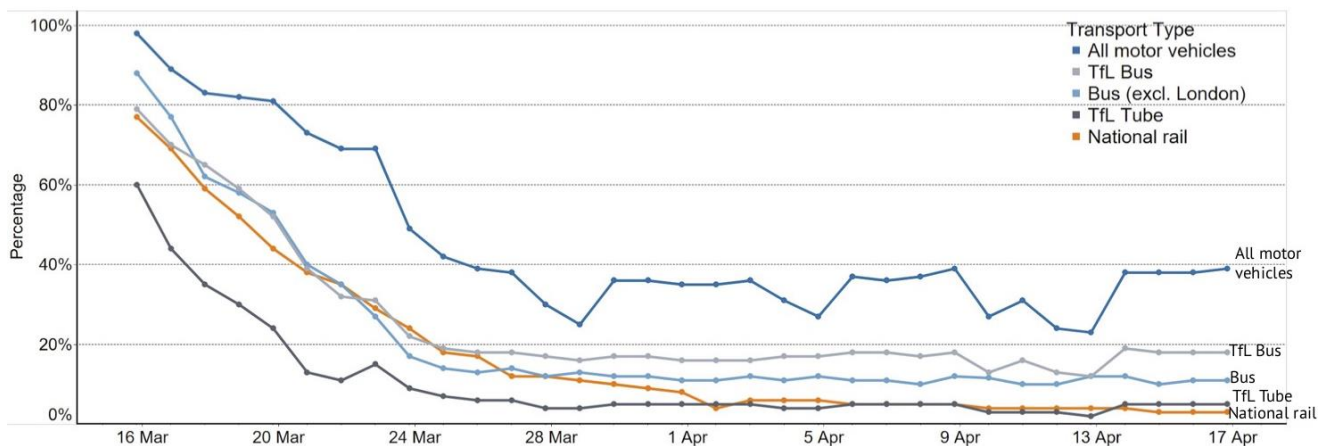


Рисунок 4 – Інтенсивність руху транспорту у Великій Британії під час поширення Covid-19 [5]

Тут інтенсивність руху всіх транспортних засобів сягнула відмітки нижче 40%.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Проведений аналіз літературних джерел інтенсивності руху транспортних засобів у Великій Британії та спостереження за рухом транспорту у м. Луцьку показують, що такі серйозні катаклізми,

як епідемії та пандемії при введенні карантинних заходів суттєво впливають на зміну трафіку і режимів руху транспортних засобів. Усі ці зміни руху транспортних засобів мають подібний розвиток в різних країнах.

Суттєві зміни трафіка потребують змін для режимів роботи світлофорних об'єктів. Для транспортних засобів підвищується можливість застосування методу раціонального проїзду світлофорних об'єктів, який дозволяє проїжджати регульовані ділянки дороги або прогнозовані перешкоди без зупинки [9], так як зменшується інтенсивність руху транспортних засобів [10]. Більш ретельні дослідження можуть бути використані для проведення моделювання і внесення змін в організацію дорожнього руху як і в Україні так і поза її межами.

ВИСНОВКИ

В результаті огляду літературних джерел було розглянуто інтенсивність поширення Covid-19 в Україні та Великій Британії. Досліджено інтенсивність руху транспорту на основних перехрестях м. Луцька, яка показала, що карантинні заходи зменшили інтенсивність руху від 35 до 55% в залежності від днів тижня. Найбільше зменшення інтенсивності руху транспортних засобів відбулося у вихідні дні. Було відображено інтенсивності руху у Великій Британії, які показали спад інтенсивності руху всіх транспортних засобів до відмітки 40% [5].

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Коронавірус: в Україні є перший хворий / BBS News | Україна. URL: <https://www.bbc.com/ukrainian/news-51633732> (дата звернення: 18.04.2020).
2. З 12 березня запроваджено карантин / Укрінформ. URL: <https://www.ukrinform.ua/rubric-society/2895549-v-ukraini-tritiznevij-karantin-cerez-koronavirus.html> (дата звернення: 19.04.2020).
3. Карантин / Укрінформ. URL: https://www.ukrinform.ua/rubric-other_news/2905220-karantin.html (дата звернення: 20.04.2020).
4. У МОЗ показали динаміку поширення коронавірусу по регіонах / Укрінформ URL: <https://www.ukrinform.ua/rubric-society/3004164-u-moz-pokazali-dinamiku-posirennja-koronavirusu-po-regionah.html> (дата звернення: 29.04.2020).
5. Slides from today's #coronavirus press conference (19 April 2020): / twitter. URL: <https://twitter.com/10DowningStreet/status/1251918752704352259> (дата звернення: 30.04.2020).
6. "Коронавірус распространяется быстрее, чем ожидалось": правительство Великобритании закрывает школы на карантин / tsn. URL: <https://tsn.ua/ru/svit/koronavirus-rasprostranyaetsya-bystrye-chem-ozhidalos-pravitelstvo-velikobritanii-zakryvaet-shkoly-na-karantin-1510536.html> (дата обращения: 02.05.2020).
7. Як проходить карантин у Великій Британії, яка одна з останніх запровадила карантин / radiosvoboda. URL: <https://www.radiosvoboda.org/a/photo-coronavirus-uk/30568035.html> (дата звернення: 03.05.2020).
8. Мазилюк П. В. Спостереження за діями водіїв під час руху вуличними мережами м. Луцька. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2017. № 1 (8). С.80–83.
9. Мазилюк П. В. Розробка методу раціонального проїзду транспортними засобами регульованих ділянок доріг : дис. канд. техн. наук : 05.22.01. Луцьк, 2019. 191 с.
10. Мазилюк П. В. Дослідження руху КТЗ при проїзді стоп-лінії світлофора. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2016. № 3 (7). С. 95–97.

REFERENCES

1. Coronavirus: v Ukrayini ye pershyu khvoryu (2020) / BBS News | Ukrayina. URL: <https://www.bbc.com/ukrainian/news-51633732>.
2. Z 12 bereznya zaprovadzhenno karantyn (2020)/ Ukrinform. URL: <https://www.ukrinform.ua/rubric-society/2895549-v-ukraini-tritiznevij-karantin-cerez-koronavirus.html>.
3. Karantyn (2020)/ Ukrinform. URL: https://www.ukrinform.ua/rubric-other_news/2905220-karantin.html.
4. U MOZ pokazaly dynamiku poshyrennya koronavirusu po rehionakh (2020) / Ukrinform URL: <https://www.ukrinform.ua/rubric-society/3004164-u-moz-pokazali-dinamiku-posirennja-koronavirusu-po-regionah.html>.
5. Slides from today's #coronavirus press conference (19 April 2020): / twitter. URL: <https://twitter.com/10DowningStreet/status/1251918752704352259>

6. "Koronavirus rasprostranyaet-sya bystree, chem ozhydalos": pravyytel'stvo Velykobrytany zakryvaet shkoly na karantyn / tsn. URL: <https://tsn.ua/ru/svit/koronavirus-rasprostranyaetsya-bystrye-chem-ozhydalos-pravitelstvo-velikobritanii-zakryvaet-shkoly-na-karantin-1510536.html>.
7. Yak prokhodyt' karantyn u Velykiy Brytaniyi, yaka odna z ostannikh zaprovadyla karantyn / radiosvoboda. URL: <https://www.radiosvoboda.org/a/photo-coronavirus-uk/30568035.html>.
8. P. Mazyliuk Monitoring the actions of drivers while driving on the street networks of Lutsk (2017). Modern technologies in mechanical engineering and transport. № 1 (8). P.80–83.
9. P. Mazyliuk Development of a method of rational passage of the regulated road sections by the vehicles (2019) : dissertation of the candidate of technical sciences: 05.22.01. Lutsk, 191 p.
10. P. Mazyliuk Investigation of the movement of the vehicle when passing the stop line of traffic lights (2016). Modern technologies in mechanical engineering and transport. № 3 (7). P. 95–97.

In the article the influence of the intensity spread of a pandemic virus Covid-19 in Ukraine and the United Kingdom on the change of traffic. To do this, they analyzed the quarantine measures that were introduced more intensive and prevent the spread of the pandemic. Authorities have introduced a regime of maximum restrictions on the movement of people. Seen traffic of vehicles in the United Kingdom with the introduction of quarantine measures. It was investigated by the traffic of vehicles on the major crossroads of Lutsk with the introduction of quarantine measures from 12 March to 21 April 2020. The introduction of such quarantine measures reduces the movement of people in public places.

It is established that the introduction of quarantine measures changes the intensity of traffic. The intensity of traffic before quarantine was taken as a basis. The intensity of traffic has decreased from 30 to 45%. The greatest manifestation of change in the intensity vehicular traffic happens on Saturday and Sunday. All this changes lead to the need to change the mode of traffic lights objects.

Such dramatic changes in traffic vehicles occur when entering quarantine measures. That we cannot artificially create during normal life and traffic vehicles. The results of these researches can be effectively used in modeling of motion traffic flows and individual vehicles. Especially it may be used to modeling the movement of private vehicles.

Reducing the intensity of traffic allows increasing the possibility of using an additional system for displaying the recommended mode of movement for drivers to travel on regulated sections of roads or forecasted obstacles without stopping vehicles.

Keywords: vehicles, traffic intensity, Covid-19, traffic light objects, intersections

МАЗИЛЮК Павло Вікторович, кандидат технічних наук кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький НТУ, e-mail: mazylyuk@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0001-5071-5109>

СІТОВСЬКИЙ Олег Пилипович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький НТУ, e-mail: sitovsky@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0003-0382-2299>

ДУБИЦЬКИЙ Олександр Сергійович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький НТУ, e-mail: o.dubyskyi@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-4863-4040>

БОДАК Володимир Іванович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький НТУ, e-mail: bodak.lutsk@gmail.com.

Pavlo MAZYLYUK, PhD. in Engineering of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: mazylyuk@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0001-5071-5109>

Oleg SITOVS'KYI, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: sitovsky@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0003-0382-2299>

Alexander DUBITSKY, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: o.dubyskyi@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-4863-4040>

Volodymyr BODAK, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: bodak.lutsk@gmail.com.

DOI 10.36910/automash.v1i14.352

Онищук В.П., Стельмашук В.В., Дубицький О.С., Булік Ю.В.
Луцький національний технічний університет

АВТОМОБІЛІ-РОБОТИ: МОЖЛИВОСТІ ТА НАСЛІДКИ ДЛЯ ТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ

У цьому дослідженні досліджуються проблеми та можливості, пов'язані з транспортною політикою, які можуть виникнути внаслідок нових технологій автомобілів-роботів(А-Р). Ці технології можуть знизити транспортні витрати та збільшити доступність для осіб з проблемами мобільності. Ця нова технологія також має далекосяжні застосування та наслідки, що перевищують усі поточні очікування. Неодмінною частиною перспективного розвитку А-Р є зв'язок між автомобілями та інфраструктурою (підключені транспортні засоби). Існує великий розрив знань в технологіях щодо маршрутизації поведінки. Технологія підключення автомобіля дає чудову можливість впровадити ефективну та інтелектуальну систему маршрутизації. З цією метою пропонується концептуальна навігаційна модель на основі флоту А-Р, які централізовано відправляються по мережі, що прагнуть оптимізувати систему.

В роботі досліджено такі основні фактори: майбутні можливості, а також на можливі перешкоди, пов'язані з технологією А-Р; оптимізація навігаційної моделі А-Р для покращення маршрутизації і дорожньої обстановки.

Ключові слова: автомобіль-робот, автономний транспортний засіб, підключений транспортний засіб, навігація автомобіля, оптимальність системи, розумна транспортна система.

ВСТУП

Нові технології в спілкуванні та робототехніці суттєво вплинули на наш щоденний спосіб життя, перевезення не є винятком. Ці технології породили перспективу технології автомобіля-робота (А-Р), яка спрямована на зменшення аварій, споживання енергії, забруднення та перевантажень, одночасно збільшуючи транспортну доступність. Хоча ідея транспортних без водіїв засобів існує вже десятиліття, непомірні витрати гальмують масштабне виробництво [1]. Тим не менш, в останнє десятиліття спостерігалось прискорення зусиль у галузі досліджень та розробок, щоб довести ідею А-Р до практичної реалізації. Наприклад, поява автомобіля Google викликала чималий резонанс. Автомобільна промисловість витрачає близько 77 мільярдів євро на НДДКР для того, щоб розвивати інновації та залишатися конкурентоспроможними [2, 3].

Швидкий розвиток комунікаційних технологій та необхідність задовольнити попити старіючого населення в розвинених країнах потенційно зробили А-Р необхідністю та життєво важливою парадигмою бізнесу [4]. Деякі вчені наполегливо попереджають про те, що нові ідеї та технології, такі як соціальні мережі, смартфони та аудіосистеми, наполегливо попереджають, що ландшафт транспорту швидко змінюється [5-7]. Приклад – Uber, який охоплює міста настільки, що таксі компанії намагаються зберегти бізнес і залишатися конкурентоспроможними. Manuika та ін. включає автоматизацію транспортних засобів у список десяти кращих технологій майбутнього.

В результаті жорсткої конкуренції серед виробників автомобілів 2020 рік був визначений як горизонтний рік, щоб пропонувати комерційні А-Р загальному ринку [1]. На рисунку 1 представлені прототипи автомобілів-роботів основних гравців автомобілебудівного ринку [8]. Можливо, середина поточного століття припадуть на зрілі роки ринку А-Р. На основі розгортання та прийняття попередніх технологій розумних транспортних засобів (таких як автоматична коробка передач та гібридно-електричний привід) [9], прогноз передбачає, що до 2040 року очікується, що А-Р становитимуть близько 50% продажів транспортних засобів, 30% транспортних засобів та 40% всіх транспортних засобів. Тому надзвичайно важливо бути готовим до таких можливих ситуацій та розуміти майбутні виклики та можливості.






					
	BMW	Mercedes-Benz	Nissan	Google	General Motors
Автомобіль	5 Series (modified)	S 500 Intelligent Drive Research Vehicle	Leaf EV (modified)	Prius and Lexus (modified)	Cadillac SRX (modified)
Ключові технології	<ul style="list-style-type: none"> * Відеокамера відстежує розмітку смуги та читає дорожні знаки * Радіолокаційні датчики виявляють предмети попереду * Бічні лазерні датчики * Ультразвукові датчики * Диференціальний GPS Дуже точна карта 	<ul style="list-style-type: none"> * Стереокамера бачить об'єкти попереду в 3D * Додаткові камери читають дорожні знаки та виявляють світлофори * РЛС короткого та далекого радіусу дії * Інфрачервона камера * Ультразвукові датчики 	<ul style="list-style-type: none"> * Передній і бічний радар * Камера * Передні, задні та бічні лазерні сканери * Чотири ширококутні камери показують оточення водія та машини 	<ul style="list-style-type: none"> * LIDAR на даху виявляє предмети навколо машини в 3D * Камера допомагає виявляти об'єкти * Передній і бічний радар * Інерційне положення вимірювальної одиниці відстежує положення * Колісний кодер відстежує рух * Дуже точна карта 	<ul style="list-style-type: none"> * Кілька лазерних датчиків * РЛС * Диференціальний GPS * Камери * Дуже точна карта

Рисунок 1 – Типові специфікації автомобілів-роботів

А-Р пов'язаний з різноманітними позитивними впливами на суспільство, такими як безпечніша транспортна система, нижча вартість транспорту, а також уможливлення мобільності для людей. Такі позитивні наслідки є рушійними силами появи А-Р-технології, що робить її життєздатною економічною моделлю в найближчому майбутньому.

А-Р повинні розглядатися, як багатопрофільна технологія. Для забезпечення успішної роботи парадигми А-Р необхідно: "Підключений" та "Big Data" [10]. Відповідно, термінами «підключений» або «підключений транспортний засіб» позначають технології, що забезпечують комунікацію між усіма компонентами транспортної мережі, які надають допомогу або зацікавленим особам, включаючи пішоходів, органи влади та транспортні засоби, а також інфраструктуру. На рис. 2 показано концептуальне зображення системи підключення А-Р до єдиного центру керування та обробки даних. Підключений компонент вимагатиме величезної кількості даних з різних джерел. Як результат, "Big Data" – це термін, який використовується для підкреслення важливості обробки такої безпрецедентної кількості інформації, для якої потрібні спеціальні положення, включаючи програмне забезпечення та обладнання.



Рисунок 2 – Представлення підключених транспортних засобів та інфраструктури

Кожен з цих компонентів є або був предметом широких досліджень у різних галузях. Таким чином, технологію автомобілів-роботі можна розглядати на перехресті багатьох дисциплін, таких як транспортна наука, електротехніка, інформаційні технології, програмне забезпечення та технічне обладнання, право, етика та філософія.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Перша спроба спрямування транспортних засобів без водія датується на початку 1920-х років та набрала обертів у 1980-х роках, коли дослідникам вдалося розробити автоматизовані системи автомобільних доріг [13-15]. Це проклало шлях для підключення напівавтономних та автономних транспортних засобів до інфраструктури шосе. А-Р були спроектовані в основному в Німеччині та США протягом 1980-2000 років [5, 16].

А-Р завдячують своїм існуванням дослідженням безпілотного обладнання, проведеними оборонним сектором, відомим під назвою (DARPA) агентством прогресивних дослідницьких проєктів оборонних досліджень США. Станом на липень 2015 року сумарний пробіг автопарку Google без водіїв становив понад мільйон миль, під час цього було зафіксовано лише 14 незначних дорожньо-транспортних пригод на дорогах загального користування. Однак у всіх випадках А-Р не був винен; переважно ДТП ставались у режимі ручного керування або винен був інший водій винен. Тим не менш, перша ДТП, в якій автомобіль Google виявився винним, сталася 14 лютого 2016 року, коли автомобіль вдарився в борт автобуса в місті Маунтін-В'ю.

Важливо зазначити, що рівень автоматизації може змінюватися від нуля до повної автоматизації. NHTSA (Національне управління безпекою руху на трасах) поділяє автоматизацію транспортних засобів на п'ять рівнів:

- *Без автоматизації (рівень 0)* Водій у будь-який час має повне та єдине управління та управління автомобілем щодо рульового керування, гальмування, дросельної заслінки та рушійної сили.
- *Функціональна автоматизація (рівень 1)* Деякі конкретні функції управління, такі як електронний контроль стійкості або гальма з попереднім завантаженням, автоматизуються.
- *Автоматизована комбінована функція (рівень 2)* Принаймні дві основні функції управління, такі як адаптивний круїз-контроль у поєднанні з контролем смуги руху автоматизовані.
- *Обмежена автоматизація самостійного водіння (рівень 3)* За певних дорожніх або екологічних умов водій передає повний контроль над усіма важливими для безпеки функціями і в значній мірі покладається на транспортний засіб для спостереження за будь-якими змінами умов, що вимагають переходу до управління водієм. Водій повинен буде відновити управління транспортним засобом, але з достатнім перехідним часом.
- *Повна автоматизація самостійного водіння (рівень 4)* Автомобіль розроблений для контролю стану дорожнього полотна та автономної роботи, виконуючи всі критично важливі для безпеки функції водіння протягом усієї поїздки (*рівень без водія*).

А-Р працюють на трифазній конструкції, відомій як «сенс-план-дія», що є передумовою багатьох робототехнічних систем [17- 19]. Суттєвий виклик для АР полягає в тому, щоб зрозуміти складне та динамічне середовище руху [1, 20]. З цією метою А-Р оснащені різноманітними датчиками, камерою, радаром тощо, які отримують необроблені дані та інформацію з навколишнього середовища. Потім ці дані слугуватимуть вихідними даними для програмного забезпечення, яке рекомендувало б відповідні дії, такі як прискорення, зміна смуги руху та обгін.

Для вирішення такої складної роботи використовується комбінація технологій нагляді [21]. Зазвичай це завдання вирішується комбінацією радіолокаційної станції (РЛС), лідара (технологія дистанційного зондування для вимірювання відстані шляхом освітлення об'єкта лазерним променем та аналізу відбитого світла та часу його руху), а також системи моно- або стереокамер (рис. 3).

Переваги та недоліки АР

Хоча транспорт є засобом сприяння розвитку суспільства, він неминуче поєднується з негативними зовнішніми явищами, такими як забруднення, аварії та людські жертви. Існує велика кількість досліджень, що оцінюють ці витрати з точки зору транспортних засобів, керованих людьми. Ці витрати відрізняються від прямих понесених витрат, таких як вартість бензину, обслуговування транспортних засобів, реєстрація транспортних засобів та ліцензування або квитки на громадський транспорт.

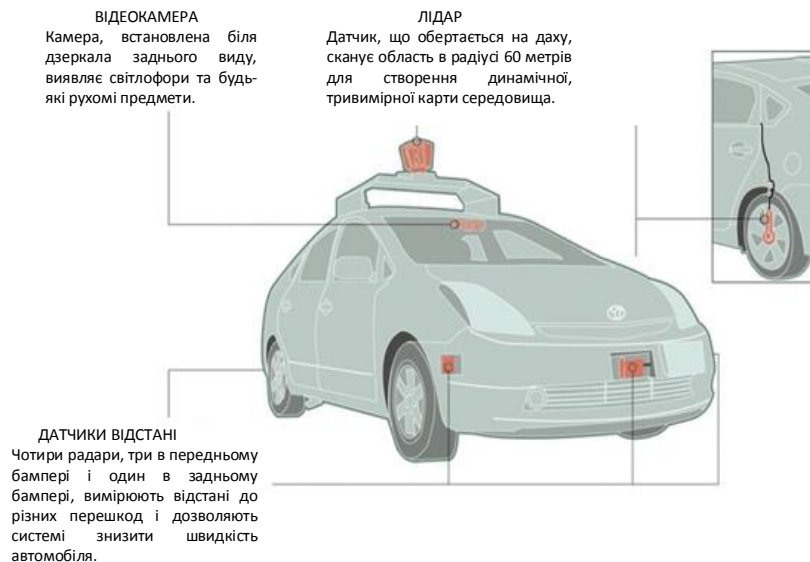


Рисунок 3 – Комунікаційні технології А-Р [27]

Зовнішні втрати – це прихована вартість, накладена на суспільство в цілому; вона включає такі витрати, як затори, аварії та погіршення стану навколишнього середовища, а також безпеку.

Взагалі, вважається, що технологія А-Р значною мірою може потенційно значно зменшити (якщо не усунути) багато з цих існуючих негативних зовнішніх ефектів. За однією з оцінок, ці зовнішні витрати можуть бути настільки ж високими, як ціна на пальне, яке накладається суспільству в цілому, включаючи осіб з низьким рівнем доходу, які виключно залежать від громадського транспорту [5]. АР також можуть створити додаткові переваги, такі як підвищення доступності та мобільності та навіть покращення використання землі. Хоча можуть бути суттєві недоліки, пов'язані з А-Р, поширена думка, що ці недоліки значною мірою переважають переваги.

Безпека та ДТП

Тенденція зменшення кількості аварій у Сполучених Штатах [23] завдячує новим технологіям, таким як подушки безпеки, ABS, ESP, бокових айрбегів та системам попередження про лобове зіткнення, які є основними компонентами А-Р. Зокрема, деякі дослідження оцінюють, що зменшення ДТП може становити до третини, якби всі транспортні засоби оснащені адаптивними фарами, системами попередження про лобове зіткнення, попередження про від'їзд за смугу руху та допомоги уникнення сліпих плям [24, 25, 26], які відносяться до рівня 0 або рівня 1 автоматизації транспортних засобів. Людські помилки спричинили більш ніж дев'яносто відсотків ДТП [27]. Таким чином, А-Р повинні мати можливість запобігати значній кількості цих ДТП, у свою чергу усуваючи переважну більшість усіх затримок трафіку [5].

Затори

Віділяють три основні фактори, пов'язані з А-Р, які впливають на затори позитивно, а іноді і негативно [7]: 1) зменшення затримки руху через зменшення аварій транспортних засобів; 2) підвищення пропускної здатності транспортної мережі; та 3) зміни загального пройденого шляху автомобілем. Передбачуване скорочення ДТП призведе до менших затримок і, в свою чергу, підвищення надійності транспортної системи. Зміни довжини пройденого шляху (ДПШ) через появу А-Р залишаються незрозумілими, хоча деякі дослідники вважають, що ДПШ насправді збільшиться ("ефект відскоку") [9]. Для цього вони маніпулюють на поєднанні таких факторів, як додаткова ДПШ через самозаправлення та самостійне паркування, покращення експлуатаційних показників збільшена кількість поїздок (як холостих, так і корисних), відхилення від громадського транспорту та триваліших маршрутів сполучення. NHTSA дійшов висновку, що рівень відскоку стабілізується на рівні 10% [5].

Той факт, що А-Р підключені до єдиної системи, також може дати можливість зменшити навантаження. Деякі дослідники пропонують систему, що базується на бронюванні, щоб зменшити затори, особливо на перехрестях, коли транспортні засоби підключені [28]. Результати показують, що система на основі бронювання, розроблена для підключених А-Р, може працювати в два-три рази краще, ніж світлофори. Як результат, він може плавно працювати з набагато більш перевантаженими умовами руху. із збільшенням кількості А-Р на дорозі затримка руху зменшується [29].

Отже, абсолютно зрозуміло, що технологія А-Р незабаром позитивно вплине на зменшення

заторів, якщо це не спричинить додатковий попит, що, в свою чергу, може додатково навантажувати мережу. Загальний вплив А-Р на затори трафіку ще не досліджено.

Безпілотні таксі

Технології А-Р дозволяють використовувати таксі без водіїв або подібні схеми спільного використання автомобілів, в яких витрати на компенсацію часу та таланту таксистів виключені. Як результат, очікується, що кузови автомобілів передбачені для експлуатації без водія стануть дешевшими, що в кінцевому підсумку може нівелювати потребу володіння власним автомобілем.

Концепція таксі без водіїв є аналогом спільного використання автомобілів, що є процвітаючою бізнес-моделлю. Зважаючи на той факт, що таксі без водія уникає потреби в щорічних постійних витратах та технічне обслуговування, як правило, пов'язаних з спільним доступом до автомобілів, а також парковкою, це забезпечить ще більшу зручність.

Загалом, А-Р мають великий потенціал знизити багато витрат, пов'язаних з приватними режимами, оскільки вони, ймовірно, можуть викликати більше поїздок, що призводить до зростання ринку таких автомобілів.

А-Р і електромобілі

Екологічні проблеми, разом із вищими цінами на нафту в останнє десятиліття, були рушійними силами появи технології Electric Vehicle (EV). EV має деякі недоліки експлуатації, включаючи тривалість подорожі зумовлену ємністю батарей, розмір та довговічність акумуляторів. Це обмежує використання електромобілів до подорожей на невеликій відстані і залежністю від розташування зарядних станцій [31].

У цьому контексті можна знайти природну та органічну синергію між А-Р та технологією EV: флот А-Р може вирішити практичні обмеження EV, включаючи тривожність пасажирів під час подорожі, доступ до інфраструктури зарядки та управління часом зарядки.

А-Р з груповим управлінням знімають подібні проблеми на основі попиту на подорож у режимі реального часу та встановлених місць зарядки станцій. Їх фінансовий аналіз свідчить про те, що сукупна вартість зарядки інфраструктури, капіталу та технічного обслуговування транспортних засобів, електроенергії, страхування та реєстрації для автопарку А-Р коливається від 0,42 до 0,49 доларів за пройдений кілометр. Таким чином, автоматизовані електромобілі, ймовірно, будуть конкурувати з поточними послугами спільного користування автомобілями та значно дешевші, ніж транспортні послуги на вимогу водія.

Пропускна здатність доріг

Технології А-Р забезпечують тонко налаштовані маневри гальмування прискорення у будь-який час, постійно та невтомно відстежуючи навколишнє транспортне середовище. Таким чином, А-Р можуть здійснювати поїздки з більшою швидкістю, зберігаючи більш короткі відстані. Напіваавтоматичні транспортні засоби, оснащені адаптивним круїз-контролем (АКК), вже показали таку перспективну функцію. Як результат, пропускна здатність доріг значно збільшиться - деякі дослідження оцінили в 5 разів. В деяких дослідженнях той факт, що А-Р підключені до мережі, використовувався в управлінні сигналом, що призводило до набагато меншої затримки сигналів або еквівалентно більшій пропускній здатності дороги [28-30].

Навколишнє середовище (енергія та викиди)

Існують три фактори, від яких вплив А-Р на навколишнє середовище буде позитивним чи негативним [5]:

- економічність;
- викиди вуглецю та інтенсивність життєвого циклу викопного палива, що використовується для живлення А-Р;
- збільшення ДПШ внаслідок використання АВ.

Впровадження А-Р-технологій навіть на рівнях 1, 2 та 3 призведе до оптимізованого керування автомобілем та технології, також званої еко-водіння. Прикладами деяких основних технологій, які призводять до еко-водіння, є круїз-контроль і плавне та поступове прискорення та уповільнення. Еко-водіння доводить підвищення економії палива на 4% до 10% [34]. Більш оптимістичні прогнози передбачали підвищення ефективності використання палива до 39% [35]. Раніше ми також обговорювали, що АР можуть призвести до збільшення пропускної спроможності та скорочення витрат пального під час заторів.

Автомобільні автомашини також надають можливість транспортним засобам повідомляти про свої маневри та дії один з одним, що може скоротити час простою, покращуючи ефективність руху та приводного циклу [5]. Крім того, колона близько розташованих А-Р, які рідше зупиняються або

сповільнюються, буде нагадувати потяг. Очікується, що результат призведе до зниження пікових швидкостей (поліпшення економії палива), але більш високих ефективних швидкостей (зменшення часу в дорозі).

З іншого погляду підвищення рівня безпеки А-Р може призвести до виробництва легких транспортних засобів. Легкі транспортні засоби є перспективними побічними продуктами технології А-Р, що, в свою чергу, значно сприяє меншому споживанню палива. Для звичайних транспортних засобів до 20% ваги припадає на компоненти, які забезпечують безпеку руху. Інженерне правило – зменшення ваги на 10 відсотків може призвести до зменшення споживання палива на 6-7 відсотків [5].

Повернення до електромобілів (з автомобілів, що базуються на викопному паливі) також дає додаткову економію пального. Доведено, що ефективність перетворення у автомобілях на основі викопних палив порівняно з електромобілями становить 1–3 [5].

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою роботи є висвітлити можливості та проблеми, які можуть виникнути внаслідок впровадження та застосування А-Р.

У літературі не обговорюються методи, за допомогою яких АВ знаходять та визначають свої маршрути в дорожніх мережах (маршрутизація транспортних засобів). Можливо, передбачається, що А-Р не відрізняються від інших автомобілів в маршрутизації транспортних засобів. Як зазначалося раніше, технологія підключення транспортного засобу є невід'ємною частиною діючої схеми А-Р, що призводить до більш ефективного та розумного пошуку шляху (або потоку трафіку).

Дані в режимі реального часу (включаючи час подорожі та інциденти) можуть бути оброблені та проаналізовані централізовано для того, щоб обчислити та направити (або порадити) А-Р за найкращим можливим маршрутом. Таким чином, можуть бути розроблені більш складні та надійні моделі маршрутизації транспортних засобів, для яких використовується термін навігація транспортного засобу в цьому рукописі.

Задачею дослідження є оцінити перспективи впровадження автомобілів для пересування у загальному дорожньому трафіку та виявити особливості навігації таких автомобілів.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Модель навігації автомобілів-роботів

Навігація А-Р, представлена тут, заснована на макрозоні в якій А-Р вибирають (або призначають) маршрути. Цей предмет відрізняється від того, як окремі АВ рухається по трафіку маневрами, змінюючи смуги руху, прискоренням/уповільненням тощо, що називається "поздовжнє управління автономним транспортним засобом на шосе" (див. Autonomous car following: a learning-based approach, intelligent vehicles symposium (IV), 2015 IEEE. IEEE, pp. 920–926). У такій макрозоні, при русі за заданим маршрутом, А-Р ретельно контролюється і керується через трафік, використовуючи методи, засновані на навчанні, що поєднують модель водія з модельним прогнозуванням управління. Модель водія генерує прискорення/уповільнення, що повторює поведінку водія людини. Використання контролера забезпечує виконання деяких попередньо визначених обмежень безпеки.

А-Р повинні бути стати важливою частиною планування перевезень, що вимагає розробки відповідних моделей. Останнім етапом моделювання транспорту є моделювання руху транспортних засобів у дорожній мережі, яке відоме як розподіл руху. Для цього існують два основних типи моделей: мікро та макро. Під час мікромоделювання детальні рухи та поведінку окремих транспортних засобів враховуються при будь-якому аналізі.

Навпаки, макромоделювання легко охоплює дорожні мережі великих розмірів. Той факт, що А-Р повинні бути підключені до мережі, хоча це здається обмежувачим фактором, також може бути широко використаний як можливість для кращої маршрутизації транспортного засобу. Маршрут руху транспортного засобу означає спосіб, яким транспортні засоби шукають свої маршрути до місця призначення. Поширене переконання, що модель базується на найкоротшому шляху. У такій парадигмі (також відомій як принц Вардропа) кожен транспортний засіб "егоїстично" обирає свій найкоротший можливий шлях незалежно від вибору інших транспортних засобів. Це призводить до стану рівноваги – ситуації, коли жоден транспортний засіб не може в односторонньому порядку знайти коротший шлях. Цей егоїзм, ймовірно, призведе до кінцевих моделей руху, відомих як некооперативний. Оскільки транспортні засоби не знають маршрутів та напрямків інших транспортних засобів, модель некооперативного руху є найбільш широко визнаною моделлю руху. Іншими словами, коли хтось їде за кермом, він абсолютно не знає ні куди рухаються інші транспортні

засоби, ні маршрути, які вони, ймовірно, проїдуть. Навпаки, схема спільного руху передбачає, що транспортні засоби знають про напрямки та маршрути один одного. Як теоретично, так і емпірично було показано, що кооперативна схема руху є більш бажаною, ніж схема несумісного руху [36, 37]. Якщо низка транспортних засобів повинна співпрацювати, це все одно може призвести до структури руху, набагато перевершує егоїстичну, некооперативну схему [38 - 40].

У літературі все ще не розкриті питання, яким чином А-Р шукають свої маршрути в дорожній мережі (маршрутизації транспортних засобів). Можливо, передбачається, що А-Р не відрізняються від інших автомобілів в маршрутизації транспортних засобів, тобто егоїстичної (або некооперативної) схеми руху. Підключені до мережі транспортні засоби створюють критичні дані про рух у режимі реального часу (такі як час поїздки та повідомлення про аварії), які потім можуть бути використані в кооперативному режимі руху. При цьому дані А-Р можуть бути зібрані та оброблені в центрах моніторингу руху, які, в свою чергу, рекомендують найбільш підходящі маршрути. Тобто кожен транспортний засіб тепер буде буквально в курсі маршрутів та напрямків інших транспортних засобів. Тому досягається більш досконала, ефективна та обізнана система маршрутизації транспортних засобів.

У транспортній термінології модель співпраці називається також "ОС: Оптимальна система (або системна рівновага)" проти некооперативної, що називається "РК", які є результатом вирішення задач розподілу трафіку [11, 12].

Складність навігації А-Р полягає в тому, що А-Р-пристрої повинні розділяти простір дороги з не А-Р-дисками, що призводить до змішаних схем руху. Розглянемо на мить два типи транспортних засобів: класичні транспортні засоби та А-Р. Класичні транспортні засоби підтримують свою егоїстичну поведінку, оскільки немає жодних важелів, щоб змусити їх шукати найкоротший шлях. Тим часом у нас є можливість застосувати план навігації на роботизованих транспортних засобах. Завдання полягає в тому, щоб знайти модель для змішаної схеми руху трафіку, яка складається як з рівноваги системи, так і з рівноваги користувача. У таких схемах руху сукупність транспортних засобів об'єднана у спільну мережу, і вони спільно знаходять свій маршрут (навігація автомобіля), а інші – егоїстичні водії, які шукають лише найкоротші можливі шляхи.

З появою інформаційних транспортних систем, призвело до розвитку прогресивних інформаційних систем для подорожей. Таким чином, в середині 1990-х рр. деякі вчені запропонували ввести цей джерело інформації, щоб підштовхнути до спільної маршрутизації [41]. Тим не менш, ідея ще не стала реальністю, оскільки вона продовжує боротися з низкою питань, таких як відсутність стратегії примусового виконання; та питання, пов'язані з правдивістю та достовірністю інформації, а також обмеженням проникнення інформаційних систем для подорожей.

Шаблон руху на основі рівноваги системи є найбільш бажаною схемою руху. У такій схемі загальний час подорожі в мережі (тобто індекс ефективності мережі) зводиться до мінімуму. Насправді люди дотримуються найкоротшого шляху, який веде до структури трафіку, відомої як рівновага користувача. З точки зору загального часу поїздки в мережі (показник рівня перевантаженості), розрив між рівновагою користувача та рівновагою системи може досягати 2,15. Іншими словами, можна значно покращити рівень перевантаженості до 2,15 разів, застосувавши схему на основі рівноваги системи, а не схему трафіку на основі рівноваги користувача. Цей розрив став мотивом для різноманітних заходів та схем управління дорожнім рухом (або контролю). А-Р може бути додано до цих схем

Брейс [42] у своїй впливовій статті довів, що додавання більшої пропускної спроможності до дорожньої мережі (як, наприклад, будівництво нової дороги) іноді негативно погіршує циркуляцію руху, таке явище відоме як парадокса Брейса. На рисунку 4 показана ситуація, коли додавання дороги 5, як очікується, погіршує поточний потік руху.

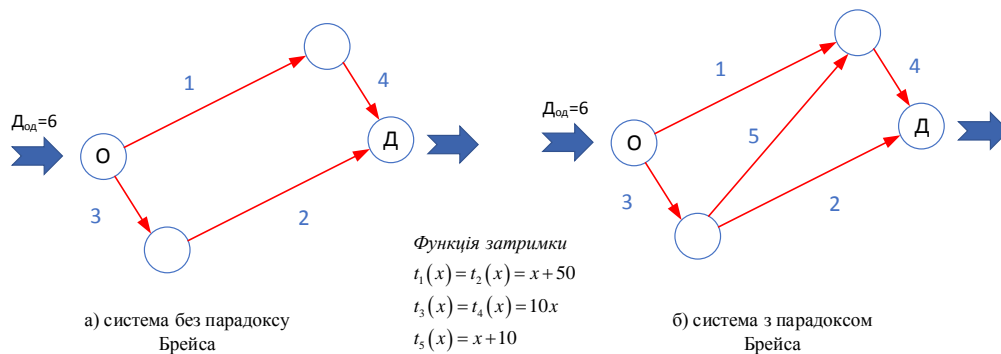


Рисунок 4 – Парадокс Брейса в транспортних системах

Виникнення парадоксу Брейса спостерігається саме в тому випадку, коли прагнуть рівноваги користувача, а не рівноваги системи в цілому. В іншому випадку ніхто не використовував би дорогу "5", яка є в мережі з рис. 3б, і це спричиняє парадокс Брейса.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ

Дослідження автомобілів-роботів (А-Р) були активною сферою досліджень протягом декількох десятиліть, але особливо за останні п'ять років. Нещодавні спільні зусилля університетів та виробників наблизили А-Р до готовності. Вважається, що А-Р значно знижують транспортні витрати. Згідно з однією оцінкою, соціальні впливи на аварійність перевезень, скорочення часу подорожі, економії палива та переваг на паркування можуть становити до 2000 доларів на рік для одного А-Р і можуть становити до 4000 доларів, коли обліковуються комплексні витрати на ДТП [1].

Шлях все ще залишається проблематичним і стикається з кількома проблемами. Сприйняття навколишнього середовища залишається найбільшою проблемою для надійної, рівномірної та безпечної їзди [7]. Існує довгий перелік дослідницьких питань, що охоплюють широкий спектр питань, на які потрібно буде відповісти, включаючи, але не обмежуючись цим, – це сприйняття клієнтів, вплив на суспільство, комунікаційні технології, етичні питання, планування, стандарти та політику [5, 10]. Проблеми програмного забезпечення, такі як безпека та цілісність системи, також стали серйозними проблемами, які потрібно вирішити. Вони, у свою чергу, мають ряд наслідків для політики, включаючи завдання для розробників систем, яким необхідно впорядкувати та врегулювати багато різноманітних транспортних засобів з різними експлуатаційними властивостями.

Одним із завдань, що стоять перед нами, є підключення декількох інтелектуальних транспортних засобів один до одного та до інфраструктури Big Data – технології, що забезпечує обробку та аналіз великих наборів даних [22]. У цій роботі ми висвітлюємо теми, пов'язані з транспортом, на які прямо чи опосередковано, позитивно та негативно впливає нова технологія А-Р. Слід виділити величезний потенціал включення підключених транспортних засобів до поточних мереж руху, що призводить до більш ефективної та плавної циркуляції руху. З цією метою висунуто концепцію навігації автомобіля для вирішення проблем маршрутизації, з якими стикаються А-Р під час інтеграції з не-А-Р. Формування моделі розподілу трафіку для комбінації А-Р та не-А-Р, яка є синергією оптимальних параметрів для системи та умов рівноваги користувача.

ВИСНОВКИ

Як очікувалося та показано на прикладі парадоксу Брайса, центральний диспетчерський парк транспортних засобів (А-Р в цьому випадку) за оптимальною для системи схемою дійсно може покращити загальний потік руху. Теоретично поліпшення можуть бути в 2,15 рази, що дивно. Цей факт не повинен залишатися непоміченим у сучасній практиці планування руху та управління дорожнім рухом. Тому навігація автомобілів-роботів і SO так, без сумніву, є гідною ниткою досліджень і практик для науковців і практиків.

Найближчим часом А-Р стануть невід'ємною частиною сучасних транспортних систем. Крім того, зважаючи на такі швидкі зміни в інтелектуальних транспортних системах, система освіти повинна без сумнівів узгоджувати себе з цими новими технологіями. Заклади вищої освіти повинні реформувати свої навчальні програми, щоб забезпечити їх охоплення більш різноманітними предметами, включаючи комунікаційні технології, розробку програмного забезпечення, електротехніку та екологічну та енергетичну безпеку [43].

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Fagnant DJ, Kockelman K Preparing a nation for autonomous vehicles: opportunities, barriers and

policy recommendations. *Transp Res Part A* 77:167–181, 2015

2. ACEA (2015) [Online]. Available: The automobile industry pocket guide. European Automobile Manufacturers Association, http://www.acea.be/uploads/publications/POCKET_GUIDE_2015-2016.pdf, 2015

3. Nieuwenhuijsen J Diffusion of automated vehicles: a quantitative method to model the diffusion of automated vehicles with system dynamics. Delft University of Technology, TU Delft, 2015

4. Hong D, Kimmel S, Boehling R, Camoriano N, Cardwell W, Jannaman G, Purcell A, Ross D, Russel E Development of a semi-autonomous vehicle operable by the visually-impaired. In: IEEE International Conference on multisensor fusion and integration for intelligent systems, 2008. MFI 2008, pp. 539–544

5. Anderson JM, Nidhi K, Stanley KD, Sorensen P, Samaras C, Oluwatola OA Autonomous vehicle technology: A guide for policymakers. Rand Corporation, 2014

6. Folsom TC Social ramifications of autonomous urban land vehicles. In: IEEE International Symposium on Technology and Society, 2011

7. Piao J, McDonald M Advanced driver assistance systems from autonomous to cooperative approach. *Transp Rev* 28:659–684, 2008

8. Knight W Driverless cars are further away than you think. MIT Technology Review. [Online]. Available: <https://www.technologyreview.com/s/520431/driverless-cars-are-further-away-than-you-think/>, 2013

9. Litman T Autonomous vehicle implementation predictions. Victoria Transport Policy Institute 28, 2015

10. Maddox J, Sweatman P, Sayer J Intelligent vehicles + infrastructure to address transportation problems—a strategic approach. In: 24th international technical conference on the enhanced safety of vehicles (ESV), 2015

11. Patriksson P The traffic assignment problem: models and methods, VSP BV, The Netherlands. Facsimile reproduction published in 2014 by Dover Publications, Inc., Mineola, 1994

12. Sheffi Y Urban transportation networks: equilibrium analysis with mathematical programming methods. Prentice-Hall Inc, Englewood Cliffs, 1985

13. Weber M Where to? a history of autonomous vehicles. Available at <http://www.computerhistory.org/atc/m/where-to-a-history-of-autonomous-vehicles>, 2014

14. Fenton RE, Mayhan RJ Automated highway studies at the ohio state university—an overview. *IEEE Trans Vehicular Technol* 40:100–113, 1991

15. Ioannou P Automated highway systems. Springer Science & Business Media, 2013

16. Lantos B Nonlinear control of vehicles and robots. Springer Science & Business Media, 2010

17. Behere S, Törngren M A functional architecture for autonomous driving. In: Proceedings of the first international workshop on automotive software architecture. ACM, pp. 3–10, 2015

18. DiClemente J, Mogos S, Wang R Autonomous car policy report, 2014

19. Siciliano B, Khatib O Springer handbook of robotics. Springer Science & Business Media, Berlin, 2008

20. Farhadi A, Endres I, Hoiem D, Forsyth D Describing objects by their attributes. In: IEEE Conference on Computer vision and pattern recognition, 2009. CVPR 2009, pp. 1778–1785

21. Savasturk D, Froehlich B, Schneider N, Enzweiler M, Franke U A comparison study on vehicle detection in far infrared and regular images. In: IEEE 18th international conference on intelligent transportation systems (ITSC), IEEE 2015, pp. 1595–1600

22. Sivaraman S Learning, modeling, and understanding vehicle surround using multi-modal sensing, 2013

23. NHTSA 2010 motor vehicle crashes: overview. US Department of Transportation, Washington, DC, Research Note DOT HS 811, 552, 2012

24. IIHS New estimates of benefits of crash avoidance features on passenger vehicles, In: report, S. (Ed.), Insurance Institute for Highway Safety, pp. 4–5, 2010

25. Jermakian JS Crash avoidance potential of four passenger vehicle technologies. *Accid Anal Prev* 43:732–740, 2011

26. Farmer CM Crash avoidance potential of five vehicle technologies. *Traffic Injury Prevention*, 2008

27. Maddox J Improving driving safety through automation, congressional robotics caucus, National Highway Traffic Safety Administration, 2012

28. Dresner K, Stone P Multiagent traffic management: a reservation-based intersection control

- mechanism. In: Proceedings of the Third international joint conference on autonomous agents and multiagent systems, 2004. AAMAS 2004, pp. 530–537
29. Dresner KM, Stone P Sharing the Road: autonomous vehicles meet human drivers, IJCAI, pp. 1263–1268, 2007
30. Fajardo D, Au T-C, Waller S, Stone P, Yang D Automated intersection control: Performance of future innovation versus current traffic signal control. *Transp Res Rec* 1:223–232, 2011
31. Melis WJ The future of electrical vehicles. *Autonomous Vehicles: Intelligent Transport Systems and Smart Technologies*, 509–530, 2014
32. Ploeg J, Serrarens AFA, Heijenk GJ Connect & drive: design and evaluation of cooperative adaptive cruise control for congestion reduction. *J Mod Transp* 19:207–213, 2011
33. Fernandes P, Nunes U Platooning with IVC-enabled autonomous vehicles: strategies to mitigate communication delays, improve safety and traffic flow. *IEEE Trans Intell Transp Syst* 13:91–106, 2012
34. NRC N.R.C. Hidden costs of energy: unpriced consequences of energy production and use. National Academies Press. doi: 10.17226/12794, 2010
35. Atiyeh C Predicting traffic patterns, one Honda at a time. *MSN Auto*, June 25, 2012
36. Bagloee SA, Ceder A, Tavarna M, Bozic C A heuristic methodology to tackle the Braess Paradox detecting problem tailored for real road networks. *Transp A* 10:437–456, 2013
37. Roughgarden T, Tardos É How bad is selfish routing? *J ACM (JACM)* 49:236–259, 2002
38. Bennett LD The existence of equivalent mathematical programs for certain mixed equilibrium traffic assignment problems. *Eur J Oper Res* 71:177–187, 1993
39. Harker PT Multiple equilibrium behaviors on networks. *Transp Sci* 22:39–46, 1988
40. Yang H Multiple equilibrium behaviors and advanced traveler information systems with endogenous market penetration. *Transp Res Part B* 32:205–218, 1998
41. van Essen M, Thomas T, van Berkum E, Chorus C From user equilibrium to system optimum: a literature review on the role of travel information, bounded rationality and non-selfish behaviour at the network and individual levels. *Transp Rev* 1–22, 2016
42. Braess D Über ein Paradoxon aus der Verkehrsplanung. *Unternehmensforschung* 12:258–268, 1968
43. Chowdhury M, Dey K Intelligent transportation systems—a frontier for breaking boundaries of traditional academic engineering disciplines [Education]. *IEEE Intell Transp Syst Mag* 8:4–8, 2016
44. ISO 26262, International Standard 26262 Road vehicles—Functional safety, 2011

REFERENCES

1. Fagnant DJ, Kockelman K (2015) Preparing a nation for autonomous vehicles: opportunities, barriers and policy recommendations. *Transp Res Part A* 77:167–181
2. ACEA (2015) The automobile industry pocket guide. European Automobile Manufacturers Association, http://www.acea.be/uploads/publications/POCKET_GUIDE_2015-2016.pdf
3. Nieuwenhuijsen J (2015) Diffusion of automated vehicles: a quantitative method to model the diffusion of automated vehicles with system dynamics. Delft University of Technology, TU Delft
4. Hong D, Kimmel S, Boehling R, Camoriano N, Cardwell W, Jannaman G, Purcell A, Ross D, Russel E (2008) Development of a semi-autonomous vehicle operable by the visually-impaired. In: IEEE International Conference on multisensor fusion and integration for intelligent systems, 2008. MFI 2008, pp. 539–544
5. Anderson JM, Nidhi K, Stanley KD, Sorensen P, Samaras C, Oluwatola OA (2014) Autonomous vehicle technology: A guide for policymakers. Rand Corporation
6. Folsom TC (2011) Social ramifications of autonomous urban land vehicles. In: IEEE International Symposium on Technology and Society
7. Piao J, McDonald M (2008) Advanced driver assistance systems from autonomous to cooperative approach. *Transp Rev* 28:659–684
8. Knight W (2013) Driverless cars are further away than you think. MIT Technology Review. <https://www.technologyreview.com/s/520431/driverless-cars-are-further-away-than-you-think/>
9. Litman T (2015) Autonomous vehicle implementation predictions. Victoria Transport Policy Institute 28
10. Maddox J, Sweatman P, Sayer J (2015) Intelligent vehicles + infrastructure to address transportation problems—a strategic approach. In: 24th international technical conference on the enhanced safety of vehicles (ESV)

11. Patriksson P (1994) The traffic assignment problem: models and methods, VSP BV, The Netherlands. Facsimile reproduction published in 2014 by Dover Publications, Inc., Mineola
12. Sheffi Y (1985) Urban transportation networks: equilibrium analysis with mathematical programming methods. Prentice-Hall Inc, Englewood Cliffs
13. Weber M (2014) Where to? a history of autonomous vehicles. Available at <http://www.computerhistory.org/atcm/where-to-a-history-of-autonomous-vehicles>
14. Fenton RE, Mayhan RJ (1991) Automated highway studies at the ohio state university-an overview. IEEE Trans Vehicular Technol 40:100–113
15. Ioannou P (2013) Automated highway systems. Springer Science & Business Media
16. Lantos B (2010) Nonlinear control of vehicles and robots. Springer Science & Business Media
17. Behere S, Törngren M (2015) A functional architecture for autonomous driving. In: Proceedings of the first international workshop on automotive software architecture. ACM, pp. 3–10
18. DiClemente J, Mogos S, Wang R (2014) Autonomous car policy report
19. Siciliano B, Khatib O (2008) Springer handbook of robotics. Springer Science & Business Media, Berlin
20. Farhadi A, Endres I, Hoiem D, Forsyth D (2009) Describing objects by their attributes. In: IEEE Conference on Computer vision and pattern recognition, 2009. CVPR 2009, pp. 1778–1785
21. Savasturk D, Froehlich B, Schneider N, Enzweiler M, Franke U (2015) A comparison study on vehicle detection in far infrared and regular images. In: IEEE 18th international conference on intelligent transportation systems (ITSC), IEEE 2015, pp. 1595–1600
22. Sivaraman S (2013) Learning, modeling, and understanding vehicle surround using multi-modal sensing
23. NHTSA (2012) 2010 motor vehicle crashes: overview. US Department of Transportation, Washington, DC, Research Note DOT HS 811, 552
24. IIHS (2010) New estimates of benefits of crash avoidance features on passenger vehicles, In: report, S. (Ed.), Insurance Institute for Highway Safety, pp. 4–5
25. Jermakian JS (2011) Crash avoidance potential of four passenger vehicle technologies. Accid Anal Prev 43:732–740
26. Farmer CM (2008) Crash avoidance potential of five vehicle technologies. Traffic Injury Prevention
27. Maddox J (2012) Improving driving safety through automation, congressional robotics caucus, National Highway Traffic Safety Administration
28. Dresner K, Stone P (2004) Multiagent traffic management: a reservation-based intersection control mechanism. In: Proceedings of the Third international joint conference on autonomous agents and multiagent systems, 2004. AAMAS 2004, pp. 530–537
29. Dresner KM, Stone P (2007) Sharing the Road: autonomous vehicles meet human drivers, IJCAI, pp. 1263–1268
30. Fajardo D, Au T-C, Waller S, Stone P, Yang D (2011) Automated intersection control: Performance of future innovation versus current traffic signal control. Transp Res Rec 1:223–232
31. Melis WJ (2014) The future of electrical vehicles. Autonomous Vehicles: Intelligent Transport Systems and Smart Technologies, 509–530
32. Ploeg J, Serrarens AFA, Heijenk GJ (2011) Connect & drive: design and evaluation of cooperative adaptive cruise control for congestion reduction. J Mod Transp 19:207–213
33. Fernandes P, Nunes U (2012) Platooning with IVC-enabled autonomous vehicles: strategies to mitigate communication delays, improve safety and traffic flow. IEEE Trans Intell Transp Syst 13:91–106
34. NRC N.R.C. (2010) Hidden costs of energy: unpriced consequences of energy production and use. National Academies Press. doi: 10.17226/12794.
35. Atiyeh C (2012) Predicting traffic patterns, one Honda at a time. MSN Auto, June 25
36. Bagloee SA, Ceder A, Taviana M, Bozic C (2013) A heuristic methodology to tackle the Braess Paradox detecting problem tailored for real road networks. Transp A 10:437–456
37. Roughgarden T, Tardos É (2002) How bad is selfish routing? J ACM (JACM) 49:236–259
38. Bennett LD (1993) The existence of equivalent mathematical programs for certain mixed equilibrium traffic assignment problems. Eur J Oper Res 71:177–187
39. Harker PT (1988) Multiple equilibrium behaviors on networks. Transp Sci 22:39–46
40. Yang H (1998) Multiple equilibrium behaviors and advanced traveler information systems with endogenous market penetration. Transp Res Part B 32:205–218

41. van Essen M, Thomas T, van Berkum E, Chorus C (2016) From user equilibrium to system optimum: a literature review on the role of travel information, bounded rationality and non-selfish behaviour at the network and individual levels. *Transp Rev* 1–22
42. Braess D (1968) Über ein Paradoxon aus der Verkehrsplanung. *Unternehmensforschung* 12:258–268
43. Chowdhury M, Dey K (2016) Intelligent transportation systems—a frontier for breaking boundaries of traditional academic engineering disciplines [Education]. *IEEE Intell Transp Syst Mag* 8:4–8
44. ISO (2011) ISO 26262, International Standard 26262 Road vehicles—Functional safety

V. Onyshchuk, V. Stelmashchuk, O. Dubytskyi, Yu. Bulik. Work vehicles: possibilities and consequences for the transport system. This study examines the problems and opportunities associated with transport policy that may arise as a result of new robot car technologies. These technologies can reduce transportation costs and increase accessibility for people with mobility problems. This new technology also has far-reaching applications and implications that exceed all current expectations. An integral part of the long-term development of robot cars is the connection between cars and infrastructure (connected vehicles). There is a large knowledge gap in behavioral routing technologies. The car's connection technology provides an excellent opportunity to implement an efficient and intelligent routing system. To this end, a conceptual navigation model is proposed based on a fleet of robotic vehicles that are sent centrally over a network seeking to optimize the system.

Robot car research Robot car research has been an active area of research for decades, but especially over the last five years. Recent joint efforts by universities and manufacturers have brought robot cars closer to readiness. It is believed that robotic cars significantly reduce transportation costs. According to one estimate, the social impacts on traffic accidents, reduced travel time, fuel savings and parking benefits can be up to \$ 2,000 per year for a single robot car and can be up to \$ 4,000 when accounting for complex accident costs.

The following main factors are investigated in the work: future opportunities, as well as possible obstacles related to the technology of robot cars; optimization of the navigation model of robotic cars to improve routing and road conditions.

Keywords: robot car, autonomous vehicle, connected vehicle, car navigation, system optimality, smart transport system.

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

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>.

ДУБИЦЬКИЙ Олександр Сергійович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, e-mail: o.dubytyski@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-4863-4040>

БУЛІК Юрій Володимирович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет e-mail: by_lutsk@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-9787-434X>.

Vasyl ONYSHCHUK, PhD in Engineering, associate professor 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>

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>.

Oleksandr DUBYTSKYI, PhD in Engineering, associate professor of Automobiles and Transport Technologies department, Lutsk National Technical University e-mail: o.dubytyski@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-4863-4040>

Yuriy BULIK, PhD in Engineering, associate professor of Automobiles and Transport Technologies department, Lutsk National Technical University e-mail: by_lutsk@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-9787-434X>

DOI 10.36910/automash.v1i14.353

Погрелюк І.М., Труш В.С., Лук'яненко О.Г.
Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, Львів, Україна

ДО ПИТАННЯ ПРО КОНЦЕПЦІЮ ІНЖЕНЕРІЇ ПОВЕРХНІ ТИТАНОВИХ СПЛАВІВ В КОНТРОЛЬОВАНИХ ГАЗОВИХ СЕРЕДОВИЩАХ

У роботі узагальнено вплив параметрів хіміко-термічної обробки та структурного класу титану на стан поверхневих шарів металу. Зокрема, наведено феноменологічну модель високотемпературної взаємодії в системі титан-газове середовище, що враховує взаємозв'язок низки поверхневих явищ (адсорбції, реакцій оксидо-, нітридо- та карбідотворення), дифузійного насичення елементами втілення (кисень, азот) та перерозподілу легувальних елементів. Дана модель пояснює різні механізми і стадії взаємодії титанових сплавів залежно від тиску газових середовищ. Наведено, які процеси (фазотворення, сублімація, тощо) переважають за певних тисків газового середовища. Зокрема, показано, що за діапазону тисків розвідженого кисеньвмісного газового технологічного середовища 0,133...13,3 мПа можлива реалізація трьох типів взаємодії: переважне газонасичення; газонасичення з утворенням летючих оксидів і їх подальша сублімація; переважна сублімація. Зазначено чутливість кінетики зміни маси зразків титанових сплавів за різних температур (900°C та 1000°C) залежно від структурного класу. Наведено загальні закономірності формування газонасичених шарів на титанових сплавах різних структурних класів (α -, псевдо- α , $\alpha + \beta$, β). Виявлено, що структурний клас титанових сплавів обумовлює формування характерних для кожного класу газонасичених шарів з певною структурою і різним співвідношенням кількісних параметрів - твердості і глибини зміцненої зони. Результати, які наведено у роботі дають відомості про те, що при виборі режиму термодифузійної обробки титанових сплавів з контрольованих газових середовищ як необхідно враховувати низку факторів: структурний клас титанових сплавів, тиск газового середовища та температуру обробки.

Ключові слова: титановий сплав, елементи втілення, газове середовище, приповерхневий шар, структурний клас.

ВСТУП

Титан та сплави на його характеризуються низькою питомою міцністю, корозійною стійкістю в багатьох агресивних середовищах, а також хорошою біосумісністю [1-4]. Тому спектр застосування титанових виробів досить широкий: від імплантатів, запірної арматури до виробів літакобудування. Зараз спостерігається стрімкий розвиток науково-технічного прогресу і разом з ним підвищуються вимоги до експлуатаційних властивостей деталей. Тому завдання сучасних матеріалознавців це пошук варіантів підвищення рівня ресурсу титанових деталей.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Беручи до уваги те, що титан має високу спорідненість до елементів втілення (кисню, азоту, вуглецю, водню), тому, змінюючи вміст цих елементів у приповерхневому шарі, ми можемо впливати на низку фізико-механічних властивостей: твердість, втомну довговічність, пластичність [5-8]. Отже, термодифузійне насичення елементами втілення в контрольованих газових середовищах є перспективним інструментом для керування структурно-фазовим станом приповерхневих шарів металу, а відтак і впливати на властивості виробу в цілому. Для цілеспрямованої зміни вмісту елементів втілення у приповерхневому шарі титану в результаті проведення хіміко-термічної обробки необхідно мати інформацію про кінетику високотемпературної взаємодії титану з газовим середовищем. У науково-технічній літературі досить детально описано кінетичні особливості взаємодії титану з газовими середовищами [9, 10]. Враховуючи, що титанові сплави характеризуються різними структурними класами (α -, псевдо- α , $\alpha + \beta$, β), то відповідно і взаємодія з киснем, азотом чи вуглецем залежно від класу буде мати суттєві відмінності. Крім того, параметри газового середовища (тиск, температура, тривалість) також безпосередньо впливають на стан модифікованого приповерхневого шару. Тому доцільно узагальнити знання про формування зміцненого приповерхневого шару залежно від параметрів обробки газового середовища та структурного класу титану.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Всіма вищезгаданими авторами визнається суттєвий вплив параметрів хіміко-термічної обробки на характеристики приповерхневого шару титану, але в роботах наведено лише вплив певного параметру (тиску газового середовища, температури насичення чи структурного класу) на приповерхневий шар і не узагальнено загальної картини зміни приповерхневого шару після обробки у контрольованому газовому середовищі. Тому метою роботи є узагальнити знання про вплив

параметрів хіміко-термічної обробки та структурного класу титану на стан поверхневих шарів металу.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Фізичні та експлуатаційні характеристики металу багато в чому залежать від фазово-структурного стану його поверхневих шарів, який, в свою чергу, визначається фізико-хімічними процесами оксидо-, нітридоутворення, газонасичення, сублімації, видалення водню, що протікають під час високотемпературної ($T > 750^\circ\text{C}$) взаємодії з газовими технологічними середовищами, що містять кисень, азот, вуглець. Інтенсивність вищезазначених процесів і їх наслідки залежать від багатьох чинників, які умовно можна розділити на зовнішні і внутрішні. Зовнішні - це температура, загальний тиск газового середовища і парціальний тиск її хімічно-активних складових, питома інтенсивність і склад газового потоку, тривалість експозиції. До внутрішніх факторів слід віднести хімічний склад і фазово-структурний стан металу, його кристалографічну текстуру деформації, напружений стан і дефектність.

Вплив зовнішніх факторів можна проілюструвати на прикладі феноменологічної моделі високотемпературної взаємодії в системі метал-газове середовище, що враховує взаємозв'язок поверхневих явищ (адсорбції, реакцій оксидо-, нітридо- та карбідоутворення), дифузійного насичення елементами втілення та перерозподілу легувальних елементів і пояснює різні механізми і стадії взаємодії залежно від тиску газових середовищ і температури. У моделі введено поняття про критичний тиск хімічно-активних складових газового середовища P^* , що визначає перехід від однієї контролюючої стадії взаємодії до іншої: так, за $P > P^*$ превалюють процеси фазоутворення, газонасичення, за $P < P^*$ - сублімації, видалення водню (рис. 1).

Так, для вузького діапазону тисків розрідженого кисеньвмісного газового технологічного середовища (0,133...13,3 мПа), в залежності від співвідношення інтенсивності фізико-хімічних процесів для промислових титанових сплавів різних структурних класів і систем легування, можлива реалізація трьох типів взаємодії: переважне газонасичення; газонасичення з утворенням летючих оксидів і їх подальша сублімація; переважна сублімація.

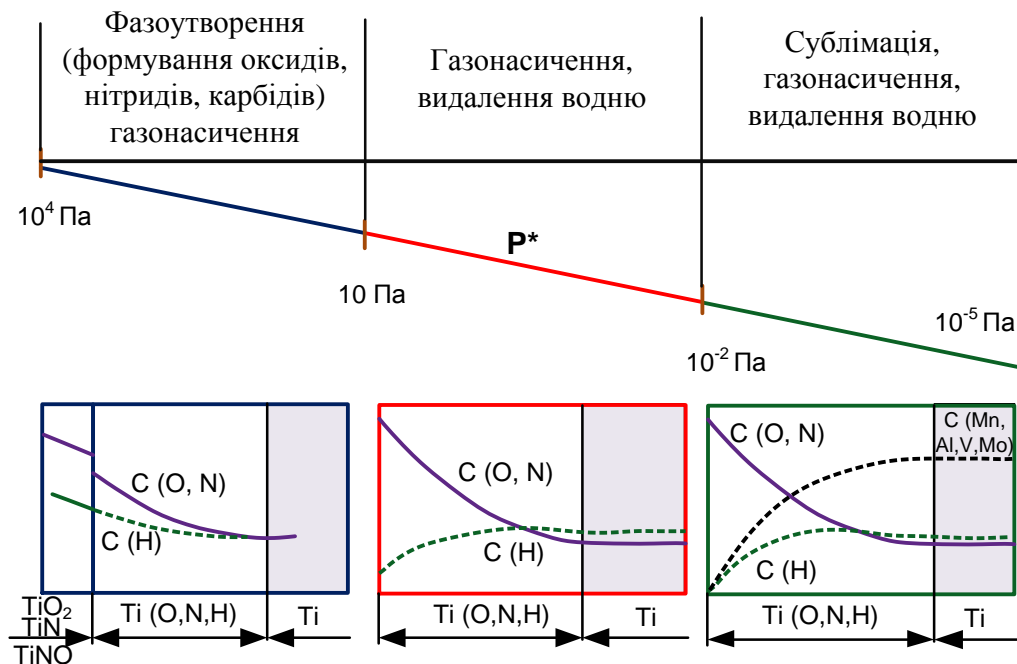


Рисунок 1. – Процеси високотемпературної взаємодії титанових сплавів з газовим середовищем.

Перший тип взаємодії характерний для технічного титану ВТ1-0 і сплавів ВТ5 (Ti-5Al), ПТ-7М (Ti-2,5Al-2Zr), легованих елементами з великою спорідненістю до кисню і високою розчинністю в α -титані (Al, Zr). При взаємодії за першим типом процеси газонасичення і окиснення сплавів інтенсифікуються з підвищенням температури і парціального тиску хімічно-активних складових, а приріст маси зростає (рис. 2, крива 1).

Другий тип взаємодії притаманний сплавам ВТ5-1 (Ti-5Al-2,5Sn), ПТЗВ (Ti-5Al-2,5V), ВТ6с (Ti-6Al-5V), легованих елементами з меншою спорідненістю до кисню і з високим тиском насичених парів їх оксидів (V_xO ; SnO). Такий тип взаємодії зумовлює менший приріст маси сплавів, ніж в

попередньому випадку (рис. 2. криві 3, 4, 6). За високих температур залежність приросту маси в часі має перегин (рис. 2, крива 5), що пов'язано з інтенсифікацією сублимації оксидів легуючих елементів після попереднього накопичення кисню в матриці. Точка перегину відповідає сумірності швидкостей газонасичення і сублимації, а тривалість періоду накопичення прямо пропорційна температурі і обернено пропорційна тиску кисню в газовому середовищі.

Третій тип взаємодії характерний для сплавів ОТ4 (Ti-5Al-2,5Mn) і ОТ4-1 (Ti-2,5Al-2Mn), легованих елементом з високим тиском насиченої пари - Mn (рис. 2, крива 7). Для цього типу взаємодії властива інтенсифікація процесів сублимації з підвищенням температури або зниженням тиску хімічно активних газів.

Залежно від співвідношення температури і газодинамічних параметрів середовища (тиску, швидкості газового потоку) можливий перехід від одного типу взаємодії до іншого. Найбільш яскраво це проявляється на сплавах, легованих Mn, які при низьких температурах і високому тиску взаємодіють за першим типом, а зі збільшенням температури і розрідження – за третім (див. рис. 2., криві 2, 7).

Вплив збільшення питомої швидкості газового потоку аналогічний збільшенню тиску хімічно-активних газів: в обох випадках інтенсифікуються процеси фазоутворення і газонасичення.

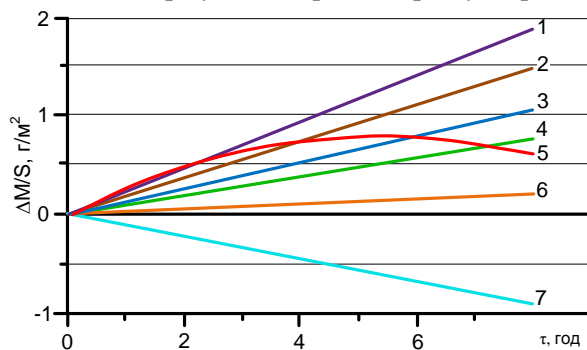


Рисунок 2. – Кінетика зміни маси зразків титанових сплавів ВТ1-0 (1), ОТ4-1 (2, 7), ВТ5-1 (3, 5), ПТЗВ (4) і ВТ6с (6) під час витримки за температури 900°C (1, 2, 3, 4, 6, 7) і 1000°C (5) в газовому середовищі тиском 1,33 мПа (1, 3, 4, 5, 6, 7) і 13,3 мПа (2).

Вплив фазового складу засноване на відмінностях розчинності і коефіцієнтів дифузії кисню та азоту в α- і β-фазах титану. Тому фазовий, а, отже і хімічний склад титанових сплавів істотно впливає на інтенсивність і кінетику газонасичення і фазоутворення, фізико-механічні характеристики поверхневих шарів.

Структурний клас титанових сплавів обумовлює формування характерних для кожного класу газонасичених шарів з певною структурою і різним співвідношенням кількісних параметрів - твердості і глибини зміцненої зони. За ідентичних умов взаємодії (температура, час, парціальний тиск хімічно-активних складових газового середовища) характеристики шарів, які формуються на титанових сплавах різних структурних класів, істотно відрізняються (рис. 3).

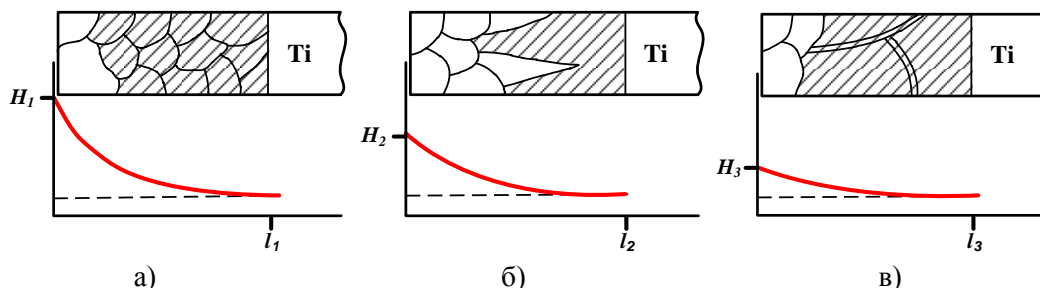


Рисунок 3. – Загальні закономірності формування газонасичених шарів на титанових сплавах різних структурних класів: а – α- і псевдо-α, б – α+β, в – β – β

Найбільш чутливими до умов газонасичення є сплави з високим вмістом α-фази (сплави ВТ1-0, ВТ5, ВТ5-1, ПТ7М і ін.). Для них характерний високий приріст поверхневої твердості і її значний градієнт в газонасиченому шарі. Зі збільшенням в сплавах вмісту β-фази (ОТ4-1 → ВТ23 → ВТ35) глибина зміцненої зони зростає, а приріст поверхневої твердості зменшується, знижується чутливість

сплавів до зміни умов газонасичення. Тобто, за однакових абсолютних змін параметрів контактуючого середовища (температура, час, парціальний тиск хімічно-активних складових) відносна зміна параметрів газонасичених шарів (приріст поверхневої твердості і глибини зміцненої зони) для сплавів зі значною кількістю β -фази менші.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Отже, отримані результати досліджень дозволяють прогнозувати процеси високотемпературної взаємодії в системі титан-газове середовище залежно від величини тиску газового тиску, а також показують, що твердість і глибина зміцненої зони за однакових режимі термодифузійного насичення елементами втілення визначається структурним класом титанових сплавів.

ВИСНОВКИ.

Наведено феноменологічну модель високотемпературної взаємодії в системі титан-газове середовище, що враховує взаємозв'язок низки поверхневих явищ, дифузійного насичення елементами втілення та перерозподілу легувальних елементів. Дана модель пояснює різні механізми і стадії взаємодії титанових сплавів залежно від тиску газових середовищ. Показано, які процеси (фазоутворення, сублімація, тощо) переважають за певних тисків газового середовища. Зазначено чутливість кінетики зміни маси зразків титанових сплавів за різних температур (900°C та 1000°C) залежно від структурного класу. Наведено загальні закономірності формування газонасичених шарів на титанових сплавах різних структурних класів (α -, псевдо- α , $\alpha + \beta$, β).

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Lutjering G. Titanium / Gerd Lutjering, James C. Williams // 2nd edition, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007. – 438 p.
2. Niinom, M Mechanical biocompatibilities of titanium alloys for biomedical applications. / M. Niinom, / Journal of the mechanical behavior of biomedical materials, 2008. 1(1), 30-42.
3. Yoshiki O. Bioscience and bioengineering of titanium materials. Elsevier, 2007. – 437 p.
4. Hideki F. Application of titanium and its alloys for automobile parts / Fujii Hideki, Takahashi Kazuhiro, Yamashita Yoshito // Nippon Steel Technical Report. – 2003. – No 88. – P. 70–75.
5. Fukai H. The Effects of the oxygen-enriched surface layer on mechanical properties of $\alpha+\beta$ type titanium alloys / H. Fukai, H. Iizumi // International Science and Investigation journal. – 2005. – Vol. 45, No. 1. – P. 133-141.
6. Tokaji K. The Effects of Gas Nitriding on Fatigue Behavior in Titanium and Titanium Alloys / K. Tokaji, T. Ogawa and H. Shibata // Journal of Materials Engineering and Performance. – 1999. – vol. 8(2). – April. – p. 159-167.
7. Lefebvre, L.-P., The effect of oxygen, nitrogen and carbon on the microstructure and compression properties of titanium foams. / Lefebvre, L.-P., Baril, E., & de Camaret, L. // Journal of Materials Research, 2013. 28(17), 2453–2460.
8. Zhelnina A.V., Illarionov A.G., Kalienko M.S., Popov A.A., and Schetnikov N.V., (2019), “Effect of Carbon Content on the Structure and Mechanical Properties of Ti-10V-2Fe-3Al Alloy” in XIX International scientific-technical conference “The Ural school-seminar of metal scientists-young researchers”, KnE Engineering, 170–175.
9. Trush V. Surface Treatment of Titanium Alloys in Oxygen-Containing Gaseous Medium. Titanium Alloys - Novel Aspects of Their Processing. Vasyl Trush, Viktor Fedirko and Alexander Luk'yanenko. Published: July 3rd 2019. P. 27. DOI: <http://dx.doi.org/10.5772/intechopen.82545>.
10. Trush V. Kinetics of High-Temperature Interaction of Titanium Alloys with a Carbon-Containing Gaseous Medium / V. Trush, A. Luk'yanenko // Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science. 2018, vol. 4, no. 1, pp. 29-39.

REFERENCES

1. Lutjering G., James C. Williams (2007). Titanium. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 442.
2. Niinom, M (2008). Mechanical biocompatibilities of titanium alloys for biomedical applications. Journal of the mechanical behavior of biomedical materials, 1(1), 30-42.
3. Yoshiki O. (2007). Bioscience and bioengineering of titanium materials. Elsevier. 437.
4. Hideki F., Kazuhiro T., Yoshito Y. (2003). Application of titanium and its alloys for automobile parts. Nippon Steel Technical Report. 88. 70–75.
5. Fukai H., Iizumi H., Minarawa K. and Ouchi C. (2005) The Effects of the oxygen-enriched surface layer on mechanical properties of $\alpha+\beta$ type titanium alloys. ISIJ International. Vol. 45, No 1. 133-141.
6. Tokaji K. Ogawa T. and Shibata H. (1999) The Effects of Gas Nitriding on Fatigue Behavior in Titanium and Titanium Alloys. Journal of Materials Engineering and Performance. Vol. 8(2). 159-167.
7. Lefebvre, L.-P., Baril, E., & de Camaret, L. (2013). The effect of oxygen, nitrogen and carbon on the microstructure and compression properties of titanium foams. Journal of Materials Research, 28(17), 2453–2460.

7. Zhelnina A.V., Illarionov A.G., Kalienko M.S., Popov A.A., and Schetnikov N.V., (2019), Effect of Carbon Content on the Structure and Mechanical Properties of Ti-10V-2Fe-3Al Alloy in XIX International scientific-technical conference “The Ural school-seminar of metal scientists-young researchers”, KnE Engineering, 170–175.

9. Trush V., Fedirko V., Luk'yanenko A. (2019) Surface treatment of titanium alloys in oxygen-containing gaseous medium. Titanium alloys - novel aspects of their processing. 27-41.

10. Trush V., Luk'yanenko A. (2018). Kinetics of high-temperature interaction of titanium alloys with a carbon-containing gaseous medium. Ukrainian journal of mechanical engineering and materials science. vol. 4, no. 1. 29-39.

Pohrelyuk I., Trush V., Lukyanenko A. On the issue of the concept of surface engineering of titanium alloys in controlled gas media.

The paper generalizes the influence of the parameters of chemical-thermal treatment and the structural class of titanium on the state of the surface layers of metal. In particular, a phenomenological model of high-temperature interaction in a titanium-gas medium system is presented. The model is given that takes into account the interconnection of a number of surface phenomena (adsorption, reactions of oxide, nitride, and carbide formation), diffusion saturation with interstitial elements, and redistribution of alloying elements. The model also explains the various mechanisms and stages of the interaction of titanium alloys depending on the pressure of gaseous media. It is shown which processes (phase formation, sublimation, etc.) will prevail at certain pressures of the gaseous medium. In particular, it was shown that at a pressure range of a rarefied oxygen-containing gas process medium of 0.133...13.3 MPa, three types of interaction are possible: predominant gas saturation; gas saturation with the formation of volatile oxides and their further sublimation; overwhelming sublimation. The sensitivity of the kinetics of the change in mass of titanium alloy samples at different temperatures (900°C and 1000°C) depending on the structural class is indicated. The general laws of the formation of gas-saturated layers on titanium alloys of various structural classes (α -, pseudo- α , $\alpha + \beta$, β) are presented. It was revealed that the structural class of titanium alloys determines the formation of gas-saturated layers with a specific structure and a different ratio of quantitative parameters — hardness and depth of the hardened zone — characteristic of each class. The results presented in the work provide information that, when choosing the regime of thermal diffusion treatment of titanium alloys from controlled gas media, a number of factors must be taken into account: the structural class of titanium alloys, the pressure of the gas medium, and the processing temperature

Key words: titanium alloy, interstitial elements, gas medium, surface layer, structural class

ПОГРЕЛЮК Ірина Миколаївна, доктор технічних наук, професор, завідувач відділу матеріалознавчих основ інженерії поверхні, Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, e-mail: irynapohrelyuk@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0002-2008-2168>

ТРУШ Василь Степанович, кандидат технічних наук, старший науковий співробітник відділу матеріалознавчих основ інженерії поверхні, Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, e-mail: trushvasyl@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0002-2264-3918>

ЛУК'ЯНЕНКО Олександр Геннадійович, кандидат технічних наук, старший науковий співробітник відділу матеріалознавчих основ інженерії поверхні, Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, e-mail: AGNSLUkyanenko@i.ua. <http://orcid.org/0000-0001-6642-2300>

Iryna POHRELYUK, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Materials Science Fundamentals of Surface Engineering, Karpenko Physico-Mechanical Institute of the National Academy of Sciences of Ukraine, e-mail: : irynapohrelyuk@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0002-2008-2168>

Vasyl TRUSH, Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher of the Department of Materials Science Fundamentals of Surface Engineering, Karpenko Physico-Mechanical Institute of the National Academy of Sciences of Ukraine, e-mail: trushvasyl@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0002-2264-3918>

Aleksander LUKYANENKO, Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher, Department of Materials Science Surface Engineering, Karpenko Physico-Mechanical Institute of the National Academy of Sciences of Ukraine, e-mail: AGNSLUkyanenko@i.ua. <http://orcid.org/0000-0001-6642-2300>

DOI 10.36910/automash.v1i14.354

Пустюльга С.І., Придюк В.М., Головачук І.П.
Луцький національний технічний університет

МЕТОД ФРАКТАЛЬНОЇ ОЦІНКИ ПОКАЗНИКА НАКЛАДАННЯ МАРШРУТНИХ СХЕМ ДЛЯ ОПТИМІЗАЦІЇ МІСЬКИХ ПАСАЖИРСЬКИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ

Робота присвячена розробці ефективних методів оптимізації міських пасажирських перевезень. Аналіз літературних джерел показав, що, як правило, удосконалення транспортного обслуговування у містах здійснюється шляхом використання певних математичних моделей. Будь-яка математична модель, у тому числі і функціонування транспортної мережі, ґрунтується на великому багатокomпонентному об'ємі початкових даних, отримання яких пов'язане з проблемами статистичних досліджень, із ситуацією у місті, яка швидко і динамічно змінюється, а значить робить подібні вихідні дані з часом неактуальними і застарілими.

Саме це і є основною проблемою для створення транспортних моделей великих міст. До подібних, необхідних для повноцінного моделювання, даних відносяться: диференціювання по районах міста чисельності населення, число місць для праці та їх розташування, рекреаційний потенціал, середній час пересування жителів і таке інше. На відміну від завдань організації дорожнього руху, де використовуються, в основному, імітаційні моделі руху транспорту, в транспортному плануванні застосовуються прогностичні моделі, які ґрунтуються на макроскопічних параметрах, що описують транспортний потік. У цих моделях параметрами є: швидкість транспортного потоку, інтенсивність транспортного потоку, інтенсивність пасажиропотоків. Таким чином, основою прогностичного моделювання міських транспортних систем стає завдання оптимальної реалізації пасажирських транспортних кореспонденцій.

Очевидно, що збір початкових даних складає найбільш трудомісткий і тривалий за часом етап при побудові або удосконаленні транспортних моделей. У свою чергу, запропонована у роботі ефективна методика побудови транспортних моделей за геометричними параметрами накладання маршрутних схем вирішує задачу визначення міри відповідності існуючого транспортного попиту наявній транспортній пропозиції.

У роботі пропонується дієвий метод динамічного удосконалення міської пасажирської транспортної мережі, в основу якого покладено зв'язок класичного коефіцієнта накладання пасажиропотоків із способами геометричного представлення та фрактальної оцінки накладання існуючих маршрутних схем пересування ТЗ (на прикладі тролейбусної мережі м. Луцька). Проаналізовано основні особливості функціонування міських пасажирських перевезень та досліджено вплив характеристик транспортних систем на визначення ступеня накладання маршрутних схем. Розроблено метод 3-D представлення та автоматизованого зонування міських тролейбусних маршрутів. Запропоновано спосіб фрактальної оцінки ступеня накладання маршрутів для визначених зон та шляхи удосконалення транспортної роботи ТЗ на маршрутах у різні часові періоди доби. Запропоновано підходи до влаштування динамічного резервування тролейбусів на маршрутах, яке забезпечить ефективну видозміну маршрутних схем, оперативне коригування розкладу руху тролейбусів по мережі, нормативів часу на виконання рейсів, систем організації праці водіїв, комбінованого режиму руху тролейбусів.

Ключові слова: оптимізація, пасажирські перевезення, маршрутна схема, 3-D представлення, автоматизоване зонування, накладання маршрутів, фрактальна оцінка, динамічне резервування.

ВСТУП

Для забезпечення найбільш ефективного транспортного обслуговування населення і організації дорожнього руху, необхідно щоб транспортна система адекватно відповідала потребам міста. Існує два шляхи удосконалення такої ефективності: збільшення пропускної здатності транспортної мережі міста і раціональне використання існуючої мережі [4].

Перше рішення пов'язане із суттєвими матеріальними витратами територіальних громад на реконструкцію транспортних вузлів і магістралей. Другий напрям - раціоналізація використання існуючих транспортних систем та оптимізація процесів перерозподілу навантажень на транспортну мережу, що є найбільш ефективним підходом для забезпечення транспортної доступності у більшості міст держави.

Враховуючи низку екологічних, економічних та соціальних показників, все більше у великих і середніх містах України для пасажирських перевезень населення використовується такий вид транспорту як тролейбуси [5].

З іншого боку, так історично складалося, що нерідко центральна частина будь-якого міста, і в тому числі м. Луцька, могла надавати транспортному комплексу не більше 10-15% своєї території. Тобто, для центральних районів міст ставав проблематичним розвиток нових транспортних мереж, стоянок, зупинок, пішохідних підходів і систем транспортного сервісу. Наприклад, нині рух у бік центру Луцька і від нього, у години пік, є одним із самих напружених.

Саме побудова надійної та ефективної тролейбусної мережі у місті, на наш погляд, дозволить збільшити рівень транспортної доступності, понизити рівень транспортної дискримінації населення,

збільшити транспортну рухливість населення і поліпшити інші показники, що характеризують ефективну роботу всього громадського транспорту в місті.

Одним із методів удосконалення транспортної роботи на найбільш завантажених напрямках руху можуть стати заходи по регулюванню як напрямів руху тролейбусів, їх пасажиромісткості, так і кількості одиниць ТЗ на лінії у певні періоди доби.

Тому розробка підходів до удосконалення пасажирських перевезень у місті за рахунок оптимізації мережі існуючих маршрутів є актуальним завданням для спеціалістів, що працюють у галузі транспортних систем.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Більшість літературних джерел вказують на те, що, як правило, удосконалення транспортного обслуговування у містах здійснюється шляхом використання певних математичних моделей. Будь-яка математична модель, у тому числі і функціонування транспортної мережі, ґрунтується на великому багатоконпонентному об'ємі початкових даних, отримання яких пов'язане з проблемами статистичних досліджень, із ситуацією у місті, яка швидко і динамічно змінюється, а значить робить подібні вихідні дані з часом неактуальними і застарілими [1,2].

Саме це і є основною проблемою для створення транспортних моделей великих міст. До подібних, необхідних для повноцінного моделювання даних, як правило, відносяться: диференціювання по районах міста чисельності населення, число місць для праці та їх розташування, рекреаційний потенціал, середній час пересування жителів і таке ін. Очевидно, що збір початкових даних складає найбільш трудомісткий і тривалий за часом етап при побудові або удосконаленні транспортних моделей [7].

При цьому необхідна відповідна формалізація параметрів, використовуваних аналітичних показників, що характеризують існуючий стан дорожньо-транспортного комплексу. Вона є першим етапом у створенні транспортної моделі міста, тобто - створенні транспортної пропозиції. Наступним етапом моделювання є розрахунок транспортного попиту, що є не менш важливим і трудомістким у математичному моделюванні завданням.

Подібне моделювання, в першу чергу, має бути пов'язане із визначенням критерійної системи оцінки ефективності функціонування транспортних систем. Слід зазначити, що саме поняття «транспортна система» досить складно формалізується у сучасній науковій літературі. До того ж представлення транспортної системи як природно-технічної системи відразу ж переводить завдання постановки критеріїв ефективності її функціонування у площину взаємодії учасників дорожнього руху і довкілля, що, в ситуації необхідного рівноправ'я цих компонентів системи, робить її значно складнішою [3].

У науковій літературі до недавнього часу поняття «якість транспорту», «ефективність транспорту» були віднесені виключно до окремих складових транспортних систем і їх функціонування [5]. Також оцінювалася ефективність окремих заходів, інновацій в області систем транспорту, рідше роботи були присвячені конкретним заходам із організації дорожнього руху.

На відміну від завдань організації дорожнього руху, де використовуються, в основному, імітаційні моделі руху транспорту, в транспортному плануванні використовуються прогнозні моделі, які ґрунтуються на макроскопічних параметрах, що описують транспортний потік. У цих моделях параметрами є: швидкість транспортного потоку, інтенсивність транспортного потоку, інтенсивність пасажиропотоків. Таким чином, основою прогнозного моделювання міських транспортних систем стає завдання реалізації пасажирських транспортних кореспонденцій [6,15].

Як зазначалося вище, збір початкових даних є найбільш трудомістким і тривалим за часом етапом при побудові транспортних моделей. У свою чергу, ефективна якісна алгоритмізація побудови транспортних моделей вирішує задачу визначення міри відповідності існуючого транспортного попиту наявній транспортній пропозиції. Тобто, основним призначенням створюваних моделей є підтримання базових параметрів пасажиропотоків на маршрутах міст.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою даної роботи є - аналіз існуючої транспортної мережі міста на предмет накладання окремих маршрутів руху громадського пасажирського транспорту, розробка ефективних способів фіксації параметрів накладання маршрутів за рахунок їх 3-D представлення, розробка способів автоматизованого зонування маршрутних схем та фрактальної оцінки ступеня накладання маршрутів у визначених зонах, вироблення практичних рекомендацій що до удосконалення роботи транспортної системи для пасажирських перевезень (на прикладі удосконалення тролейбусних маршрутів у м. Луцьк).

Для досягнення поставленої мети слід вирішити наступні задачі:

1. Дослідити вплив характеристик транспортних систем на визначення ступеня накладання маршрутних схем для пасажирських перевезень.

2. Розробити ефективний метод наочного представлення міських тролейбусних маршрутів та автоматизованого зонування маршрутних схем для оптимізації їх транспортної роботи у місті.

3. Розробити методику фрактальної оцінки накладання маршрутів у визначених зонах руху громадського пасажирського транспорту та рекомендації що до удосконалення роботи ТЗ на маршрутах у різні часові періоди доби.

4. Запропонувати підходи до організації динамічного управління тролейбусами на маршрутах, оперативного коригування розкладу руху тролейбусів по мережі, видозміни маршрутних схем, нормативів часу на виконання рейсів, введення комбінованого режиму руху тролейбусів.

Об'єкт дослідження - процес організації пасажирських перевезень міським громадським транспортом.

Предмет дослідження – способи удосконалення розподілу ТЗ для роботи на міській тролейбусній мережі.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Однією із основних проблем розвитку системи міського пасажирського транспорту для перевезення пасажирів, яка негативно впливає на її подальший розвиток і організацію, являється низька транспортна доступність. Показник загальної транспортної доступності характеризує якість міської транспортної інфраструктури [6,7]. Це виражається у витратах часу на поїздку і рівні зручності використання громадського транспорту в необхідний час.

Витрати часу на поїздку включають час відходу/підходу від/до зупинки, час очікування, час пересування і пересадки. Система міського пасажирського транспорту тільки тоді може вважатися такою, що успішно функціонує, коли можливе переміщення у будь-який пункт призначення за нормативний час. При цьому величина транспортної доступності населення визначатиметься співвідношенням часу, що фактично витрачається на переміщення, до нормативного часу поїздки.

Наприклад, за даними програми розвитку м. Луцьк, нормативний час пересування для досягнення зразкової якості обслуговування не повинен перевищувати 25-35 хвилин. Проте, як показує практика, цей показник на деяких напрямках може перевищувати нормативний показник в 1,5 рази, особливо у години пік.

При цьому варто відмітити нерівномірний розподіл щільності маршрутної мережі в різних районах нашого міста. Щільність маршрутної мережі є одним із основних показників, що впливають на транспортну доступність. Також цей показник, разом із пропускнуою здатністю, є основною характеристикою міської транспортної мережі. Щільність маршрутної мережі визначають як співвідношення сумарної протяжності вулиць і доріг, по яких проходять маршрути автомобільного транспорту, до площі забудованої частини міста [14]. При цьому відзначається [8], що згідно із нормативами існуюча щільність транспортної міської мережі повинна забезпечувати час підходу пасажира до зупинок у межах 5 хвилин.

Основою системи міського громадського пасажирського транспорту м. Луцька є автобуси середньої місткості і тролейбуси. Активне застосування на вулицях міста Луцька, все для більшої кількості маршрутів, великогабаритних тролейбусів призводить до зниження швидкості руху, збільшення часу на здійснення одного рейсу.

Вплив попутного дорожнього руху на експлуатаційну швидкість тролейбусів проявляється у вигляді випадкових перешкод від пішоходів і маневрів попутного автомобільного транспорту, а також обгонів тихохідних і нерухомих транспортних засобів. Швидкість руху транспортної одиниці при цьому змінюється у двох аспектах. З одного боку, поява перешкоди призводить до одномоментного зниження швидкості. З іншого боку, в результаті збільшення числа перешкод, що відповідає більшій інтенсивності попутного вуличного руху, водій тролейбуса рухається по перегону обережно та з істотно меншою середньою швидкістю. З позиції пасажира, одночасно, можна спостерігати збільшення часу, що витрачається на проїзд до пункту призначення.

Як показує статистика, у м. Луцьку (2010-2019р.) відбувся певний перерозподіл пасажиропотоку по видах транспорту. Є тренд на зростання частки перевезень пасажирів тролейбусами у загальному об'ємі міських перевезень, яке можна пояснити певним оновленням парку рухомого складу, збільшенням наповнюваності салонів тролейбусів та удосконаленням методів контролю наповненості, оптимізацією маршрутної мережі, підвищенням якості обслуговування пасажирів на маршруті за рахунок запровадження системи оплати за проїзд через валідатор.

З іншого боку, прагнення до підтримки високої наповнюваності рухомого складу також знижує швидкість руху за рахунок так званого людського чинника: психологічна відповідальність за безпеку більшого числа пасажирів, що перевозяться, змушує водія тролейбуса вибирати швидкість меншу відносно допустимої швидкості за умовами руху і динамічними можливостями транспорту.

Це, в свою чергу, нерідко призводить до утворення заторів на дорогах і перехрестях міста, збільшення часу поїздки, що впливає як на економічні показники роботи системи міського пасажирського транспорту, так і на психологічний і екологічний аспект цієї проблеми. Внаслідок того, що тролейбуси виявляються учасниками так званих дорожніх «пробок», знижується регулярність рейсів, надійність перевезень, час руху по маршруту інколи стає непередбачуваним. Крім того, тривале знаходження у дорожньому заторі сприяє накопиченню, так званої, транспортної втоми як у пасажирів, так і у водіїв транспортних засобів. Зрештою це може привести до зниження уваги і зменшення рівня безпеки руху.

Вище наведені проблеми функціонування міського пасажирського транспорту у м. Луцьку і, особливо тролейбусних маршрутів, вимагають комплексного підходу до їх вирішення. Адже саме тролейбусні маршрути мають важливе соціальне значення, задовольняють потребу населення міста в переміщеннях у межах обумовленої території при мінімальних витратах часу, за мінімальну ціну, при певній мірі комфорту.

Побудова та підтримка функціонування надійної та ефективної тролейбусної мережі у місті дозволить збільшити рівень транспортної доступності, понизити рівень транспортної дискримінації населення, збільшити транспортну рухливість пасажирів і поліпшити інші показники, що характеризують ефективну роботу всього громадського транспорту в місті.

Одним із методів удосконалення транспортної роботи на найбільш завантажених напрямках руху можуть стати заходи по регулюванню як напрямів руху тролейбусів, так і їх пасажиромісткості та кількості одиниць на лінії у певні періоди доби. Наприклад, за рахунок призначення додаткових кільцевих маршрутів суттєво може покращитись ефективність використання тролейбусів у місті. А динамічне регулювання напрямку руху тролейбусних потоків в години пік може частково понизити напруженість на завантажених ділянках, запобігаючи утворенню «заторових» ситуацій.

Оцінюючи перспективу тих або інших напрямів подальшого розвитку громадського пасажирського транспорту у м. Луцьку, можна констатувати, що, передусім, потрібне знаходження консенсусу між інтересами споживачів транспортних послуг, що потребують певного рівня їх якості, міською владою (привабливість міста, екологічність транспорту, безпека на вулично-дорожній мережі і т.і.) і транспортними підприємствами, зацікавленими в зниженні власних витрат на перевезення.

У цьому сенсі, на наш погляд, є суттєві можливості для удосконалення тролейбусних маршрутів у Луцьку, підвищення рівня ефективної організації управління системою перевезень, орієнтації спеціалістів виконавчого комітету на зниження впливу негативних чинників функціонування системи пасажирських перевезень, облік інтересів підприємств всіх перевізників при підвищенні рівня якості транспортних послуг, що надаються.

Нами пропонується дієвий метод для динамічного удосконалення міської пасажирської транспортної мережі, в основі якого покладено зв'язок класичного коефіцієнта накладання пасажиропотоків із способами геометричного представлення накладання існуючих маршрутних схем пересування ТЗ (на прикладі тролейбусної мережі м. Луцька).

Станом на 15.02.20р. тролейбусна мережа м. Луцька включала 11 маршрутів різної протяжності і різної інтенсивності руху ТЗ (таблиця 1).

Зрозуміло, що наведені у таблиці маршрутні схеми руху тролейбусів накладаються на ряді ділянок вулично-дорожньої мережі міста, не говорячи вже за додаткове накладання ще й із маршрутами автобусів.

Аналіз показав, що можлива низка варіантів накладення маршрутних схем для різних маршрутів, які суттєво впливають на якість процесу перевезення пасажирів. Чим більша кількість загальних перегонів має декілька маршрутів, тим більше цей вид накладення позначатиметься при визначенні часу очікування ТЗ пасажиром. Ефективна фіксація варіантів накладення, дозволить коректніше розрахувати можливий час очікування. Особливо це важливо, якщо початкова зупинка є пасажиро-утворюючою, а кінцева – пасажиро-поглинаючою.

Однак, при звичайному представленні мережі маршрутів для руху тролейбусів, або всього громадського пасажирського транспорту в цілому у місті, не можливо оцінити всі накладання

маршрутів на окремих ділянках з метою вироблення рекомендацій що до удосконалення руху ТЗ на маршрутах, у різні часові періоди доби.

Таблиця 1

N маршруту	1	1А	2	2А	3	4	4А	5	12	15	15А
Назва маршруту	ЛПЗ-КРЗ	ЛПЗ-в. Гордіюк	ЛПЗ-КРЗ	ЛПЗ-в. Гордіюк	Гар.-Лісн.	ЖДВ-Вересневе	Вересневе ЖДВ	КРЗ-Цег. завод	КРЗ-в. Володимирська	ЦУМ-к.Луцьк	ЦУМ-к.Луцьк
Довжина L (км) маршруту	15.35	13.31	13.25	11.21	14.51	11.41	11.95	11.2	12.18	11.02	11.05
Інтервал руху t (хв) на маршруті	13-15	13-15	10-15	10-15	60	10	10	15	17	10-15	10-15
К-сть ТЗ на маршруті	6	6	6	6	1	5	5	5	5	4	4
Середній час T (хв) обороту	90	90	90	90	120	75	75	90	105	45	45

Тому у роботі пропонується 3-D представлення тролейбусної маршрутної мережі Луцька, аналіз якої, на наш погляд, відкриває безліч можливостей для оптимізації пасажирських перевезень тролейбусами, як із врахуванням інтересів підприємства електротранспорту, так і з врахуванням комфортності для жителів міста.

Дане представлення є динамічним і дозволяє по ряду геометричних параметрів визначити ділянки вулично-дорожньої мережі міста із найбільшою кількістю накладання маршрутів (у даному випадку тролейбусних), що проходять по них (рис.1).

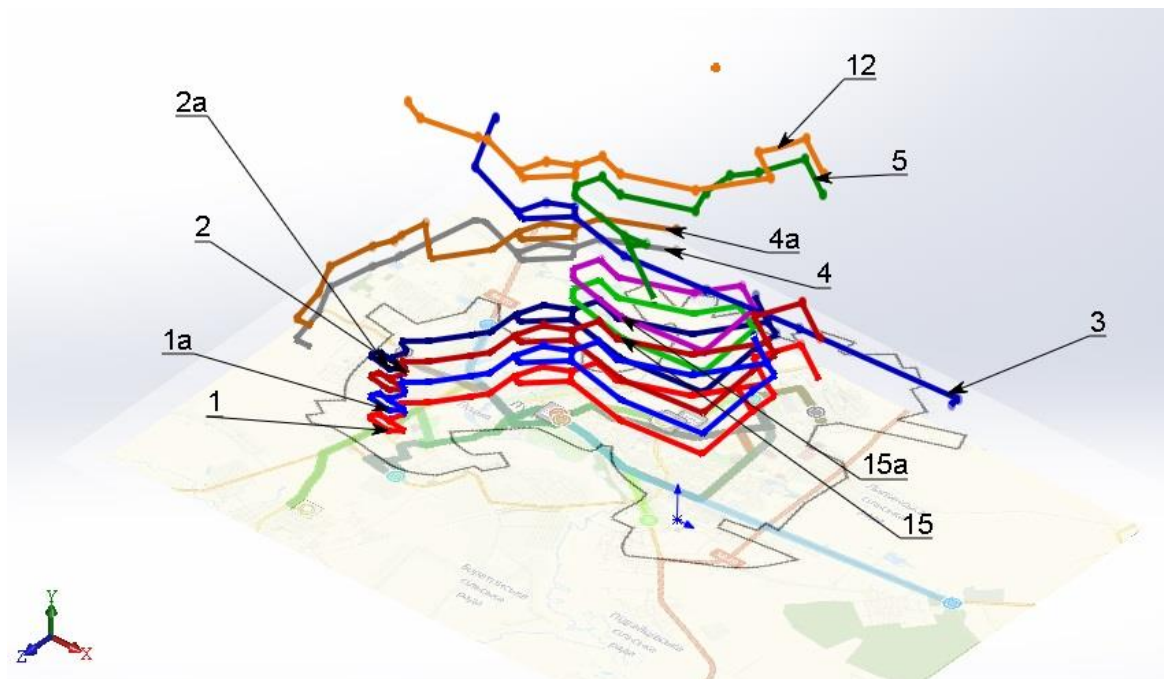


Рисунок 1

Використовуючи розроблену 3-D модель представлення тролейбусних маршрутів м. Луцька, можна середню кількість збігів перегонів різних маршрутів тролейбусів оцінити за допомогою маршрутного коефіцієнта S_k :

$$S_k = \frac{\sum_{n=1}^N l_n}{\sum_{i=1}^K L_i}, \quad (1)$$

де l_n - довжина n -го маршруту, км; L_i - довжина i -ї вулиці, по якій проходить хоча би один маршрут, км.

Крім того, за таким підходом, для всієї мережі міста можна розрахувати кількість перегонів, по яких пасажир може переміститися за допомогою одного, двох, k маршрутів.

Проте маршрутний коефіцієнт (1) не в повній мірі відбиває ступінь накладення пасажиропотоків на представлену маршрутну мережу, тобто маршрути можуть проходити по одній і тій же ділянці вулично-дорожньої мережі, але для переміщення пасажирів не мають можливості вибору будь-якого із них. Така ситуація виникає, якщо початкові зупинки на маршруті є пасажироутворюючими, кінцеві – пасажиропоглинаючими, а пасажиро-обмін на зупинках, через які проходить загальна частина різних маршрутів, - є незначним.

Можна було б, для визначення шляхів удосконалення, використати уже відому характеристику: коефіцієнт накладення пасажиропотоків на маршрутну мережу [13]. Коефіцієнт розраховується за формулою:

$$W_k = \frac{\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N \sum_{n=1}^K A_{i,j} \lambda_{i,j}}{\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N \lambda_{i,j}}, \quad (2)$$

де $\lambda_{i,j}$ - інтенсивність потоку пасажирів, $A_{i,j}$ - коефіцієнт кількості збігань на маршруті.

Якщо $W = 1$, то пасажир завжди має можливість переміститися до місця призначення лише одним маршрутом, тому завдання оптимізації роботи міського пасажирського транспорту розпадається на завдання оптимізації роботи тролейбусного транспорту на кожному окремому маршруті. Чим вище значення показника W , тим вища значущість ефективної фіксації накладення маршрутів при вирішенні задач оптимізації роботи міського пасажирського транспорту.

Однак, коефіцієнт накладення пасажиропотоків на маршрутну мережу, на відміну від маршрутного коефіцієнта, - величина непостійна для конкретної вулично-дорожньої мережі, оскільки пасажиропотік весь час змінюється на протязі годин доби, дням тижня, місяцям року, а визначення його у межах пропонованої моделі є достатньо трудомістким і затратним як по матеріальних ресурсах, так і по часу.

Пропонується інший алгоритм оптимізації пасажирської транспортної системи міста. Використовуючи розроблену 3-D модель, проводиться автоматизоване зонування найбільш характерних маршрутів накладання (рис. 2).

Зонування дозволяє, по-перше, достатньо просто визначати модифікований маршрутний коефіцієнт у межах однієї зони, що більш точно характеризує ступінь накладання окремих маршрутів для цієї зони (таблиця 2). Модифікований маршрутний коефіцієнт зони обчислюється:

$$S_{\text{мод.}}^k = \frac{L_k}{\sum_{n=1}^N l_n}, \quad (3)$$

де L_k - довжина накладання маршрутів у зоні k , км; l_n - довжина n -го маршруту, км.

По-друге, для кожної характерної зони обчислюється показник густини маршрутів у зоні:

$$\mu_{зи} = \frac{1}{r_{мзи}}, \quad (4)$$

де $r_{мзи}$ - число маршрутів у зоні ($r_{мзи} > 2$).

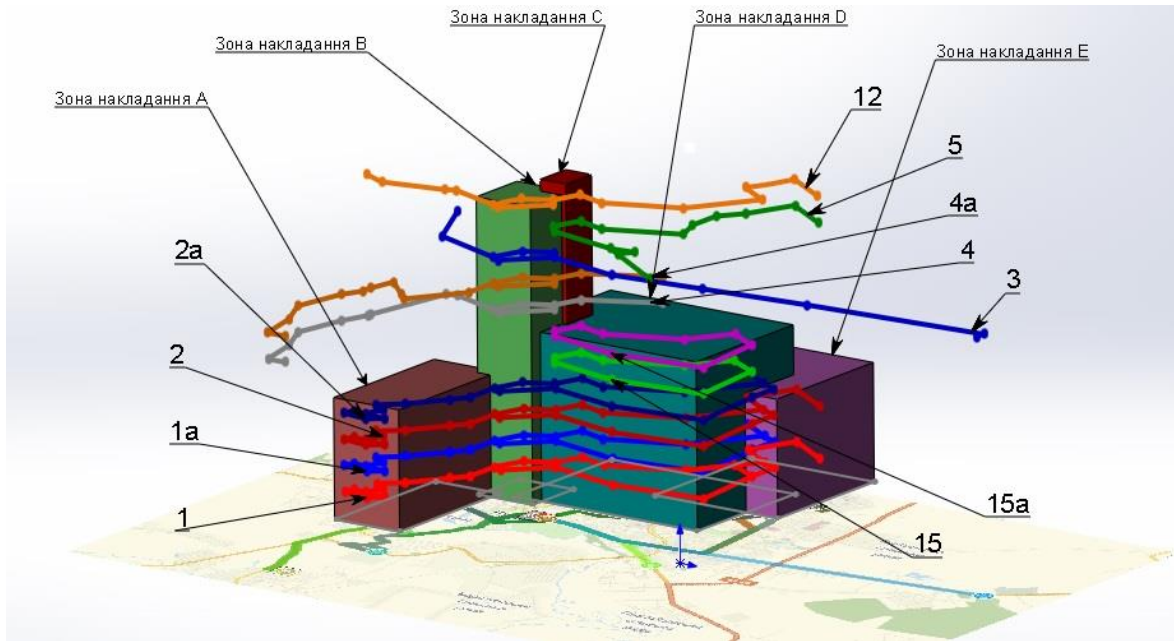
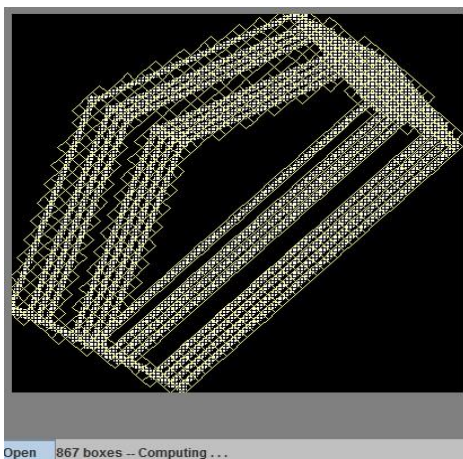


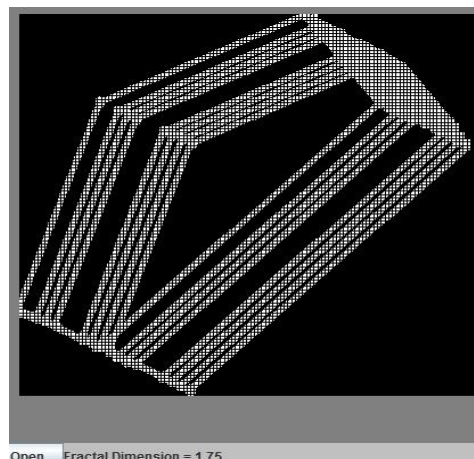
Рисунок 2

Показник показує рівень наповненості певної зони існуючими маршрутами. Разом із величиною довжини маршрутів накладання (геометричні розміри зони) він опосередковано дає інформацію про середню кількість ТЗ необхідних для забезпечення сталого пасажиропотоку для даної зони у різні часові періоди.

По-третє, показник наповненості маршрутами відповідної зони навів на думку про можливість ефективної оцінки та аналізу її геометричних параметрів за рахунок фрактального підходу. В основу виявлення фрактальних закономірностей розташування маршрутних схем у зонах було покладено уже класичний «box-counting» метод [9]. Для реалізації даної методики потрібне зображення маршрутів зони із досить детальним представленням особливостей їх структури на рівні внутрішнього масштабу фрактальності. Відповідно до, вже розроблених нами раніше, геометричних алгоритмів та програмного забезпечення [10,11,12], на це зображення накладаються квадратні сітки з різними розмірами елементів і підраховується кількість елементів, що покривають маршрутні схеми у зоні (наприклад, зона В, фрактальна розмірність $D_f = 1.75$) (рис 3).



Open 867 boxes – Computing ...



Open Fractal Dimension = 1.75

Рисунок 3

Аналогічні розрахунки проводяться для всіх виділених зон. Метод обчислення фрактальних показників існуючих маршрутних схем у зонах може удосконалюватися. Однак кількісні параметри фрактальної розмірності геометричних об'єктів всіх розглянутих зон чітко визначають тренд їх прямої залежності від інтенсивності накладання у певних об'ємах існуючих маршрутних схем. Результати розрахунків параметрів зонування для тролейбусних маршрутів м. Луцька наведено у таблиці 2.

Таблиця 2

Зони накладання маршрутів	N маршрути, що проходять у зоні	Довжина L_k (км) накладання маршрутів	Модифікований маршрутний коефіцієнт $S_k^{\text{мод}}$	Показник густини маршрутів у зоні	Фрактальна розмірність D накладання у зоні
A	1, 1A, 2, 2A	4.1	0.105	0.25.	1.54
B	1, 1A, 2, 2A, 3, 4, 4A, 12	2.6	0.029	0.125	1.75
C	1, 1A, 2, 2A, 4, 4A, 5, 12, 15, 15A	0.9	0.0093	0.1	1.77
D	1, 1A, 2, 2A, 3, 15, 15A	11	0.15	0.145	1.61
E	1, 1A, 2, 2A, 5, 12	4.3	0.069	0.167	1.58

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Відповідно до результатів аналізу міських тролейбусних маршрутів (таблиця 2) видно, що величина фрактальної розмірності маршрутних схем у зоні адекватно характеризує показник наповненості її маршрутами. Чим більший показник фрактальної розмірності (зони С і В) – тим вищий ступінь накладання маршрутних схем. Даний тренд практично стовідсотково підтверджується іншими розрахунковими параметрами зон.

Відповідно до цього, для оптимізації роботи вище розглянутої транспортної системи міста пропонуються наступні заходи: динамічно знижувати показник фрактальності у зонах, а значить і кількість накладання маршрутних схем за рахунок переорієнтації у певні години доби схожих маршрутів, як функціонують у зоні; оперативно керувати кількістю одиниць ТЗ на маршруті, пасажиромісткістю тролейбусів; оптимізувати управління резервом ТЗ тролейбусного парку. Це дозволить суттєво підвищити регулярність транспортної роботи, проте інколи може призводити до збільшення коефіцієнта примусової пересадки пасажирів.

Основним документом, який регламентує пасажирські перевезення на маршруті у місті є розклад руху ТЗ. Згідно [16] розклад руху – це графік, таблиця, що містить дані про час, місце і послідовність виконання рейсів.

Розклад руху тролейбусів розробляється відповідно до вимог [15]. У ньому зазначаються час прибуття та відправлення із початкового і проміжних пунктів, прибуття до кінцевого пункту, тривалість зупинок та всього рейсу. Щорічно розклади руху піддають корегуванню що до зміни кількості тролейбусів на маршруті, траси маршруту, нормативів часу на виконання рейсу, систем організації праці водіїв, а також варіантів організації комбінованого режиму руху тролейбусів.

Відповідно запропонованій моделі, особливий ефект, у нашому випадку, буде давати застосування перевізниками технології резервування тролейбусів не тільки у парку, але і на

маршрутах. Динамічне управління резервами на маршруті у проблемних зонах дозволить підтримувати як заданий щоденний випуск транспортних засобів, так і дотримання нормативних значень маршрутних коефіцієнтів, коефіцієнтів накладання пасажиропотоків на маршрутну мережу і, як наслідок, підвищити регулярність та якість транспортної роботи. Таке динамічне резервування передбачає передачу в розпорядження спеціалізованого диспетчера певної кількості тролейбусів, із найдосвідченішими водіями, для їх оперативного застосування на маршрутах конкретних зон з метою вирівнювання обслуговування пасажиропотоків у нашому місті.

Відповідно фрактальної оцінки накладання маршрутів у зонах, пропонуються наступні місця динамічного резервування тролейбусів у Луцьку, які наведено на рисунку 4 (для зон **A,B**: поз. 1 - район в Паркової; для зони **D**: поз. 2 - район старого кладовища; для зони **C**: поз.3 - район Зал. вокзалу; для зони **E**: поз.4 - район 40-кварталу).

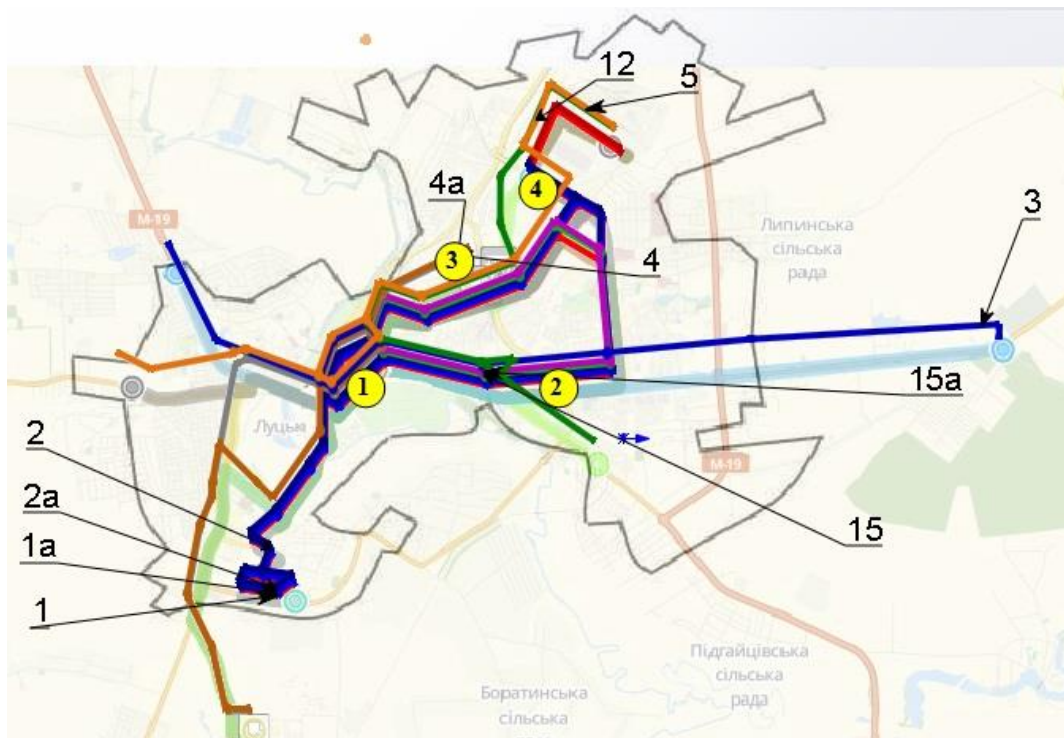


Рисунок 4

Ефективне використання такого динамічного резерву зможе суттєво нівелювати проблеми накладання маршрутів (затори на ділянках, безпека руху, час поїздки), вирівняти наповненість тролейбусів пасажирами, виключити на маршрутах кратні (подвійні, потрійні) інтервали руху, що у результаті забезпечить зниження витрат часу пасажирів на очікування посадки в ТЗ та на переміщення по маршруту.

ВИСНОВОК

У роботі проаналізовано основні особливості функціонування міських пасажирських перевезень та досліджено вплив характеристик транспортних систем на визначення показників накладання маршрутних схем. Розроблено метод 3-D представлення та автоматизованого зонування міських тролейбусних маршрутів. Запропоновано спосіб фрактальної оцінки ступеня накладання маршрутів у визначених зонах та шляхи удосконалення транспортної роботи ТЗ на маршрутах у різні часові періоди доби. Запропоновано підходи до влаштування динамічного резервування тролейбусів на маршрутах, яке забезпечить ефективну видозміну маршрутних схем, оперативне коригування розкладу руху тролейбусів по мережі, нормативів часу на виконання рейсів, систем організації праці водіїв, комбінованого режиму руху тролейбусів.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1.Бирюков В.В. Влияние доступности на эффективность транспортных систем / В.В. Бирюков, К.Э. Сафронов // Вестник СибАДИ. – 2010. – № 2 (16). – С. 71–77.

- 2.Бойко Г.В. Методика оптимизации структуры транспорта для обслуживания городских пассажирских перевозок: дис. канд.техн.наук: 05.22.10 /Г.В. Бойко. –Волгоград, 2006. - 18с.
- 3.Буслаев А.П. Вероятностные и имитационные подходы к оптимизации автодорожного движения. / А.П. Буслаев, А.В Новиков, В.М. Приходько, А.Г. Таташев, М.В. Яшина – М.: Мир, 2003. - 254с.
4. Вельможин А. В. Основы теории транспортных процессов и систем: учебное пособие [Текст] / А. В. Вельможин, В. А. Гудков, Л. Б. Миротин// - Москва: Академия, 2015. - 221с.
- 5.Владимирова Т.А. Экономическая эффективность новых технологий в развитии наземного транспорта. / Т.А. Владимирова, Н.Н. Никитин, А.М. Попов, В.Г. Соколов - Препринт. Новосибирск: Изд. СГУПС., 2004. - 72с.
- 6.Гасников А.В. Введение в математическое моделирование транспортных потоков: учебное пособие / А. В. Гасников [и др.]; ред. А. В. Гасников.// - 2-е изд., испр. и доп. - Москва: МЦНМО, 2013. - 426 с.
- 7.Горев А. Э. Информационные технологии на транспорте: учебник / А. Э. Горев // - Москва: Юрайт, 2016. - 272 с.
8. Горев А.Э. Организация автомобильных перевозок и безопасность движения. / А.Э.Горев, Е.М. Олещенко - М.: ИД Академия, 2006. - 256с.
- 9.Мандельброт Б. Фрактальная геометрия природы. – Москва: Институт компьютерных исследований, 2002. - 656 с.
- 10.Pustiulha, S., Samostian, V., Tolstushko, N., Korobka, S., Babych, M.: Fractal diagnostics of the degree of fuel atomization by diesel engine injectors. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 6, 8(90), p. 40-47 (2017).
- 11.Пустюльга С.І., Самостян В.Р., Головачук І.П., Придюк В.М., Оксенюк В.А. Методика ідентифікації зображень п'ятен розпилу палива форсунками // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. – Луцьк, 2018. – Вип. 2 (11). с. 110-116.
- 12.Pustiulha, S., Holovachuk, I., Samchuk, V., Samostian, V., Prydiuk, V.: Improvement of the technology of tribostate application of powder paints using fractal analysis of spray quality. 2 International conference on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange 11-14 june, 2019, Lutsk, DOI:10.1007/978-3-030-22365-6_28, – 10с.
- 13.Сафронов Э. А. Транспортные системы городов и регионов. / учеб. пособие для вузов. – М.: Изд-во Ассоциации строительных вузов (АСВ), 2005. – 272 с.
- 14.Спирин И.В. Организация и управление пассажирскими автомобильными перевозками: учебник. - М.: ИД Академия, 2008. - 400 с.
- 15.Швецов В.И. Математическое моделирование загрузки транспортных сетей / В. И. Швецов, А.С. Алиев – М.: URSS, 2003. - 64 с.
- 16.Якимов М.Р. Транспортные системы крупных городов. – Пермь: Издательство ПГТУ, 2008. - 184 с.

REFERENCES

- 1.Biryukov V.V. Vliyanie dostupnosti na effektivnost transportnykh sistem / V.V. Biryukov, K.E. Safronov // Vestnik SibADI. – 2010. – # 2 (16). – S. 71–77.
- 2.Bojko G.V. Metodika optimizacii struktury transporta dlya obsluzhivaniya gorodskikh passazhirskikh perevozk: dis. kand.tekhn.nauk: 05.22.10 / G.V. Bojko. –Volgograd, 2006. - 18s.
- 3.Buslaev A.P. Veroyatnostnye i imitacionnye podkhody k optimizacii avtodorozhnogo dvizheniya. / A.P. Buslaev, A.V Novikov, V.M. Prihodko, A.G. Tatashev, M.V. Yashina – М.: Mir, 2003. - 254s.
- 4.Velmozhin A. V. Osnovy teorii transportnykh protsessov i sistem: uchebnoe posobie / A. V. Velmozhin, V. A. Gudkov, L. B. Mirotin// - Moskva: Akademiya, 2015. - 221s.
- 5.Vladimirova T.A. Ekonomicheskaya effektivnost novykh tekhnologiy v razvitii nadzemnogo transporta. / T.A. Vladimirova, N.N. Nikitin, A.M. Popov, V.G. Sokolov - Preprint. Novosibirsk: Izd. SGUPSa., 2004. - 72s.
- 6.Gasnikov A.V. Vvedenie v matematicheskoe modelirovanie transportnykh potokov: uchebnoe posobie. / A. V. Gasnikov [i dr.]; red. A. V. Gasnikov.// - 2-e izd., ispr. i dop. - Moskva: MTsNMO, 2013. - 426 s.

7. Gorev A. E. *Informatsionnyie tehnologii na transporte: uchebnik.* / A. E. Gorev // - Moskva: Yurayt, 2016. - 272 s.
8. Gorev A.E. *Organizacziya avtomobilnykh perevozk i bezopasnost dvizheniya.* / A.E. Gorev, E.M. Oleshchenko - M.: ID Akademiya, 2006. - 256s.
9. Mandelbrot B. *Fraktalnaya geometriya prirody.* – Moskva: Institut kompyuternykh issledovaniy, 2002. - 656 c.
10. Pustiulha, S., Samostian, V., Tolstushko, N., Korobka, S., Babych, M.: Fractal diagnostics of the degree of fuel atomization by diesel engine injectors. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies.* 6, 8(90), p. 40-47 (2017).
11. Pustylulga S.I., Samostyan V.R., Golovachuk I.P., Pridyuk V.M., Oksenyuk V.A. *Metodika identifikacziyi zobrazen` pyaten rozpilu paliva forsunkami // Suchasni tekhnologiyi v mashinobuduvanni ta transporti.* – Luczk, 2018. – Vip. 2 (11). s. 110-116.
12. Pustiulha, S., Holovachuk, I., Samchuk, V., Samostian, V., Prydiuk, V.: Improvement of the technology of tribostate application of powder paints using fractal analysis of spray quality. 2 International conference on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange 11-14 june, 2019, Lutsk, DOI:10.1007/978-3-030-22365-6_28, – 10s.
13. Safronov E. A. *Transportnye sistemy gorodov i regionov.* / ucheb. posobie dlya vuzov. – M.: Izdvo Associazcii stroitelnykh vuzov (ASV), 2005. – 272 s.
14. Spirin I.V. *Organizacziya i upravlenie passazhirskimi avtomobilnymi perevozkami: uchebnik.* - M.: ID Akademiya, 2008. - 400 s.
15. Shveczov V.I. *Matematicheskoe modelirovanie zagruzki transportnykh setej* / V. I. Shveczov, A.S. Aliev – M.: URSS, 2003. - 64 s.
16. Yakimov M.R. *Transportnye sistemy krupnykh gorodov.* – Perm: Izdatelstvo PGTU, 2008. – 184 s.

S. Pustiulha, V. Prydiuk, I. Holovachuk. A method of fractal estimation of index of imposition of rout charts is for optimization of municipal passenger transportations

Work is sanctified to development of effective methods of optimization of municipal passenger transportations. The analysis of literary sources showed that, as a rule, the improvement of a transport service in cities comes true by the use of certain mathematical models. Any mathematical model, including functioning of a transport network, is base on large multicomponent volume of initial data the receipt of that is related to the problems of statistical researches, with a situation in city, that changes quickly and dynamically, and does a similar weekend given in course of time irrelevant and out-of-date.

Exactly it and is a basic problem for creation of transport models of large cities. To similar, necessary for the valuable design of data, as a rule, belong: differentiation on the boroughs of quantity of population, number of places for labour and their location, recreational potential, mean time of movement of habitants and all that. Unlike tasks to organization of travelling motion, where the simulation models of motion of transport are used, mainly prognosis models, that are base on macroscopic parameters that describe a transport stream, are used in a transport planning. In these models parameters are: speed of a transport stream, intensity of a transport stream, intensity of passenger transportations. Thus, the task of optimal realization of passenger transport correspondences becomes basis of prognosis design of municipal transport systems.

Obviously, that the capture of initial data folds the most labour intensive and protracted at times stage at a construction or improvement of transport models. In turn, the effective methodology of construction of transport models offered in-process on the geometrical parameters of imposition of rout charts decides the task of determination of measure of accordance of an existent transport demand to a present transport suggestion.

The effective method of dynamic improvement of a municipal passenger transport network is in-process offered, in basis of that connection of classic coefficient of imposition of passenger transportations is fixed with the methods of geometrical presentation and fractal estimation of imposition of existent rout charts of movement of transport (on the example of trolleybus network of Lutsk). The basic features of functioning of municipal passenger transportations are analysed and influence of descriptions of transport systems is investigational on determination of degree of imposition of rout charts. A method is worked out 3-D of presentation and automated zoning of municipal trolleybus routes. The method of fractal estimation of degree of imposition of routes for certain zones and ways of improvement of a transport work of transport are offered on routes, in different sentinel periods of twenty-four hours. Offered approach to arranging of the

dynamic backuping of trolleybuses on routes, that will provide effective modification of rout charts, operative adjustment of curriculum of motion of trolleybuses for networks, norms of time on implementation of voyages, systems of organization of labour of drivers, combined mode of motion of trolleybuses.

Keywords: optimization, passenger transportations, rout chart, 3-D of presentation, automated zoning, imposition of routes, fractal estimation, dynamic backuping.

ПУСТЮЛЬГА Сергій Іванович, доктор технічних наук, професор кафедри інженерної та комп'ютерної графіки Луцького національного технічного університету, e-mail: mbf.declutsk@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0001-7623-7803>.

ПРИДЮК Валентин Михайлович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького національного технічного університету, e-mail: pred.mbf@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0001-7791-1230>.

ГОЛОВАЧУК Ігор Павлович, кандидат технічних наук, доцент кафедри інженерної та комп'ютерної графіки Луцького національного технічного університету, e-mail: golovachuk.igor@gmail.com <http://orcid.org/0000-0003-0811-6107>.

Serhii PUSTIULHA, Doctor of Technical Sciences, Professor of Engineering and Computer Graphics department, Lutsk National Technical University e-mail: mbf.declutsk@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0001-7623-7803>.

Valentyn PRYDIUK, Ph.D in Engineering, associate professor of automobiles and transport technologies department, Lutsk National Technical University, e-mail: pred.mbf@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0001-7791-1230>.

Igor HOLOVACHUK, Ph.D in Engineering, associate professor of Engineering and Computer Graphics department, Lutsk National Technical University, e-mail: golovachuk.igor@gmail.com <http://orcid.org/0000-0003-0811-6107>.

DOI 10.36910/automash.v1i14.355

Сахно¹ В.П., Поляков¹ В.М., Мурований² І.С., Шарай¹ С.М.
¹Національний транспортний університет
²Луцький національний технічний університет

ДО ПОРІВНЯЛЬНОЇ ОЦІНКИ ТРИЛАНКОВИХ МЕТРОБУСІВ РІЗНИХ КОМПУНУВАЛЬНИХ СХЕМ ЗА МАНЕВРЕНІСТЮ

На основі проведених досліджень було доведено, що визначення кутів складання триколісного дорожнього поїзда слід проводити шляхом прямої інтеграції рівнянь руху дорожнього поїзда. У той же час було встановлено, що зміщення траєкторії причіпних вузлів відносно траєкторії трактора для евакуатора дещо менша порівняно з трактором-прицепом. Майже однакові результати були отримані для метрополітенів з трьома ланками, які виготовляються на напівпричепах (метро 1 з некерованими причіпними ланками) та буксированих (метро 2 з керованим другим причепом) схеми. Аналіз даних показує, що для покращення маневреності, причіпні ланки повинні бути обладнані більш-менш складними системами управління. Такі системи, як правило, використовуються для прив'язки. Тому доцільним досліджувати спритність метро автобуса, який виготовлений за змішаною схемою: автобус + причіпна ланка в схемі напівпричепа + причіпна ланка в схемі причепів (як з некерованими та керованими колесами).

Складено математичну модель трилінійної шини метро, яка виготовляється за змішаною схемою, а бічні сили на колеса осей метро шини визначаються з урахуванням реальних режимів руху та проведено дослідження кінематики обертання трилінійного метро. У цьому випадку встановлюється:

- в кінці повороту повороту керованих коліс шини в межах 0,35 рад. другий кут згортання для некерованих коліс другого зачіпки майже в 2,5 рази більший, ніж перший кут складання, що призводить до зсуву траєкторії другого пристосування до центру обертання та збільшення GSR метро. Майже таке співвідношення виникає в кутах складання метрополітену на інших етапах його обертання.

- у випадку некерованого та керованого другого причіпного сполучення метро не може забезпечити нормовані значення загальної смуги руху, а також метробуси, виготовлені згідно з іншими схемами компонування. Для забезпечення нормованого значення GSR необхідний принципово новий привід для управління другим ланкою.

Ключові слова: автопоїзд, причіп, маневреність, метробус, модель, управління, круговий рух, обертання, зсув.

ВСТУП

Безпечні системи громадського транспорту все більше розглядаються як важливий засіб безпечного підвищення мобільності населення, особливо в міських районах, які страждають від зростаючих транспортних заторів. У багатьох містах з високими доходами особливо акцентується політика скорочення використання особистого автомобільного транспорту за допомогою інвестицій в розвиток мереж громадського транспорту. Інвестиції в безпечний громадський транспорт розглядаються також як механізм, що стимулює зростання фізичної активності і, отже, сприяє зміцненню здоров'я населення. Згідно з рекомендованим (за результатами вітчизняних досліджень) співвідношенням між кількістю автобусів різних класів, які використовуються у великих містах, три чверті всього автобусного парку міста з населенням понад 1 млн. жителів мають становити автобуси великого та особливо великого класу (45% та 30% відповідно). Доцільність такого співвідношення підтверджується зарубіжною практикою: в розпорядженні Автономного управління Паризького міського транспорту (RATP) до 21% автобусів особливо великого класу [1].

Найбільш раціональним для автобусів особливо великого класу є використання їх в системі BRT (Bus Rapid Transport - "Швидкісний автобусний транспорт"). Рухомий склад в системі BRT називають метробусами.

Особливий розвиток метробуси отримали з появою трьохланкових автобусів, рис.1, які здатні перевозити до 300 пасажирів проти 180 у дволанкових автобусах. Таким чином, маючи 3-ланкові автобуси, які рухаються з невеликим інтервалом (до 1 хвилини) лінія метробусу може вирішити транспортні проблеми багатьох українських міст, і зокрема повністю зняти питання транспортного сполучення віддалених масивів, зокрема у Києві.

Проте, для широкого впровадження метробусів у транспортну структуру міста необхідно вирішити ряд практичних задач, пов'язаних, перш за все, з їх маневреністю і стійкістю руху.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Оцінку криволінійного руху автопоїздів, у тому числі і для перевезень пасажирів, звичайно проводять за допомогою наступних показників: мінімальні зовнішній і внутрішній габаритні радіуси повороту, зміщення траєкторії причіпних ланок щодо траєкторії ведучої, габаритна смуга руху, поворотна ширина по сліду коліс тощо. У країнах ЄС діють вимоги [2], які регламентують не тільки мінімальний зовнішній габаритний радіус повороту 12,5 м, а й обмежують мінімальний габаритний внутрішній радіус, який повинен бути не менше 5,3 м, при цьому поворотна ширина по сліду коліс 5,5 м. Таким чином, цими Приписами визначена припустима ГСР на рівні 7,2 м.

Показники маневреності автомобілів і автопоїздів визначають як за результатами аналітичних, так і експериментальних досліджень. Стосовно триланкових автопоїздів найбільш суттєві дослідження проведені у Національному транспортному університеті [3,4 та ін.]. У цих роботах наведені результати дослідження щодо визначення конструктивних параметрів триланкового автопоїзда, за яких забезпечується нормоване значення габаритної смуги руху. ГСР такого автопоїзда визначалася за першим і другим кутами складання автопоїзда як без урахування, так і з урахуванням відведення коліс автопоїзда. За отриманими кутами складання автопоїздів були визначені траєкторії їх характерних точок при поворотах на 90^0 і коловому русі. При цьому було встановлено, що зміщення траєкторії причіпних ланок щодо траєкторії тягача для причіпного автопоїзда дещо менше у **порівнянні з сидельно-причіпним** [5].

Майже такі ж результати були отримані і для триланкових метробусів, що виконані за напівпричіпною (метробус 1 з некерованими причіпними ланками) і причіпною (метробус 2 з керованою другою причіпною ланкою) схемами. У роботах [6-10] показано, що ГСР метробуса 1 дещо більша ГСР метробуса 2 при виконанні ним різних маневрів.

Аналіз даних цих робіт показує, що для поліпшення маневреності причіпні ланки автопоїздів повинні бути обладнані більш-менш складними системами керування. Такі системи застосовують, як правило, для причіпних ланок. Тому представляється доцільним дослідити маневреність метробуса, що виконаний за змішаною схемою: автобус + причіпна ланка за напівпричіпною схемою + причіпна ланка за причіпною схемою (як з некерованими, так і керованими колесами).

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою роботи є визначення показників маневреності метробуса, що виконаного за змішаною схемою, і порівняння отриманих показників з метробусами інших компоновальних схем.

Для досягнення мети необхідно вирішити наступні задачі:

- розробити математичну модель руху триланкового метробуса, виконаного за змішаною схемою;
- визначити показники маневреності метробуса, виконаного за змішаною схемою;
- проаналізувати вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на показники маневреності триланкового метробуса, виконаного за змішаною схемою;
- порівняти показники маневреності триланкових метробусів, виконаних за різними компоновальними схемами. та обрати кращий за цими показниками.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Розглянемо триланковий метробус, що виконаний за змішаною компоновальною схемою, а саме: ведуча ланка – автобус, перша причіпна ланка виконана за напівпричіпною схемою, друга причіпна ланка – за причіпною. Будемо вважати, що автобус тривісний з однією поворотною віссю і двома неповоротними осями. Перша і друга причіпна ланка двовісні, причому перша причіпна ланка не має поворотних осей (колес), а друга причіпна ланка або не має, або має одну поворотну вісь (колеса), рис.1.

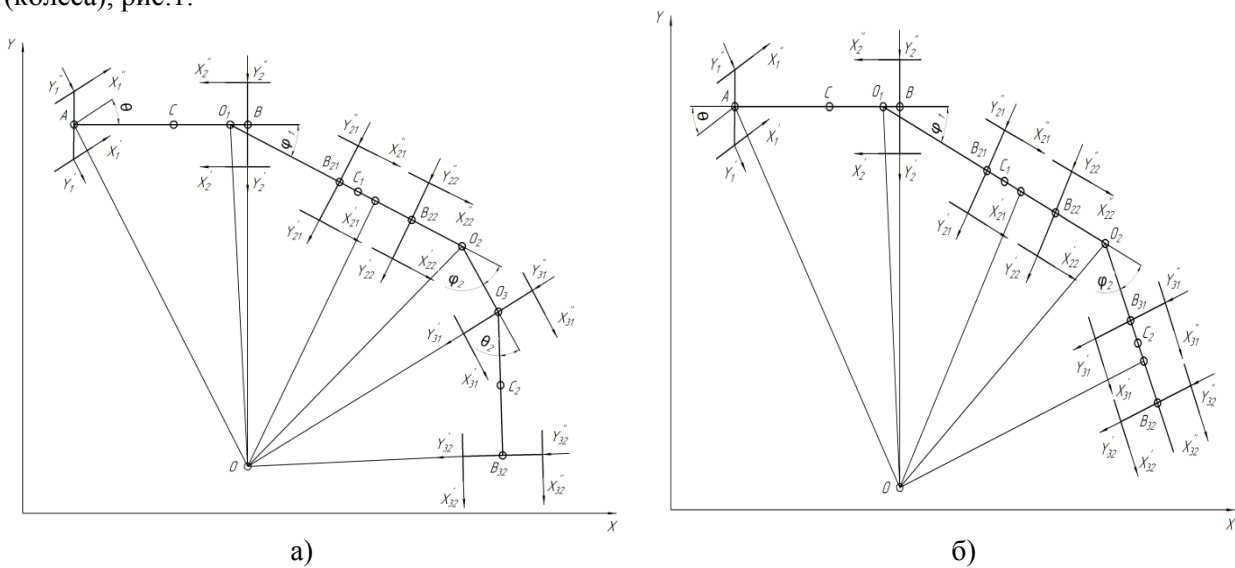


Рисунок 1 – Схема сил і моментів, що діють на триланковий метробус:
 а) з керованою другою причіпною ланкою,
 б) з некерованою другою причіпною ланкою

У роботі [7] отримана система рівнянь, що описує рух метробуса, що виконаний за причіпною схемою. Ця система рівнянь може бути використана і для дослідження маневреності метробуса, що виконаний за змішаною схемою. Вона записана у вигляді:

- по змінній v

$$m_1+m_2+m)(\dot{v}-u\omega)-[(m_1d_1+m_2l_1)\sin\varphi_1+m_2d_2\sin(\varphi_1+\varphi_2)](\dot{\omega}-\ddot{\varphi}_1)+m_2d_2\sin(\varphi_1+\varphi_2)\ddot{\varphi}_2+c(m_1+m_2)\omega^2+(m_1d_1+m_2l_1)(\omega-\dot{\varphi}_1)^2\cos\varphi_1+m_2d_2(\omega-\dot{\varphi}_1-\dot{\varphi}_2)^2\cos(\varphi_1+\varphi_2)=-[X_1\cos\theta_1+Y_1\sin\theta_1]-X_2-X_{3p}\cos\varphi_1+Y_{3p}\sin\varphi_1--[X_{41}\cos(\theta_{2s}+\varphi_2+\varphi_1)-Y_{41}\sin(\theta_{2s}+\varphi_2+\varphi_1)]+X_{42}\cos(\varphi_2+\varphi_1);$$

- по змінній u

$$(m_1+m_2+m)(\dot{u}+v\omega)-(m_1+m_2)c\dot{\omega}-[(m_1d_1+m_2l_1)m_2d_2\cos\varphi_1+m_2d_2\cos(\varphi_1+\varphi_2)](\dot{\omega}-\ddot{\varphi}_1)+m_2d_2\cos(\varphi_1+\varphi_2)\ddot{\varphi}_2-(m_1d_1+m_2l_1)(\omega-\dot{\varphi}_1)^2\sin\varphi_1-m_2d_2(\omega-\dot{\varphi}_1-\dot{\varphi}_2)^2\sin(\varphi_1+\varphi_2)=-[X_1\sin\theta_1-Y_1\cos\theta_1]+Y_2+(X_{3p}\sin\varphi_1+Y_{3p}\cos\varphi_1)+[X_{41}\sin(\theta_{2s}+\varphi_2+\varphi_1)-Y_{41}\cos(\theta_{2s}+\varphi_2+\varphi_1)-Y_{42}\cos(\varphi_2+\varphi_1)];$$

- по змінній ω

$$[I+(m_1+m_2)c^2+(m_1d_1+m_2l_1)c\cos\varphi_1+m_2d_2c\cos(\varphi_1+\varphi_2)]\dot{\omega}-(m_1+m_2)c(\dot{u}+v\omega)-c[(m_1d_1+m_2l_1)\cos\varphi_1+m_2d_2\cos(\varphi_1+\varphi_2)]\ddot{\varphi}_1-m_2d_2c\cos(\varphi_1+\varphi_2)\ddot{\varphi}_2+c[(m_1d_1+m_2l_1)(\omega-\dot{\varphi}_1)^2\sin\varphi_1+m_2d_2(\omega-\dot{\varphi}_1-\dot{\varphi}_2)^2\sin(\varphi_1+\varphi_2)]=-a_1(X_{1i}\sin\theta_i-Y_{1i}\cos\theta_i)-\sum_{j=1}^{n=2}b_jY_{2j}-c(Y_{31}+Y_{32})\cos\varphi_1-c[X_{41}\sin(\theta_{2s}+\varphi_1+\varphi_2)+Y_{41}\cos(\theta_{2s}+\varphi_1+\varphi_2)+Y_{42}\cos(\varphi_1+\varphi_2)];$$

- по змінній φ_1

$$(I_1+m_1d_2+m_2l_1^2+m_2d_2l_1\cos\varphi_2)(\ddot{\varphi}_1-\dot{\omega})+(m_1d_1+m_2l_1)\omega\times[\dot{v}\sin\varphi_1+(\dot{u}-\dot{\omega})\cos\varphi_1]+m_2d_2l_1\cos\varphi_2\ddot{\varphi}_2+(m_1d_1+m_2l_1)\omega\times[v\cos\varphi_1-(u-c\omega)\sin\varphi_1]-m_2d_2l_1(\omega-\dot{\varphi}_1-\dot{\varphi}_2)^2\sin\varphi_2 \quad (1)$$

$$=-M_{c2}+\sum_{p=1}^{n=2}(d_1+b_{1p})Y_{3p}+l_1X_{41}\sin(\theta_{2s}+\varphi_2)+Y_{41}\cos(\theta_{2s}+\varphi_2)+Y_{42}\cos\varphi_2];$$

- по змінній φ_2

$$(I_2+m_2d_2^2)(\ddot{\varphi}_2-\dot{\omega})+m_2d_2[\dot{v}\sin(\varphi_1+\varphi_2)+(\dot{u}-\dot{\omega})\cos(\varphi_1+\varphi_2)]+[I_2+m_2d_2(d_2+l_1\cos\varphi_2)]\ddot{\varphi}_1+m_2d_2l_1\cos\varphi_2\ddot{\varphi}_1++m_2d_2l_1(\omega-\dot{\varphi}_1)^2\sin\varphi_2-m_2d_2\omega[(u-\omega)\sin(\varphi_1+\varphi_2)-v\cos(\varphi_1+\varphi_2)]=-M_{c3}+[(d_2+b_{21})(X_{41}\sin\theta_{2s}+Y_{41}\cos\theta_{2s})+Y_{42}(d_2+b_{22})].$$

У системі рівнянь (1) прийняті такі позначення:

M, C, I – маса, центр мас і центральний момент інерції ведучої ланки щодо вертикальної осі, що проходить через центр мас т. С;

x, y – абсциса і ордината т. С в інерційній системі координат;

m_k, C_k, I_k ($k=1,2$) - те ж саме для першої і другої ведених ланок;

$\mathcal{G}, \mathcal{G}_1, \mathcal{G}_2$ – курсові кути ланок автопоїзда;

$v = \dot{x} \cos \mathcal{G} + \dot{y} \sin \mathcal{G}, \quad u = -\dot{x} \sin \mathcal{G} + \dot{y} \cos \mathcal{G}$ - проекції швидкості т. С на поздовжню і поперечну осі ведучої ланки;

M_{c2}, M_{c3} – моменти опору повороту ланок автопоїзда;

$\omega, \omega_1, \omega_2$ – кутові швидкості ланок автопоїзда;

θ_1, θ_{2s} – кути повороту осей автобуса і другої причіпної ланки метробуса;

$X_{\alpha\beta}, Y_{\alpha\beta}$ - поздовжні і поперечні реакції на колесах осей ланок автопоїзда;

$a=CA, b=CB, L=AB, c=O_1C, d=O_1C_1, a_{21}=C_1B_{21}, b_{21}=C_1B_{22}, L_1=O_1B_{22}, c_1=O_2C_1,$

$l_1=O_2O_1, a_{21}=C_2B_{31}, b_{21}=C_2B_{32}, L_2=O_2B_{32}$ – геометричні параметри автопоїзда.

Величина і напрямок поздовжніх реакцій X_i залежать від режиму руху метробуса (розгін, усталений вільний рух, гальмування). Бічні реакції Y_i залежать від прийнятої моделі деформації колеса у бічному напрямку. У даній роботі прийнято визначати Y_i за методикою Д.А.Антонова [11]:

$$Y = qk_{y0e}\delta, \quad (2)$$

де k_{y0e} – екстремальне значення коефіцієнта опору відведення k_{y0} (при $\delta = 0$) у залежності від вертикального навантаження на колесо $k_{y0} = f(Z)$;

q – коефіцієнт корекції зв'язку між бічною силою і кутом відведення, який включає ряд корегуючих коефіцієнтів, основними серед яких для метробуса є наступні:

$$q = q_N q_T q_\phi, \quad (3)$$

де q_N – коефіцієнт, що враховує вертикальне навантаження на колесо; q_T – коефіцієнт, що враховує тягові та гальмівні зусилля на колесах; q_ϕ – коефіцієнт, що враховує якість дорожнього покриття.

У процесі дослідження розглядаємо метробус, ведуча ланка якого обладнана шинами розміру 275/70R22,5, а причіпні ланки – шинами 245/75R17,5. Значення коефіцієнтів $q_N q_T q_\phi$ наведені в роботі [7].

Моменти опору повороту ланок визначаються залежностями

$$\begin{aligned} M_1 &= h_1 \phi_1; \\ M_2 &= h_2 \phi_2. \end{aligned} \quad (4)$$

де: h_1 і h_2 – коефіцієнти в'язкого тертя в шарнірах вузлів зчеплення ланок метробуса.

У роботах [4-8] при визначенні показників маневреності шляхом безпосереднього інтегрування вихідної системи диференціальних рівнянь за допомогою програмного забезпечення Maple розглядалися такі режими як рух по колу, повороти на 90° і 180° , виконання маневру ISO тощо. Розглянемо ці режими руху і для метробуса, що розглядається. Інтегрування виконаємо за таких вихідних даних:

$a=3,68$; $b=2,32$; $c=8,71$; $d_1=4,17$; $d_2=4,17$; $m=18000$; $J=38500$; $m_1=10000$; $J_1=18,5$ $m_2=10000$; $J_2=31200$; $k_f=0$; $k_1=160000$; $k_2=32000$; $k_3=180000$; $k_4=180000$; $h_1=30$, $h_3=30$; $\phi_i=0,8$; $\theta_0=0$; $\theta=\theta_0+k_0 \times n$; $k_0=0,05$; $n=1,2 \dots 10$; $\theta_{2s}=0,2 \times \theta$; $V=0$.

За обраними вихідними даними були визначені кути складання ланок обох автопоїздів, рис.2. Аналіз результатів розрахунків показав:

- поворот першої і другої причіпної ланки при вході в поворот здійснюється послідовно, причому друга причіпна ланка забігає більш інтенсивно у внутрішню сторону повороту, збільшуючи другий кут складання у порівнянні з першим і габаритну смугу руху, причому зміщення траєкторій і ГСР збільшуються зі збільшення бази причіпних ланок;

- кути складання суттєво залежать від режиму криволінійного руху метробуса. Зі зменшенням режимного коефіцієнта повороту зменшуються і кути складання його ланок ϕ_1 і ϕ_2 при одному і тому ж значенні приведенного кута повороту θ керованих коліс автобуса, так як метробус займає при цьому менш "складене" положення;

- кути складання ϕ_1 і ϕ_2 пропорційні базам ланок і тому зі збільшенням баз елементарних ланок кути складання ϕ_1 і ϕ_2 збільшуються за тих же значень режимного коефіцієнта повороту, а відповідно, метробус буде більш складеним" на криволінійній ділянці шляху;

- за некерованої і керованої другої причіпної ланки метробус не може забезпечити нормовані значення габаритної смуги руху, як і метробуси, що виконані за іншими компоновальними схемами. Для забезпечення нормованого значення ГСР необхідний принципово новий привід управління другою причіпною ланкою.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

За отриманими кутами складання автопоїздів були визначені траєкторії їх характерних точок і габаритна смуга руху за колового руху метробуса і при поворотах на 90° і 180° , рис.3,4.

Аналіз траєкторій причіпних ланок при поворотах на 90° , 180° і руху по коловій траєкторії показує, що нормовані значення габаритної смуги руху не може також забезпечити метробус, що виконаний за змішаною схемою (третій варіант у табл.1), для якого ГСР складала з керованим причепом, що розглядається.

У табл. 1 для порівняння наведені величини ГСР метробусів, виконаних за напівпричіпною (1) і причіпною схемами (2) [5, 10].

Таблиця 1 – ГСР метробусів різних компоувальних схем

Габаритна смуга руху триланкового метробуса, м								
Поворот 90°			Поворот 180°			Коловий рух		
1	2	3	1	2	3	1	2	3
6,8	6,1	6,6	8,2	7,5	8,0	8,9	8,1	8,6

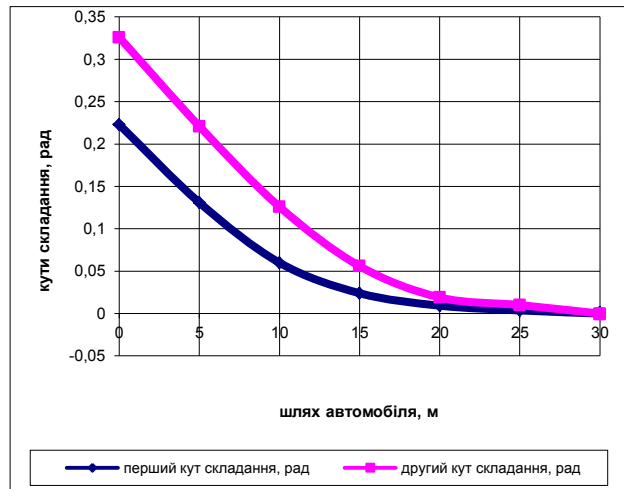
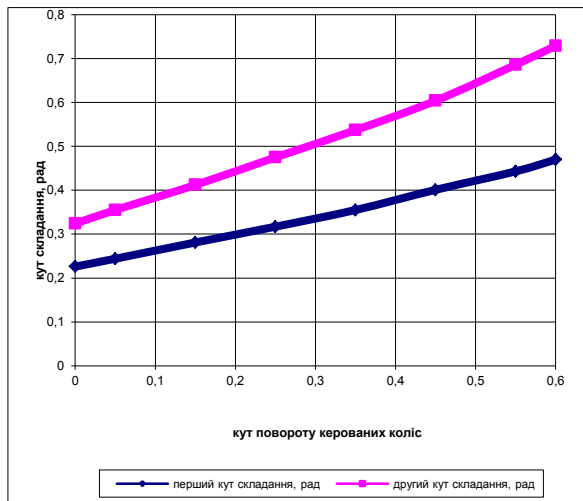
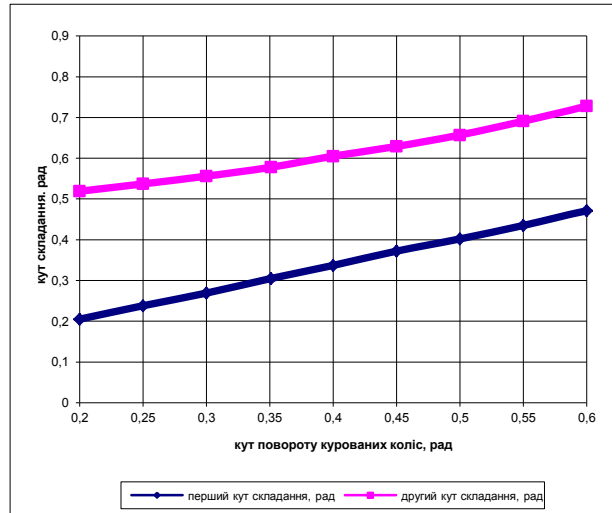
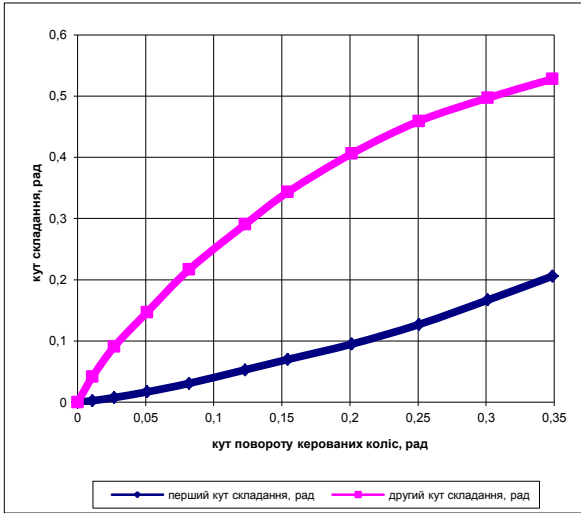
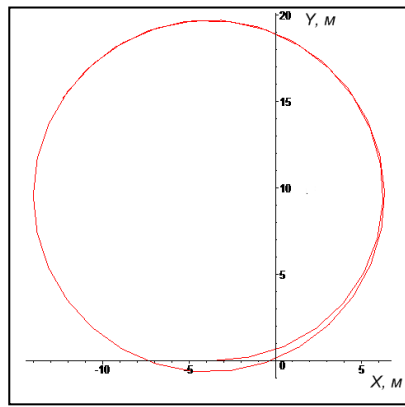
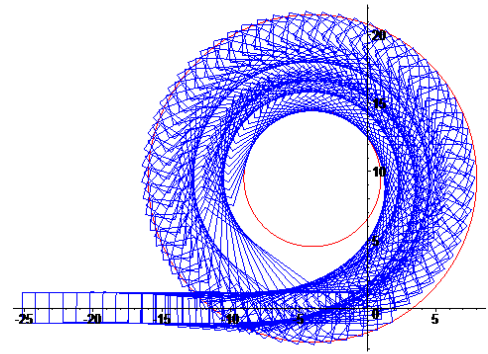


Рисунок 2 – Зміна кутів складання ланок метробуса для різних стадій повороту:
 а) вхід в поворот; б) рух по колу; в) вихід із повороту;
 г) прямолінійній руху першої ланки



а)



б)

Рисунок 3 – Координати центру мас автобуса (а) і габаритна смуга руху метробуса (б)

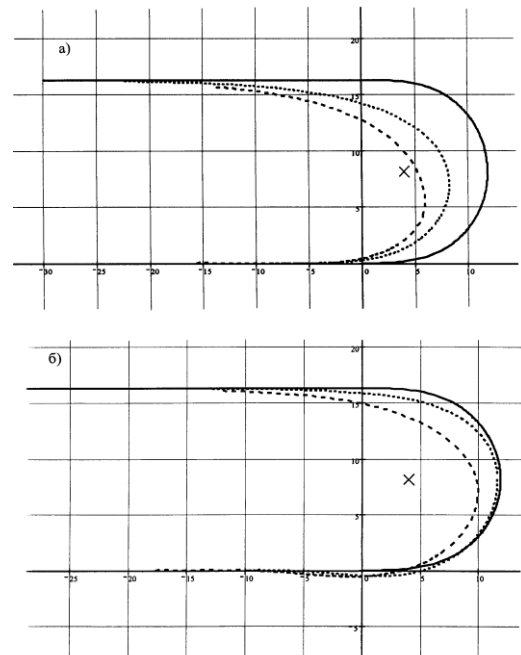
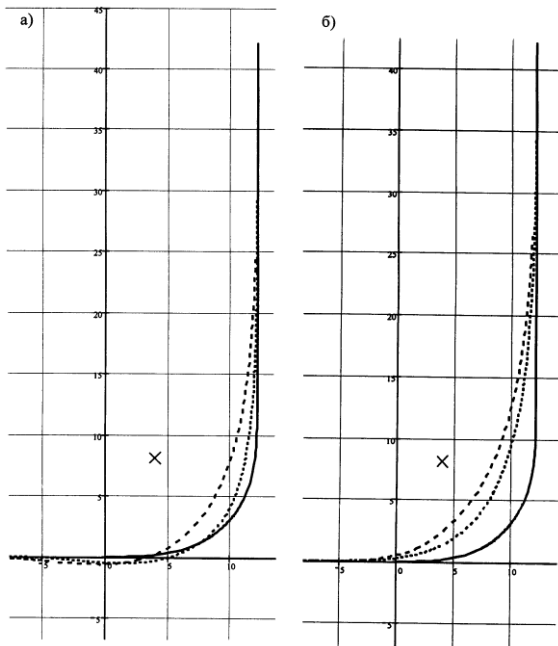


Рисунок 4 – Зміщення траєкторії першої причіпної ланки (а) і другої причіпної ланки (б) щодо траєкторії ведучої при поворотах метробуса на 90° і 180°

ВИСНОВКИ

Розроблена математична модель триланкового метробуса, виконаного за змішаною схемою, визначені бічні сили на колесах осей метробуса з урахуванням реальних режимів руху.

На основі розробленої математичної моделі проведені дослідженнями кінематики повороту триланкового метробуса, виконаного за змішаною схемою. При цьому встановлено:

кути складання суттєво залежать від режиму криволінійного руху метробуса. Зі зменшенням режимного коефіцієнта повороту зменшуються і кути складання його ланок φ_1 і φ_2 при одному і тому ж значенні приведенного кута повороту θ керованих коліс автобуса, так як метробус займає при цьому менш “складене” положення, при цьому кути складання пропорційні базам ланок і тому зі збільшенням баз елементарних ланок кути складання φ_1 і φ_2 збільшуються за тих же значень режимного коефіцієнта повороту, а відповідно, метробус буде більш складеним” на криволінійній ділянці шляху;

- за некерованої і керованої другої причіпної ланки метробус, що виконаний за змішаною схемою, не може забезпечити нормовані значення габаритної смуги руху, як і метробуси, що виконані за іншими компоновальними схемами. Для забезпечення нормованого значення ГСР необхідний принципово новий привід управління другою причіпною ланкою.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Автобусный парк Франции // Автомобильный транспорт. - 1999. №9. - С.33-34.
2. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження пасажирських транспортних засобів великої місткості стосовно загальної конструкції (Правила ЄЕК ООН №36-03: 1993, IDT). ДСТУ UN/ECE R 36-03:2002. – Київ. – 2002.
3. Сахно В.П. До питання використання триланкових автопоїздів в Україні / В.П.Сахно, Р.М.Кузнєцов, О.А.Енглезі // Атошляховик України.–2005.–№5.–С.13-16.
4. Сахно В.П. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на показники маневреності три ланкових автопоїздів /В.П.Сахно В.П., І.Ф.Вороніна, В.В.Стельмашук, В.М. Поляков// Автошляховик України. Окремий випуск. Управління безпекою та якістю транспортних засобів і перевезень. –2003. - С. 98-101.
5. Сахно В.П. Шляхи поліпшення маневреності метробуса /В.П.Сахно, І.С.Мурований, В.В.Стельмашук, В.П.Онищук, О.Є.Омельницький //Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцький НТУ, 2018. - №2. – С.122-133.
6. Сахно В.П. Маневреність триланкового метробуса/ В.П.Сахно, В.М.Поляков, О.Є.Омельницький //НАУКОВІ ПРАЦІ Міжнародної науково-практичної конференції "Новітні технології розвитку автомобільного транспорту". – Харківський національний автомобільно-дорожній університет. Науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України. – 2018. – С. 305-308.
7. 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.
8. Volodymyr Sakhno, Igor Murovani, Victor Poliakov, Svitlana Sharai. Improving of transitway operating properties //ICSTP 2019: Current Problems of Transport: Proceedings of the 1st International Scientific Conference, May 28-29, Ternopil, Ukraine, p.133-140.
9. Сахно В.П. До аналізу конструкцій транспортних засобів для міських перевезень пасажирів/В.П.Сахно, В.В.Біліченко, В.М.Поляков, В.М.Босенко, Є.М.Місько //Вісник машинобудування та транспорту: науковий журнал /Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет – Вінниця: ВНТУ, № 2(10), 2019. – С.108-119.
10. Сахно В.П. До вибору та обґрунтуванню компоновальної схеми метробуса особливо великої місткості/В.П.Сахно, В.М.Поляков, І.С.Мурований, С.М.Шарай //Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцький НТУ, 2019. - №1. – С.146-153.
11. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. - М.: Машиностроение, 1984. - 164 с.

REFERENCES

1. Bus fleet in France // Road transport. - 1999. №9. - P.33-34.
2. Uniform technical requirements for the approval of high-capacity passenger vehicles with regard to general construction (UNECE Regulation No. 36-03: 1993, IDT). DSTU UN / ECE R 36-03: 2002. - Kiev. - 2002.
3. Sakhno V.P. On the question of the use of three-lane road trains in Ukraine / V.P. Sakhno, R.M. Kuznetsov, O.A.Englezi // Atoshlyakhovik Ukrainy. – 2005. – №5. – P.13-16.
4. Sakhno V.P. Influence of structural and operational factors on the maneuverability indicators of three link highway trains / V.P. Sakhno, I.F. Voronina, V.V. Stelmashchuk, V.M. Polyakov // Highway of Ukraine. Installment. Management of safety and quality of vehicles and transportation. –2003. - P. 98-101.
5. Sakhno V.P. Ways to improve the maneuverability of the metro / V.P. Sakhno, I.S. Murovany, V.V. Stelmashchuk, V.P. Onishchuk, A.E. Omelnitsky // Modern technologies in mechanical engineering and transport. Scientific journal. - Lutsk NTU, 2018. - №2. - P.122-133.
6. Sakhno V.P. Maneuverability of the three-lane subway / V.P. Sakhno, V.M.Polyakov, A.E. Omelnitsky // SCIENTIFIC PAPERS of the international scientific-practical conference "THE NEWEST TECHNOLOGIES OF DEVELOPMENT OF MOTOR TRANSPORT". - Kharkiv National Highway University. Forensic Expert Forensic Center of the Ministry of Internal Affairs of Ukraine. 2018, pp. 305-308.
7. Sakhno V.P. Maneuverability of the Metrobus / V.P.Sakhno, V.V.Bilichenko, V.P.Polyakov, A.E.Omelnitsky // Bulletin of Mechanical Engineering and Transport: Scientific Journal / Ministry of

Education and Science of Ukraine, Vinnytsia National Technical University - Vinnytsia: VNTU, No. 2 (8), 2018 - P.106-118.

8. Volodymyr Sakhno, Igor Murovani, Victor Poliakov, Svitlana Sharai. Improving transitway operating properties // ICCPT 2019: Current Problems of Transportation: Proceedings of the 1st International Scientific Conference, May 28-29, Ternopil, Ukraine, p.133-140.

9. Sakhno V.P. Towards an Analysis of Vehicle Structures for Urban Passenger Transportation / V.P. Sakhno, V.V. Bilichenko, V.M.Polyakov, V.M.Bosenko, E.M.Misko // Bulletin of Mechanical Engineering and Transport: Scientific Journal / Ministry of Education and Science of Ukraine, Vinnytsia National Technical University - Vinnitsa: VNTU, No.2 (10), 2019. - P.108-119.

10. Sakhno V.P. To the choice and justification of the layout scheme of the metro bus of especially large capacity / V.P. Sakhno, V.M.Poljakov, I.S. Murovani, S.M. Sharai // Modern technologies in mechanical engineering and transport. Scientific journal. - Lutsk NTU, 2019. - №1. - P.146-153.

11. Antonov D.A. Calculation of motion stability of multi-axle cars. - M.: Mechanical Engineering, 1984. - 164 p.

V.Sakhno, V. Poljakov, I. Murovani, S.Sharai. To comparative evaluation of three-link metrobuses of different component movement schemes.

On the basis of the conducted researches it was proved that the determination of the angles of assembly of a three-lane road train should be made by direct integration of the equations of motion of the road train. At the same time, it was found that the displacement of the trajectory of the trailing units relative to the trajectory of the tractor for the tow truck is somewhat smaller in comparison with the tractor-trailer.

Almost the same results were obtained for three-link metrobuses, which are made on semi-trailer (metro 1 with unmanaged trailer links) and towed (metro 2 with managed second trailer link) schemes.

Data analysis shows that to improve maneuverability, trailer links must be equipped with more or less complex control systems. Such systems are generally used for hitch links. Therefore, it is advisable to study the dexterity of the subway, which is manufactured according to a mixed scheme: bus + trailer link in the scheme of semi-trailers + trailer link in the scheme of trailers (both non-steered and steered wheels).

The purpose of this work is to determine the agility of a mixed-use metro bus, and to compare the obtained metrics with those of other layout circuits.

A mathematical model of a three-link metro bus is made, which is made according to the mixed scheme, and the lateral forces on the wheels of the axles of the metro bus are determined taking into account the real modes of motion.

On the basis of the developed mathematical model, studies of the kinematics of rotation of a three-lane metro, made according to the mixed scheme, were carried out. In this case, it is established:

- at the end of the turn-of-the-turn corner of the guided bus wheels within 0,35 rad. the second folding angle for the unmanaged wheels of the second hitch is almost 2.5 times greater than the first folding angle, which leads to the shift of the trajectory of the second hitch to the center of rotation and increase of the GSR of the metro. Almost such a ratio occurs in the corners of the metro link assembly at other stages of its rotation.

- in the case of unmanaged and operated second trailer link, the metro can not provide the normalized values of the overall lane, as well as the metrobuses made according to other layout schemes. To ensure the normalized value of the GSR requires a fundamentally new drive to control the second link.

Keywords: articulated bus, tractor, trailer, maneuverability, model, controls, circular motion, rotation, shift.

САХНО Володимир Прохорович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобілів Національного транспортного університету, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua.
<https://orcid.org/0000-0002-5144-7131>

ПОЛЯКОВ Віктор Михайлович, кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри автомобілів Національного транспортного університету, e-mail: poljakov_2006@ukr.net.
<https://orcid.org/0000-0001-7042-3066>

МУРОВАНИЙ Ігор Сергійович, кандидат технічних наук, доцент завідувач кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького національного технічного університету, e-mail: igor_lntu@ukr.net.
<https://orcid.org/0000-0002-9749-980X>

ШАРАЙ Світлана Михайлівна, кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри міжнародних перевезень та митного контролю Національного транспортного університету, e-mail: Svetasharai@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0001-6568-4990>

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. <https://orcid.org/0000-0001-7042-3066>

Igor MUROVANYI, PhD. in Engineering, Assoc. Professor, Head of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: igor_lntu@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-9749-980X>

Svitlana SHARAI, PhD. in Engineering, Associate Professor, Professor, Department of International Transport and Customs Control, National Transport University, e-mail: Svetasharai@gmail.com <http://orcid.org/0000-0001-6568-4990>.

DOI 10.36910/automash.v1i14.356

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.

Дударєв 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, завідувач кафедрою автомобілів і транспортних технологій

Матейчик Василь Петрович, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, декан автомеханічного факультету Національного транспортного університету, Київ, Україна.

Мурований Ігор Сергійович, к.т.н., доцент, завідувач 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 інженерної та комп'ютерної графіки Луцького НТУ.

Самостян Віктор Русланович, к.т.н., доцент, доцент кафедри інженерної та комп'ютерної графіки Луцького НТУ.

Самчук Володимир Петрович, к.т.н., доцент, доцент кафедри будівництва та цивільної інженерії Луцького НТУ.

Сахно Володимир Прохорович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Автомобілі», Національний транспортний університет, Київ, Україна.

Сітовський Олег Пилипович, к.т.н., доцент, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького НТУ.

Стельмащук 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 та

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, Head of Department «Cars and transport technologies»

Vasyl Mateichyk, Doctor of Science (Engineering), professor, National Transport University, Dean of the Automechanical Faculty, Kyiv, Ukraine.

Igor Murovaniy, Ph.D. in Engineering, Assoc. Professor, Head of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University.

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 Department of Engineering and Computer Graphics Lutsk NTU.

Victor Samostyan, Ph.D., Associate Professor of the Engineering and Computer Graphics 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, Head of Automobiles Department, National Transport University, Kiev, Ukraine.

Oleg Sitovsky, Ph.D., Associate Professor, Associate Professor, Department of Automobiles and Transport Technologies of Lutsk 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

лісового господарства Луцького НТУ.

Цизь Ігор Євгенович, к.т.н., доцент, декан машинобудівного факультету Луцького НТУ.

Шимчук Сергій Петрович, к.т.н., доцент, проректор з науково-педагогічної роботи Луцького НТУ.

Ярошевич Микола Павлович, д.т.н., професор, професор кафедри галузевого машинобудування та лісового господарства Луцького НТУ.

Engineering and Forestry of Lutsk NTU.

Igor Tsizh, Ph.D., Associate Professor, Dean of the Engineering Faculty of Lutsk NTU.

Sergiy Shymchuk, Ph.D, Associate Professor, Vice-Rector for Scientific and Pedagogical Work of Lutsk NTU.

Mykola Yaroshevych, Doctor of Science in Engineering, Professor, Department of Sector Engineering and Forestry 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 (14), 2020 Volume 1 (14), 2020

Видається двічі на рік Publication Frequency: 2 issues per year

Комп'ютерний набір та верстка: В. Онищук

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 26.06.2020 р.

**Формат 60x84/8. Гарнітура Times. Папір офсетний.
Ум. друк. арк. 20,02. 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.