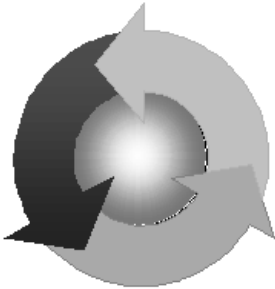


ISSN 1815-6770

Міністерство освіти і науки України  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»

# Суднові енергетичні установки



Науково-технічний  
збірник

**Випуск 44**

Одеса  
2022

ББК 39.46  
С 194  
УДК 629.123.066

Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник.  
Вип. 44. - Одеса: НУ «ОМА», 2022. -194 с.

Збірник присвячений проблемам суднової енергетики, проектування, модернізації й експлуатації суднових енергетичних установок, методам підвищення ефективності й надійності використання суднових технічних засобів.

Для науковців і фахівців.

Редакційна колегія: д.т.н., доц. С.В. Сагін (редактор); к.т.н., проф. М.О. Колегаєв; д.т.н., проф. М.В. Міусов; д.т.н., проф. В.М. Захарченко; д.т.н., проф. В.А. Голіков; д.т.н., проф. С.І. Горб; д.т.н., проф. В. В. Будашко; д.т.н., проф. О. А. Онищенко; д.т.н., проф. В. В. Афтанюк; д.ф.-м.н., проф. О. В. Малахов; д.т.н., проф. П. С. Суворов; д.ф.-м.н., проф. С. В. Козицький; д.т.н., проф. І. М. Гвоздева; к.т.н, доц. Ю. І. Журавльов; к.т.н, доц. Ю. В. Заблоцький; к.т.н, доц. В. Г. Солодовніков; к.т.н, доц.А. В. Печенюк; doctor in technical sciences, Senior Lectures Class A, Bendahmane Boukhalfa (Algeria)

Адреса редакційної колегії: 65029, Одеса, вул. Дідріхсона, 8, національний університет «Одеська морська академія» (НУ «ОМА»), кафедра ТМС.

Контактні телефони редакції (067) 558-13-28.

e-mail: ivanovich1zh@gmail.com

Комп'ютерна верстка Журавльов Ю.І.

Затверджене вченою радою НУ «ОМА», протокол №4 від 24.11.2022.

©Національний університет "Одеська морська академія", 2022

## Зміст

<i>Zinchenko S., Fomin O., Bordun T., Zinchenko H.</i> Analysis of the transshipment of grain and feed products through the seaports of Ukraine in special conditions.....	5
<i>Kozytskyi S.V., Kiriian S.V.</i> Self-organization of nano-sized metal-containing lubricant additives.....	20
<i>Knaub L.V, Lebedev B.V, Melnik A. A.</i> Special aspects of parameter management of low cetane fuel injection .....	28
<i>Khliyeva O., Sorokin R., Stukalenko O.</i> A direct contribution of marine refrigeration to anthropogenic greenhouse gases emission - a short review.....	36
<i>Zhuravlov Yu.I., Obertiur K.L., Kostyuchenko Ye.F.</i> Optimization of wear of shaft-sliding mating surfaces of shipborne technical devices (STS).....	45
<i>Богач В.М., Довіденко Ю.М., Дуранов О.П.</i> Особливості роботи лубрикаторних систем суднових довгоходових двигунів .....	53
<i>Голіков В.А., Нікольський В.В., Левінський М.В., Нікольський М.В., Слободянюк М.В.</i> Модернізація системи віддаленого управління та контролю аварійного дизель-генератора навчального машино-котельного відділення.....	64
<i>Коваленко І.В., Тютюник С.В. Єлинський І.Е.</i> Дослідження процесу циклічного руйнування елементів кріплення суднових енергетичних та допоміжних установок .....	71
<i>Козьмініх М. А., Константінов О. І.</i> Оцінка доцільності застосування холодильного агенту в залежності від умов експлуатації.....	79
<i>Дулдієр О.П.</i> Аналіз характеристик топкового пристрою з урахуванням явища переміжності потоку.....	88
<i>Мадей В.В.</i> Використання в суднових дизелях паливних сумішей до складу яких входить паливо біологічного походження.....	93
<i>Малахов О.В., Яценко М.В., Маслов І.З., Найдьонов А.І., Генчев В.В.</i> Режими взаємодії потоку з циліндричним трубопроводом, що рухається з коливаннями у вертикальній площині .....	111

<i>Заблоцький Ю.В., Сагін А.С.</i> Визначення динамічних навантажень під час зміни режимів мащення прецизійних пар паливної апаратури судових дизелів .....	121
<i>Сагін С.В., Побережний Р.В.</i> Аналіз основних способів зниження емісії оксидів азоту дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту.....	132
<i>Столярик Т.О.</i> Прогнозування механічних втрат в судових дизелях.....	142
<i>Шестопалов К. О., Хлієв Н. О., Хлієва О. Я.</i> Аналіз доцільності застосування компресорно-ежекторної холодильної машини у судовій системі кондиціонування повітря .....	157
<i>РЕФЕРАТИ</i> .....	166
Правила оформлення і подання рукописів для збірника «Суднові енергетичні установки».....	192

10.31653/smf44.2022. 5-19

Zinchenko S.<sup>1</sup>, Fomin O.<sup>2</sup>, Bordun T.<sup>3</sup>, Zinchenko H.<sup>4</sup>

<sup>1</sup>–Register of Shipping of Ukraine,

<sup>2</sup>– State University of infrastructure and technologies,

<sup>3</sup> – Odesa National University of technologies,

<sup>4</sup> – Kyiv Polytechnic Institute

## **ANALYSIS OF THE TRANSSHIPMENT OF GRAIN AND FEED PRODUCTS THROUGH THE SEAPORTS OF UKRAINE IN SPECIAL CONDITIONS**

**Statement of the problem in general.** In modern conditions, the market needs changes in the logistics of food supplies (feed and grain) based on an assessment of the capabilities of producers, ports and other types of transport. In addition, the elevator capacity within the country should allow the necessary reserves to be accumulated.

If we estimate the export potential of agricultural enterprises located in a 300-kilometer zone, from where grain can be efficiently delivered by road transport to the ports of the Sea of Azov (Mariupol and Berdyansk), it amounts to 3.2...3.5 million tons [1]. For the period from July 2020 to May 2021, grain exports (excluding processed products) from Mariupol and Berdyansk amounted to 2.3 million tons through the ports of the Sea of Azov, including the Mariupol port [2].

**Analysis of recent researches and publications.** According to the State Statistics Service, in 2019 the production of feed (excluding premixes) in Ukraine amounted to 6348.6 thousand tons. This result is the lowest in the last six years, if in 2013 it was 6751.4 thousand tons, then by 2019 decreased by 6 % or 402.7 thousand tons. During this period, there were only 2 years (2014 – 6826.8 thousand tons and 2018 – 6632.7 thousand tons) when production showed an increase in the total volume to him (Fig. 1).

Over 6 years, the production of finished feed for pigs (20 %) and cattle (21 %) decreased by a fifth, and by 2019 it amounted to 1107.2 thousand tons and 566.1 thousand tons, respectively. The production of fodder not included in other categories decreased by almost half (by 44%) – 452.5 thousand tons in 2019. And only fodder for poultry showed a growth of 10 % over six years, and in 2019 it amounted to 4,222. 8 thousand tons. According to the Alltech Global Feed Survey, in 2020 the production of feed in the world decreased by another 1.07 %, to 1.13 billion tons [3]. African swine fever (ASF) and a reduction in pig feed in the Asia-Pacific region are cited as the main cause. The nine lead-

ing fodder producing countries are the USA, China, Brazil, India, Mexico, Spain, Japan and Germany [4-7].

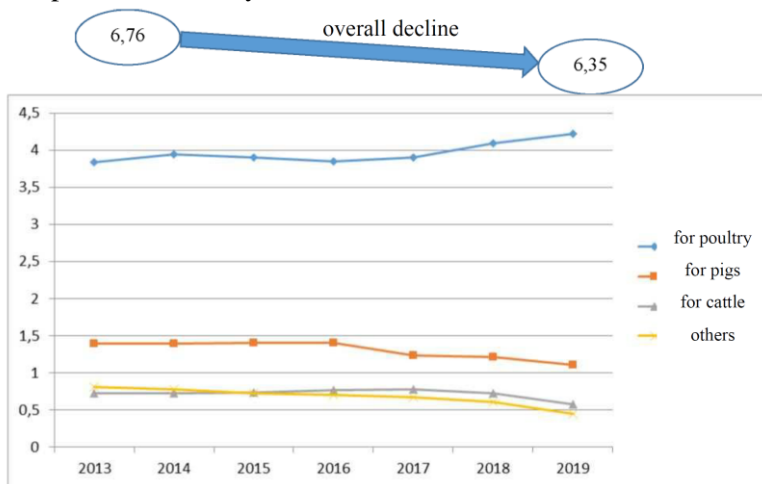


Fig. 1. Dynamics of compound feed production in Ukraine for 7 years, mln. tons

The USA is the largest fodder-producing country in the world, producing 214 million tons of products. It is mainly feed for cattle (61.09 million tons), poultry (48.53 million tons) and pigs (44.86 million tons).

In the region of Latin America, the growth was 2.2 %, up to 167.9 million tons. Brazil remains the leader in the production of fodder in the region and ranks third among world producers. The main types of production are fodder for poultry (32.1 million tons) and pigs (17.0 million tons). The top three, Brazil, Mexico and Argentina, continue to produce the majority of feed in Latin America and account for 76 % of regional production.

Europe remains a relatively sluggish region with a slight increase of 0.2 % compared to 2019. The top three feed producers in Europe include Russia (40.5 million tons), Spain (34.8 million tons) and Germany (25.0 million tons). At the same time, the production of fodder for pigs leads in all three countries.

In 2019, feed production in the Asia-Pacific region fell by 5.5 %, mainly due to African swine fever and a significant reduction in pig feed production. In China, fodder production decreased by almost 20 million tons, to 167.9 million tons.

Africa continues its strong growth with a 7.5 % increase in production, with all major species showing positive growth. The top five feed producing countries in the region account for 75 % of feed production in Africa and are South Africa, Egypt, Nigeria, Morocco and Algeria.

Poultry feed remains the number one product on the Ukrainian market. In 2019, its share is 67 %, which is explained by both the development of the Ukrainian poultry market and the growth of poultry meat consumption. Fodder for pigs occupies 17 %, cattle – only 9 %. Mostly, the main producers of compound feed in Ukraine are large agro-industrial vertically integrated holdings. The TOP-10 companies produce almost 60 % of all compound feed in the country [8].

It is impossible to save all the harvest in the country. Almost half of the agricultural products produced in Ukraine are export potential, which must now be realized in order to prevent hunger in the world and ensure the inflow of foreign currency to Ukraine. Therefore, with the help of the UN and Turkey, "grain corridors" through the Black Sea ports are open and functioning.

The main domestic manufacturers of compound feed are presented in Fig. 2.

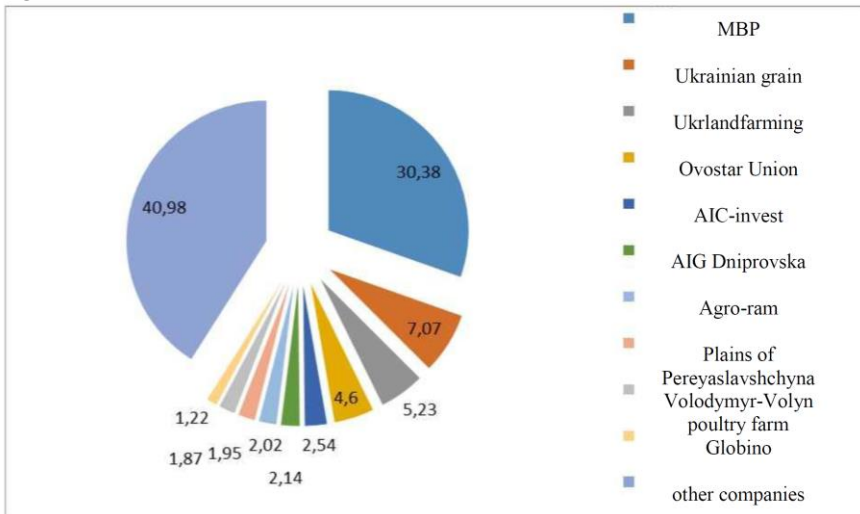


Fig. 2. Distribution of the feed market among companies in Ukraine, %

The top 10 feed producing countries in the world in 2020 according to the Alltech version [3] look like this (Fig. 3):

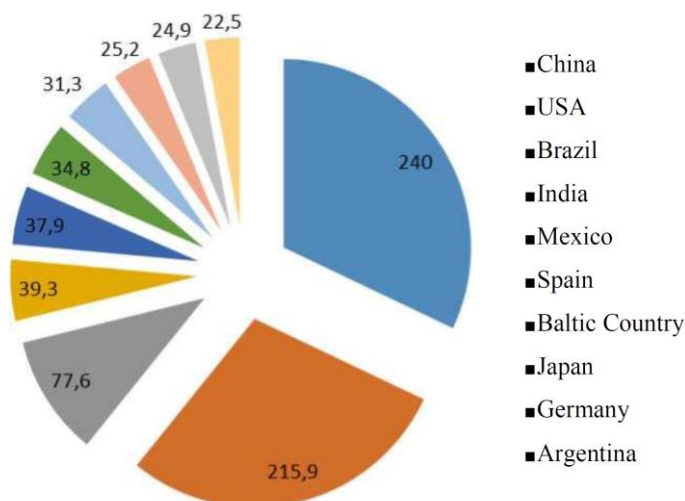


Fig. 3. Distribution of the world compound feed market in 2020, million tons

In the modern conditions of socio-economic development of the agro-industrial complex of Ukraine, the feed industry occupies a special place. The production of compound feed is an intermediate link in the production chain: supplier of raw materials (agricultural enterprises, farms) – processor (compound feed enterprises) – consumer (poultry and livestock complexes). Therefore, the compound feed industry is one of the foundations of providing the population with meat products. The underestimation of the importance of the compound feed industry and the decline of the entire agro-industrial complex of Ukraine for 90 years of XX century had a negative impact on the economic efficiency of the compound feed industry, the destruction of the industry's capacities, a decrease in production volumes, reorientation to other types of activities, bankruptcy and the closure of most enterprises.

Therefore, research and the search for ways to increase the economic efficiency of the functioning of feed industry enterprises are particularly relevant today. There is a growing need to apply a comprehensive approach to the formation of new mobile small and efficient enterprises engaged in the production of compound feed. During the last ten years, the agro-industrial complex was engulfed by crisis phenomena. They were the most destructive in animal husbandry and the industries that provide it, fodder production and in the production of compound feed. Low-quality compound feed: grain components make up more than 70 % on average, which is much higher than the recommendations of EU standards.



The development of the compound feed industry is an integral condition for raising domestic animal husbandry to the level of competitiveness of economically developed countries. Increasing production efficiency is an economic consequence of the process of continuous improvement of production factors, the source of which can be both intensive and extensive factors of the reproduction process. Based on the fact that the combination and interrelationship of the main components, reserves, directions and factors of increasing the efficiency of the development of the feed industry can be considered as ways of its growth, we note that the growth of the final production results should be achieved by increasing its main factors and increasing their return. The compound feed market has changed significantly: many new companies have appeared recently. Fierce competition in the market has a positive effect. The main stimulating factor today is "price-quality" [9].

According to experts, the growth of fodder production will be adequate to the growth of animal husbandry needs. And their deficiency will still be covered by the import of feed components. In modern conditions, fodder producers need to find any form of integration with livestock complexes. This is explained by the fact that the mass share of compound feed consumed in the country falls on agricultural complexes. Feeding with compound feed is economically beneficial for them. Speaking about the prospects of domestic fodder production, it is worth noting that in many respects the industry depends on state support: effective subsidies, effective lending rates, and risk insurance in animal husbandry.

The development of the enterprise development strategy should be based on the economic assessment of the production activity of business entities. In the conditions of an ever-increasing shortage of resources (especially energy) and an incredible increase in their cost, it is necessary to take into account the effect of the release of resources. In addition, it is advisable to use the level of risk based on the estimate of the break-even volume of sales as the main evaluation criterion for the formation of a favourable ratio of the cost to the sale price. The economic mechanism of enterprises must develop continuously, smoothly and without sudden changes.

There is considerable competition in the regional market for transshipment of grain and oil cargo, some of whose players use not always honest methods in their work. In Ukraine, Mykolaiv ports, elevators of the Nibulon company in the Zaporizhia region, and river terminals in the

Dnipropetrovsk and Zaporizhia regions take on large volumes of grain cargo [10].

As for the European compound feed market, it should be noted that the share of grain crops in the total amount of raw materials is about 50 % (in Ukraine, 65...70 %). Thus, according to Toepfer International, about 80 million tons of European fodder grain were used for the production of compound feed. The main producers of compound feed products on the European market are: France – 15 % of the total output, Germany – 14.5 %, Spain – 13.2 % [11].

Europe is the second largest compound feed market in the world. The total volume of feed production in Europe in 2019, according to the Al-etch global survey, amounted to 249.4 million tons, and in the Asia-Pacific region – 367.6 million tons. In total, the countries of the European Union (EU) produced 153.4 million tons of fodder, and the rest (96 million) by countries that are not part of the EU-28, including Baltic Country (29 million) and Turkey (19 million) [3].

Considering the size of the livestock and animal feed sector, the EU is the second largest feed consumer after China and far ahead of the US and Brazil. Grains make up the majority of feed in the EU, accounting for around 70 %, followed by oilseeds around 25 %. The EU accounts for 18 % of all feed grain used worldwide, and although the volume of feed grain in the EU has slightly increased over the past 10 years, other regions have shown higher growth rates [12].

According to Strategyie Grains estimates, about 60 % (166 million tons) of grain was used for feed in the EU in 2019/20. The rest was fed directly on farms.

Over the past four years, the amount of wheat used in feed has increased from 45 million tonnes in 2016/17 to 54 million tonnes in 2019/20, with the majority of wheat grown in the EU.

In addition to cereals, 56 million tons of oilseeds are used for feed in the EU, which makes the EU the second largest consumer of oilseeds in the world after China.

The amount of oilseed meal and meal consumed in the EU increased by 1 % per year during the last five years. However, other countries such as China (+3 %) and the US (+2 %) showed stronger growth.

Soy flour, cake and meal make up 58 % of all oil products used in the EU. Soybean production in the EU has doubled over the past four years to 2.4 million tonnes, but this is enough to meet only 5 % of soybean meal needs. In 2019/20, the EU imported 21 million tonnes of soybean meal, of

which 60 % came from Argentina, 33 % from Brazil, 5 % from Paraguay, and the rest from the USA, India and China.

In addition, almost 13.5 million tonnes of soybeans are imported and processed in the EU, with around 50 % coming from Brazil and almost 30 % from the US.

The production of rapeseed in the EU decreased, therefore the import of agricultural products increased, exceeding 4 million tons in 2016/17 (+20 %). At the same time, in 2019/20, the total consumption of rapeseed decreased in favour of rapeseed meal – 13 million tons.

The European animal feed industry also buys 2.5 million tons of palm oil from Malaysia, less than 500 thousand tons of fish, flax and cotton meal, as well as 3 million tons of gluten, a by-product from the wet grinding of corn for the starch industry, and another 3.5 million tons of distiller's dry grains from the ethanol industry.

In recent years, the volume of purchases of protein mixtures by the EU has increased and is increasing its share. In 2019/20, about 2.2 million tons of them were used, which is 1.8 million tons more than the year before [11, 12].

The Guardian notes that according to the Food and Agriculture Organization of the United Nations (FAO), wheat production in the European Union is expected to fall by millions of tonnes compared to last year, with far greater losses in the south of Europe than the north. Agricultural production in France has been severely affected – losses of more than 20 % of the grain harvest are expected. Italy could lose 13 % of wheat, and Great Britain – 12 %. Across the EU, wheat production is forecast to decrease by 10 million tons, or about 10 %. In 2022, Ukraine will lose its crops by 30...50 % due to the war [13].

"Everything that is raw material costs two or three times more than it did a year and a half ago," warned Rafael Neves, administrator of Ovopor, a Milagres company in the municipality of Leiria, which, in addition to egg production, produces animal feed. The administrator of the company since its foundation in 1984, Rafael Neves, watches with some disbelief the "crazy expenses" that are fixed from 2021.

If at the end of 2020 the price of grain, namely corn, was about 180 euros per ton, then a year later it was already at the level of "200 and many, almost 300 €", the increase is explained by the increase in demand for due to the easing of restrictions, imposed by the pandemic, the increase in logistics costs, Russia's military aggression in Ukraine, the energy crisis, climate problems affecting grain production in South America,

as well as the supply of a large amount of grain from China on the way to self-sufficiency in meat production [14].

"With this crazy war we are living in, we had an increase of 200 and a lot to be now at 400 euros per ton," he told the Lusa Rafael Neves agency. According to the head of Ovopor, the animal feed sector in Portugal is "very dependent on corn and wheat from Ukraine", and for many months of the year "a large part of the corn consumed" is Ukrainian corn.

Jaime Pizarra, Secretary General of the Portuguese Association of Compound Feed Producers (IASA), said that the war in Ukraine only exacerbated the "crisis" that the sector was already experiencing. He mentioned that 30...40 % of grain produced in Ukraine is in Portugal.

"It was a time when we imported a lot of corn from Ukraine and were waiting for corn from Brazil, which arrives in June. We have an obligation – and we do – to contact suppliers to find alternatives to this corn and other raw materials," such as canola or sunflower.

"Since we have raw materials as the main cost item, it affects the entire food chain. If we don't have viable businesses with profitability that can survive, they will collapse," he warned [15].

In the case of Avenal, a pet food (dog and cat) company based in Aroeira, in the municipality of Leiria, the increased costs are already felt in the final product.

If in January 2022 the prices for animal fodder were already revised, then this month they increased by about 20 %, company administrator Ulisses Mota said. The company, which is estimated to make €30 million this year, is growing by "double digits" annually, and is recording ever-shrinking margins in the face of rising costs [16].

**Formulation of the problem.** Mobilization and use of significant available reserves for improving the efficiency and development of the feed and elevator industry of the south-eastern region of Ukraine, as confirmed by analytical calculations, make it possible to increase the production of high-quality and cheap basic types of food by 2.5...3 times, to form the necessary fund of food products for further meeting the needs of the domestic market and creating their powerful export potential.

**Presentation of the main research material.** Today, the feed industry of Ukraine has the opportunity to produce high-quality products that would meet the requirements of modern foreign breeding. However, negative factors restrain the development of the industry. The way to solve this problem is the development, adoption and introduction of the Law of Ukraine "About Feed", which should become the basis for the further

development of the regulatory and technical base and the compound feed industry, this law will open unlimited horizons for the production of highly profitable poultry and livestock products.

In the eastern regions of Ukraine, the total gross harvest of grain and leguminous crops is 30...35 % of the total volume of production in the country and has increased by 21 % over the past few years. The expansion of the acreage under grain crops and the increase in their yield contribute to the increase in the production of grain crops in the region. In 2020/21, 5 regions of eastern Ukraine – Donetsk, Zaporizhzhya, Luhansk, Dnipropetrovsk, Kharkiv – collected a total of 15.2 million tons of grain: wheat, barley, corn and peas. About a third of this figure will be used for domestic consumption, the rest – the export potential of the region, which is up to 10 million tons. That is, a total of about 10 million tons per year can be exported only from these 5 regions.

A fifth of all elevator capacities of Ukraine is located in the east. Of the 25 granaries built in the country last year, 9 new elevators and one river terminal appeared in the eastern region. Most of them are in the Dnipropetrovsk and Kharkiv regions, many companies are building elevators and production facilities in the Ukrainian-controlled territories of the Donetsk and Luhansk regions [17].

The mobilization of reserves for increasing the efficiency and development of elevator capacities of Ukraine will ensure the delivery of high-quality food. Last season, 2020/21, Ukraine exported 48.8 million tons of grain and oil crops. In the current 2021/22 season, as of February 23, Ukraine exported 43 million tons of grain and legumes. Such data are provided by the Ministry of Agricultural Policy. Overload volumes are in Table 1.

Before Russia's attack on our country, the main volumes of grain exports in Ukraine were sent to buyers through the ports of Mykolaiv and through the ports of Southern Odesa and Chornomorsk. In total, this is 95 % of grain cargoes exported by sea. Mariupol and Berdyansk accounted for another 5 %. For the most part, grain was transported to seaports by rail. Export of grain to the EU, which takes place by rail and road transport, according to USA, accounts for 5 % of all Ukrainian grain exports (by land and sea). Since the beginning of hostilities on the territory of Ukraine, the export of grain through port terminals has been stopped. Despite the fact that ports in these conditions are inferior in logistics to rail and road transport, sea transportation is in demand due to its low cost and connection between continents.

Tabl. 1. Transshipment of grain cargoes in seaports of Ukraine for 2015-2021, thousand tons

Sea port	YEAR							IN SUM for 7 years
	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	
Berdiansk	1001	1020,9	1077,8	952,2	1527,8	1787,7	1409,8	8777,2
Belgorod-Dnistrovsk	0	5,98	27,44	0	2,95	0	0	36,37
Izmail	156,66	217,64	183,83	111,39	11,38	11,72	27,61	720,23
Mariupol	433,45	807,22	770,97	552,23	1134,35	1225,25	968,88	5892,35
Mykolaiv	8766,79	9107,89	9121,21	13175,86	16255,5	13237,44	12951,31	82616
Odesa	8615,44	8203,29	7650,43	6890,78	8892,48	6491	5827,77	52571,19
Pyvdenny	9763,3	8203,84	8684,12	8061,68	10998,2	9046,43	9701,33	64458,9
Reni	245,98	469,9	552,72	712,86	765,34	367,35	862,58	3976,73
Skadovsk	9,5	3	2,5	0	0	0	0	15
Olviya	2445,32	3045,67	3316,47	884,79	1232,16	1829,78	2873,72	15627,91
Ust-Dunaysk	16,3	13,6	33	29,3	51,2	21,3	60,5	225,2
Kherson	956,29	1262,12	1108,8	789,64	1083,11	722,3	795,47	6717,73
Chornomorsk	5088,49	7985,99	8121,91	9219,38	12664,14	13333,78	14553,93	70967,62
<b>EVERYTHING per year</b>	<b>37498,52</b>	<b>40347,04</b>	<b>40651,2</b>	<b>41380,11</b>	<b>54618,61</b>	<b>48074,05</b>	<b>50032,9</b>	<b>312602,43</b>

In Ukraine, according to Elevatorist.com Map of Elevators [1], the total elevator capacity before the start of the Russian aggressor's attack on our country amounted to more than 57 million tons. And the grain and oil crop harvest in 2021, according to the State Statistics of Ukraine, reached 107.38 million tons (as of December 1, 2021) and it still needs to be delivered from the field to various consumers. That is, even if you use all these capacities plus the possibility of storage "in sleeves", it is impossible to save the entire harvest in the country without export. Now, due to the war, the storage capacity will be significantly reduced. The map of military operations is constantly changing, so it is difficult to predict which elevators may be in the "gray zone".

As of March 22 of this year, the elevators of Sumy region, parts of Kharkiv region, Chernihiv region, Zaporizhzhia, Donetsk regions, Luhansk region, and parts of Kyiv region can be excluded from the logistics chain. All the capacities located in the war zone are estimated to be more than 22 million tons. Competition among agricultural producers within Ukraine also has a negative impact.

The elevators of the western regions will be the most interesting for storage, if the existing situation on the fronts is maintained. As of March 22, they have the following capacities: Transcarpathian region – 111.45 thousand tons; Chernivtsi region – 234 thousand tons; Volynsk region – 887 thousand tons; Lviv region – 1,050 thousand tons; Rivne region – 1,054 thousand tons; Ivano-Frankivsk region – 527 thousand tons; Ternopil region – 1,837,000 tons; Khmelnytsk region – 3,000 thousand tons.

That is, the total storage capacity of the western regions is about 9 million tons. Now, regardless of the war, elevators are being built in these regions, but this will not significantly change the situation.

According to the Ministry of Agricultural Policy, the remaining amount of grain to be exported is 17 million tons. Of these, approximately 10 million tons are corn, and about 6.7 million tons are sunflower and its processing products (oil, meal, husks). 730,000 tons of soybeans remain, these are residues that, in addition to the necessary consumption, can be processed into meal and oil. That is, if we talk about agricultural goods, 17 million tons should be exported, mainly through sea ports.

To export all this grain, there are several challenges to overcome. First, it is necessary to distribute cargo transportation from three to 12 border points. Secondly, to solve the problem of transshipment of grain and oil from Ukrainian broad-gauge wagons to European narrow-gauge

wagons. Separately, the Ministry of Agricultural Policy together with the Ministry of Infrastructure are working on simplifying the procedure for the export of grain by motor vehicles [1].

According to the website Elevatorist.com [1], the certified elevator capacity in Ukraine is about 45...50 million tons. Currently, 65...70% of elevators are morally and physically outdated and do not meet modern requirements for grain storage, efficiency of receiving and shipment, etc. In recent ten years, Ukraine has confidently entered the top five world grain exporters, which allows our country to steadily replenish its gold and currency revenues [18].

A modified exponential equation [19] can be used as time trend models:

$$\tilde{y} = k + a \exp(-bx), \quad (1)$$

where  $\tilde{y}$  – estimated (forecasted) value of grain transshipment volume, thousand tons;

$k$ ,  $a$ ,  $b$  – empirical coefficients determined by the method of the smallest squares;

$x$  – time factor (year).

The basis of structural analysis and synthesis to increase the accuracy of data processing is based on a typical equation of numerical values, for example, of the form [20], which is an equation of excess dimensions with a linear function of the transformation of dimensions:

$$\{x_{i1}\} = \{x_0\} \left\{ \frac{U'_3(x_1 + x_0)}{U'_3(x_1 + x_0)} - \frac{U'_1(x_0)}{U'_2(x_0)} \right\}, \quad (2)$$

where  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $x_3$ , – physical values of measurements with dimensions:  $\{x_1\} = \{x_0\}$ ,

$\{x_2\} = \{x_i\}$  and  $\{x_3\} = \{x_i\} + \{x_0\}$ ;  $\{x_{i1}\}$  – шукана фізична величина;

$U_1$ ,  $U_2$ ,  $U_3$  – встановлені об'єднані (перетворені змінні) величини вимірів.

At the same time, structures of the implicit form are equations of excess dimensions, represented by independent variables  $x_i$ ,  $x_0$ ,  $x_i+x_0$ , ... and functions  $U_1$ ,  $U_2$ ,  $U_3$ , ..., which are connected by an equation of the form  $F(x_i, x_0, x_i+x_0, \dots, U_1, U_2, U_3, \dots) = 0$ .

Ukraine is traditionally the leader in food supplies in the world. It is necessary to end the military conflict in Donbas region as soon as possible, to return to control all captured territories of Donetsk, Luhansk regions, and Crimea, and then carry out humanitarian demining of these



territories. The return of the temporarily occupied territories to the control of Ukraine will add 1...2 million tons to the existing export potential and will improve the entire supply chain from the field up to the seas in the region and in the whole country [8].

### **Conclusions and prospects for further researches.**

1. According to experts, the export potential of agricultural enterprises of the Sea of Azov region alone is 3.2...3.5 million tons of cargo.

2. According to the State Statistics Service, for 2019, the production of fodder in Ukraine amounted to 6,348.6 thousand tons. It is impossible to preserve all this product in the country, it is necessary to export it to consumers all over the world, primarily to Africa and Asia.

3. The Top 10 companies – leaders in the production of compound feed in Ukraine were demonstrated. The top three includes: MBP, Ukrainian grain, Ukrlandfarming.

4. The world market of grain and fodder production is analyzed. It is expected that in 2022, production in Europe will decrease by millions of tons, primarily in Ukraine by 30...50% due to the war, in the EU countries, wheat production is predicted to decrease by 10 million tons, or by about 10 %.

5. Companies are forced to look for other ways of supply and other suppliers of food raw materials to meet the demand for agricultural products.

6. About 20 % of all elevator capacities of Ukraine are located in the East of Ukraine. Of the 25 granaries built in the country in 2021, 9 new elevators and one river terminal appeared in the eastern region.

7. Analyzed volumes of transshipment of grain cargoes through the sea ports of Ukraine over the past seven years. In total, more than 90 % of these cargoes were exported by sea.

8. The total elevator capacity of Ukraine before the start of hostilities amounted to 57 million tons, and all capacities located in the war zone are estimated to be more than 22 million tons, that is, more than a third.

9. According to the Ministry of Agricultural Policy, the remaining amount of grain to be exported is 17 million tons, however such of problems must be overcome.

10. The return of the temporarily occupied territories to the control of Ukraine will add 1...2 million tons of grain to the existing export potential.

### References:

1. The official website of the Elevatorist company. Map of elevators. URL: <https://elevatorist.com/karta-elevatorov-ukrainy> (accessed 01.02.2022).
2. The official website of the state enterprise "Administration of Sea Ports of Ukraine". Section "Performance Indicators". URL: <http://uspa.gov.ua/ru/pokazateli-raboty> (accessed 21.08.2022).
3. The top 10 feed producing countries in the world in 2020 according to the Alltech version. URL: [http://soyanews.info/news/proizvodstvo\\_kombikormov\\_v\\_mire\\_vyroslo\\_m\\_1\\_-\\_antech.html](http://soyanews.info/news/proizvodstvo_kombikormov_v_mire_vyroslo_m_1_-_antech.html) (accessed 21.08.2022).
4. Oleksij Fomin, Alyona Lovska, Vaclav Pistek, Pavel Kucera Research of stability of containers in the combined trains during transportation by railroad ferry // *MM Science Journal* March 2020. – P. 3728-3733 DOI : 10.17973/MMSJ.2020\_03\_2019043  
*<https://www.mmscience.eu/journal/issues/March%202020/articles/research-of-stability-of-containers-in-the-combined-trains-during-transportation-by-railroad-ferry>*
5. Okorokov, A. M. Research into a possibility to prolong the time of operation of universal semi-wagon bodies that have exhausted their standard resource [Text] / A. M. Okorokov, O. V. Fomin, A. O. Lovska, R. V. Vernigora, I. L. Zhuravel, V. V. Fomin// *Eastern-European journal of enterprise technologies*. 2018. – 3/7(93). – P. 20-26 (DOI: 10.15587/1729-4061.2018.131309)  
*<http://journals.uran.ua/eejet/article/view/131309>*
6. Oleksij Fomin, Alyona Lovska, Václav Pištěk, Pavel Kučera Dynamic load computational modelling of containers placed on a flat wagon at railroad ferry transportation // *Vibroengineering Procedia*. November 2019, Volume 29. – P. 118-123 DOI: <https://doi.org/10.21595/vp.2019.21132>  
*<https://www.jvejournals.com/article/21060>*
7. Lovska A, Fomin O, Pištěk V, Kučera P. Dynamic Load Modelling within Combined Transport Trains during Transportation on a Railway Ferry. *Applied Sciences*. 2020; 10(16):5710. <https://doi.org/10.3390/app10165710> <https://www.mdpi.com/2076-3417/10/16/5710>
8. TOP-10 feed manufacturers in Ukraine 2019. URL: <https://latifundist.com/rating/top-10-proizvoditelej-kombikormov-v-ukraine-2019> (accessed 21.08.2022).

9. Goychuk O. I. Food safety [Prodovol'cha bezpeka]. Monograph. Zhytomyr: Polissya, 2004. P. 348-359.
10. The port of Mariupol intends to resume work as soon as possible after the release. URL: <https://gmk.center/ua/news/mariupolskyj-port-pisliavzvilnennia-maie-namir-vidnovyty-robotu-v-najkorotshi-terminy/> (acceded 13.07.2022).
11. Raw materials for the production of animal feed. Quality control of raw materials for the production of animal feed. URL: <https://90zavod.ua/raznoe/syre-dlya-proizvodstva-kombikormov-kontrol-kachestva-syrya-dlya-proizvodstva-kombikormov.html#52> (acceded 08.08.2022).
12. The European feed market began to stagnate. URL: <https://app.agro-online.com/57661/details/> (acceded 08.06.2022).
13. Why is feed more expensive and what to do about it? URL: <https://kurkul.com/spetsproekty/918-chomu-dorojchayut-kormi-i-scho-z-tsim-roboti> (acceded 08.06.2022).
14. Economy. A lot of grain. URL: <https://www.dsnews.ua/economics/zerna-navalom-31052022-460179> (acceded 08.06.2022).
15. Window of opportunity: why in a crisis it is important not to cut costs, but to conquer new markets. URL: <https://uga.ua/meanings/okno-vozmozhnostej-pochemu-v-krizis-vazhno-ne-sokrashhat-rashodya-zavoevyvat-novye-rynki/> (acceded 08.06.2022).
16. Market of extruded compound feed, compound feed, animal feed. URL: <http://kormoproizvodstvo.su/the-market-for-extruded-feed> (acceded 08.06.2022).
17. The Mariupol sea trade port has good prospects for increasing transshipment of grain cargoes. URL: <https://www.apk-inform.com/uk/exclusive/topic/1520899> (acceded 15.09.2022).
18. Burlaka N.I. Ukraine as a world grain exporter. [*Ukrayina yak svitovyy eksporter zerna*]. Collection of scientific works VNAU. Ser: Economic sciences № 3 (69) 2012. P. 37-42.
19. Boldanova O.V. Economic and mathematical methods and models [*Ekonomiko-matematicheskiye metody i modeli*]: study guide. – Irkutsk: BGUEP, 2015. – 139 p.
20. Kondratov V.T. The theory of structural analysis of redundant dimension equations [*Teoriya strukturnogo analiza uravneniy izbytochnykh izmereniy*]. Monograph / V.T. Kondratov. – K.: Steel, Kharkov: Machulin, 2020. – 318 p.

10.31653/smf44.2022. 20-27

Kozytskyi S.V., Kiriian S.V.

National University "Odessa Maritime Academy"

British Columbia Institute of Technology

## **SELF-ORGANIZATION OF NANO-SIZED METAL-CONTAINING LUBRICANT ADDITIVES**

### **Introduction**

Effective lubrication between rubbing surfaces is required to reduce friction and wear. Conventional lube oils traditionally contain a package of additives that significantly improve their tribological properties. Antiwear and load-carrying additives improve boundary lubrication and reduce wear of the rubbing surfaces due to the formation of quasi-liquid crystalline layers on them [1]. Such structured layers with molecular ordering determine the tribological characteristics of the friction units [2,3].

### **Problem statement**

Recently, significant improvement in the tribological performance of lube oils has been achieved with the application of nano-sized metallic powders [4,5]. Metal oxide nanoparticles form self-repairing, ultrastrong and ductile, antiwear and antifriction adhesive tribo-coats, characterized by excellent tribotechnical characteristics [6]. This is explained by the high specific surface energy of nano-sized materials that interact with the friction surfaces and form protective films. A highly effective wear protective gear, offered by Nanovit Research [7], contains nanoparticles of  $Al_2O_3$ ,  $SiO_2$  and C providing a combined cleansing, antiwear and additional lubricating effect [8].

### **Research analysis**

Research, conducted on the marine diesel engines of a cargo ship [9], demonstrated an increase in the compression pressure, cleaning of the bearing shells from the deposits, a decrease in consumption of lube oil and fuel, and significant extension of the lube oil service life when NanoVit mixture had been added to the lube oil.

Despite the fact that effects from the use of nano-sized particles in lubricating fluids have been explained by the self-assembly of films, the mechanism of formation of the tribo-coats has not been sufficiently highlighted.

The **aim of this paper** is to describe the generation of nano tribofilms on the rubbing surfaces within the concept of self-organization in nonequilibrium systems [10].

### **Nanomaterial process**

Practically all nanosystems are thermodynamically unstable; they are developed under conditions far from equilibrium. Substantial disequilibrium

allows for spontaneous nucleation, while external action stops the growth and aggregation of the formed nanoparticles. The properties of nanomaterials depend to a large extent on the size of their parts. Thus, to obtain materials with good functional properties, it is necessary to use a fairly narrow distribution of the size of particles.

Methods for producing nanomaterials may be divided into several groups.

The first group includes mechanical-physical crushing methods (ball-milling) of production which allow obtaining nanoparticles during the decomposition of solids under the mechanical stresses, and during joint grinding of mutually insoluble components in planetary-type mills.

The second group consists of so-called high-energy methods based on the rapid condensation of vapors under conditions that preclude aggregation and growth of the formed particles. The process of nanomaterials in this group may vary depending on the method of evaporation and stabilization of nanoparticles. Evaporation can be performed using plasma excitation, laser ablation, electric arc, or thermal action. Condensation is carried out either in the presence of surfactants the adsorption of which on the surface of a particle slows down the growth (vapor trapping), or on a cold substrate when the growth of particles is limited by the diffusion rate, or in the presence of an inert component [11]. These methods allow obtaining nanomaterials of various sizes.

The third group comprises chemical methods. The most common methods are based on the formation of ultra-fine colloidal particles in solution as well as the production of nanomaterials using sol-gel synthesis.

It should be pointed out that the use of the materials, produced from free nanoparticles and nanostructures, is very difficult due to the metastability of a substance in a nanocrystalline state. This is related to an increase in the specific surface area of the nano-scale particles that results in the growth of the compound chemical activity and the intensification of the aggregation processes. To prevent the aggregation of nanoparticles and to eliminate the influence of external action (e.g. oxidation by atmospheric oxygen), the nanoparticles are embedded in a chemically-inert matrix.

### **Open thermodynamic system**

According to the laws of classical thermodynamics, the evolution of a physical system should lead to an equilibrium state that corresponds to a complete system disorder.

For an isolated system

$$dS / dt \geq 0,$$

and in equilibrium, the entropy  $S$  reaches its maximum. Therefore, there is no spontaneous formation of an ordered structure in an isolated system on a mac-

rosopic level as such a process corresponds to a decrease in entropy. Thus, the processes of self-organization cannot be described in the context of equilibrium thermodynamics [12].

However, ordering is observed for a number of non-equilibrium systems. To describe the processes occurring in such systems with sufficiently high accuracy, the concept of an open system has been introduced. The change in entropy of an open system consists of two components [10]

$$dS = dS_V + dS_S$$

where  $dS_V > 0$  is the increase in entropy of a system due to the ongoing processes, and  $dS_S$  is the entropy flow caused by the exchange of energy or matter with the surroundings; this component does not have a definite sign. The decrease in the entropy of such an open non-equilibrium system is possible:

$$dS = (dS_V + dS_S) < 0$$

Hence, during the redistribution of energy between the elements of open thermodynamic systems, a fraction of energy may be expended on the increase of system ordering. It should be emphasized that such a situation may develop only in non-equilibrium conditions, otherwise  $dS_V = dS_S = 0$ .

### Processes in nonequilibrium systems

If a system in stable equilibrium is affected by external factors that bring it out of this state then, according to the Le Chatelier-Brown principle, the processes, counteracting the applied change, appear in the system. According to Onsager's hypothesis, with minor deviations from the equilibrium, there is a linear dependence between the generated flows and applied forces:

$$J = \sum_k L_{ik} X_i X_k$$

However, the thermodynamic system loses stability when deviating from the equilibrium state [10], and then small fluctuations can lead to self-organization resulting in the formation of new spatial and time structures that do not develop at the equilibrium. Such examples in hydrodynamics [11] are presented with the structuring of convective streams in cells (Rayleigh-Benard convection – Fig. 1), and with symmetric vortex structures at turbulent flow around a body (a Karman vortex street – Fig. 2).

A horizontal vessel filled with liquid is heated from below. A temperature gradient is created between the bottom and the surface leading to the fluid chaotic convective streams. When the threshold value of the temperature gradient is reached, chaotic flows self-organize into ordered structures (Fig.

1-a) resulting in a “honeycomb structure” on the surface of the liquid (Fig. 1-b).

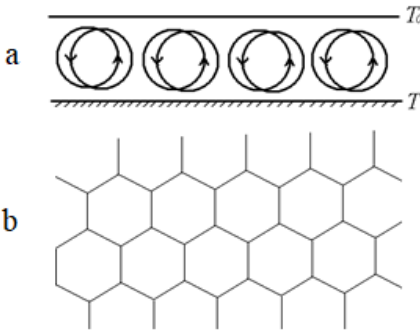


Fig 1. Rayleigh-Benard convection: a – self-organization of liquid chaotic streams (side view), b – “honeycomb structure” on the liquid surface (top view).

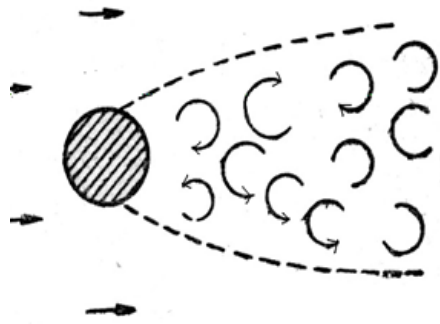


Fig. 2. Self-organization at the generation of Karman vortex street.

Such processes are only possible for the substances in a discernible nonequilibrium state, and formed structures continuously hold their form and retain the properties. Karman vortex streets are another example of self-organization associated with symmetric structures. Behind a slow-moving body chaotic flows arise; when a body speeds up, the point vortex pairs are generated in a staggered order at equal distances from each other.

It should be noted that structures may form, hold the shape, and retain their properties only in an open system that is far from the thermodynamic equilibrium.

Nanodispersed powder with the developed surface is characterized by the energy inhomogeneity that may be enhanced by the size reduction of the powder particles and other special techniques.

As a result of self-organization, the interaction between nano-additives and friction surfaces leads to the formation of a tribo-coats of superior contact strength, enhanced ductility, and good thermal conductivity. Besides that, at low speeds, such films reduce friction and wear, increase the actual contact area of interacting surfaces, and protect them from seizure.

### Nanomaterials for tribological applications

Among the nanomaterials which are used for industrial applications and may, in particular, significantly increase the service life of ship’s equipment, are molybdenum disulfide, nanodiamonds, and nanodispersed powders of metals and their oxides.

Molybdenum disulfide, formed by micron-sized polycrystals, is widely used as a solid lubricant [13] and lubricant additive due to its lamellar structure. The research revealed that molybdenum disulfide nanopowder may form tribo-coats on interacting surfaces [14].

The formed films exhibit high elasticity and ductility in a contact zone with the operating medium. Wear-resistance of interacting surfaces increases from 4 to 20 times (depending on the operating conditions) compared to micro-sized  $\text{MoS}_2$  crystals due to the physical adsorption of  $\text{MoS}_2$  particles caused by Van der Waals forces, and due to the mechanical implantation of nano-sized  $\text{MoS}_2$  crystals into the metal surfaces. Similar results are observed for molybdenum and tungsten ( $\text{MoW}_2$ ) coatings 4 nm thick.

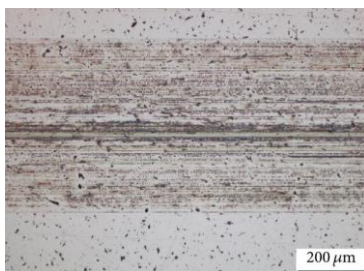
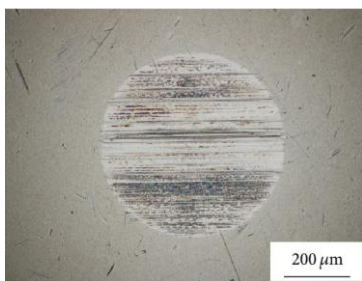


Fig. 3-a

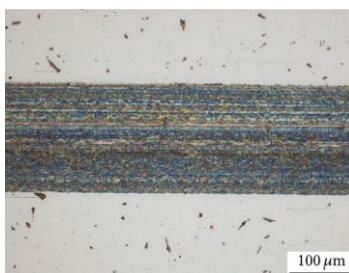
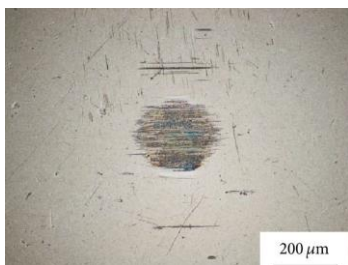


Fig. 3-b

Fig. 3. Optical micrographs of ball wear scars (top) and flat tracks (bottom):  
a – base stock PAO, b – PAO + nano  $\text{Al}_2\text{O}_3$ . [20]

Nanodiamonds, formed by carbon atoms, are used for generation of wear-resistant coatings on interacting surfaces [15,16]. Besides that, nanodiamonds play an effective role in erosion reduction in engines [17].

Testing of a ‘supermaterial’ – nanotube fiber – proved that it is thousands of times stronger than steel. In addition, nanotubes are used as powder fillers for hardening in powder metallurgy. Only a few percent of nanotubes, intro-



duced into aluminum powders, dramatically increase the strength of the elements compared to those made of steel.

Aluminum oxide  $\text{Al}_2\text{O}_3$  nanopowder, introduced into the engine lubricating system, increases oil lifetime and reduces components wear rate [18, 19] by forming tribo-coats on friction surfaces.

Ball-on-flat wear experimental research [20], conducted using synthetic motor oil base stock polyalphaolefin (PAO) and its blend with  $\text{Al}_2\text{O}_3$  (Fig. 3), showed a significant decrease in the wear of interacting surfaces: reduced contact spot and narrowed wear track.

Experiments carried out by NanoVit Research [9] have shown that nanoparticles of  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $\text{SiO}_2$  and C dispersed in the motor oil form antiwear and antifriction tribo-coats on the rubbing surfaces. The main features of the tribological experiments with motor oil 5W40, concentrated with 20 mg of NanoVit mixture (Fig. 4), are associated with the stable temperature in the friction zone and oscillations of the friction coefficient compared to the experiments with the lube oil that does not contain nanoparticles of  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $\text{SiO}_2$  and C.

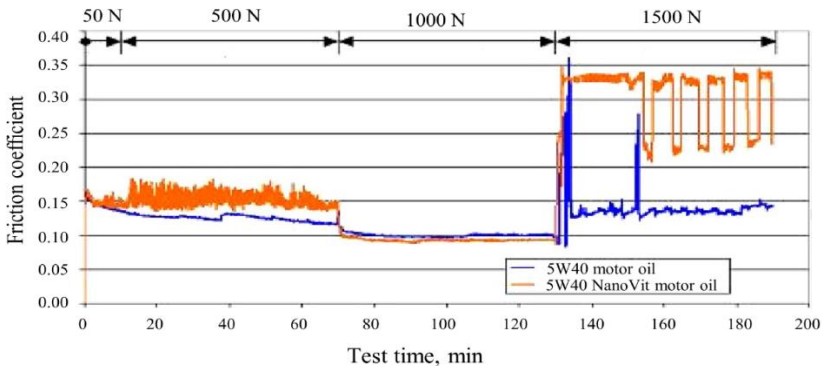


Fig. 4. Dependence of the friction coefficient on the test time at different loads for the conventional motor oil 5W40 and motor oil 5W40 with 20 mg of NanoVit mixture.

It should be noted that significant growth of the friction coefficient and appearance of the oscillations occur at the load of 1500 N. It can be assumed that starting from 1500 N the viscosity of the lube oil does not play a significant role in the lubrication, and tribological behavior of the friction triad is mostly determined by the properties of the frictional boundary layers. Therefore, the oscillations of the coefficient of friction for NanoVit motor oil can be associated with the decrease of the distance between the rubbing surfaces resulting in the wear of the protective nano tribofilms on the friction surfaces;

the heat dissipated due to the friction restores the protective coatings for an account of self-organization.

## Conclusions

Self-organization of non-equilibrium systems has been described and analyzed within the concept of an open thermodynamic system. It has been shown that the protective antiwear and antifriction tribo-coats self-assemble on the surfaces of friction pair as a result of non-equilibrium processes occurring in the contact zone. Tribological behavior of nano tribofilms, associated with the oscillations of the friction coefficient between the mating surfaces indicated on the self-organization processes occurring in the contact area under load when energy is dissipated in the boundary friction state.

## References

1. Kiriyani S. V. The rheology of motor oils with quasi-liquid crystalline layers in a tribotriad / S. V. Kiriyani, B. A. Altoiz. // *Friction and wear*. – 2010. – №31. – С. 234–239.
2. Поповский Ю. М. Влияние ориентационной упорядоченности в граничных смазочных слоях на триботехнические характеристики узлов трения / Ю. М. Поповский, С. В. Сагин, М. Н. Гребенюк. // *Судовые энергетические установки*. – 1998. – №1. – С. 102–104.
3. Алтоиз Б. А. Структурированные приповерхностные слои синтетических и полусинтетических масел на подложке с профилированным микрорельефом / Б. А. Алтоиз, С. В. Кириян, А. Ю. Поповский. // *Физика аэродисперсных систем*. – 2007. – №44. – С. 58–66.
4. Nanoparticles of Zn and ZnO as extreme pressure (EP) additives for lubricants / [J. Taha-Tijerina, F. Castillo, J. Leal та ін.]. // *Journal of Applied Research and Technology*. – 2018. – №16. – С. 394–403.
5. Thirumalaikumar A. The tribological behavior of nanoparticles mixed lubricating oil – review / Thirumalaikumar. // *International Research Journal of Engineering and Technology*. – 2017. – №4. – С. 3217 – 3228.
6. Kozytskyi S. V. Effectiveness of nanodispersed substances utilization in ship's mechanisms / S. V. Kozytskyi, S. V. Kiriiian. // *Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб.* – 2019. – Вип. 39. – С. 101-106. 10.31653/smf39.2019.101-106.
7. NanoVit. – Режим доступу до ресурсу: <https://www.nanovit-research.de/ueber-nanovit/?L=1>
8. Deepika. Nanotechnology implications for high performance lubricants [Електронний ресурс] / Deepika // *SN Applied Sciences*. – 2020. – Режим доступу до ресурсу: <https://doi.org/10.1007/s42452-020-2916-8>.

9. Nanovit: General presentation. - Режим доступу до ресурсу: <http://efficiencytechnologies.co.uk/downloads/TriboPresentation.pdf>.
10. Nicolis. G. Self-organization in nonequilibrium systems. From dissipative structures to order through fluctuations / G. Nicolis., I. Prigogine., 1977. – 491 с.
11. Козицький С. В. Молекулярна фізика. Підручник. / С. В. Козицький, А. Н. Золотко. – Одеса, Астропринт, 2011. – 352 с.
12. Ландау Л. Д. Статистическая физика: т.5. Курс теоретической физики / Л.Д. Ландау, Е. М. Лифшиц. М.: Наука, 1980. – 562 с.
13. Solid Lubrication with MoS<sub>2</sub>: A Review. Lubricants [Електронний ресурс] / M.Vazirisereshk, A. Martini, D. Strubbe, M. Baykara. – 2019. – Режим доступу до ресурсу: <https://www.mdpi.com/2075-4442/7/7/57>.
14. Prabhakar Vattikuti S. V. Synthesis and Characterization of Molybdenum Disulfide Nanoflowers and Nanosheets: Nanotribology / S. V. Prabhakar Vattikuti, C. Byon // Journal of Nanomaterials. – 2015. – Режим доступу до ресурсу: <https://doi.org/10.1155/2015/710462>.
15. Shen M. The tribological properties of oils added with diamond nanoparticles / M. Shen, J. Lou, S. Wen. // Tribology Transactions. – 2001. – №44. – С. 494 – 498.
16. Nanodiamond-based oil lubricants on steel-steel and stainless steel – hard alloy high-load contact: investigation of friction surfaces / [M. Ivanov, Z. Mahbooba, D. Ivanov та ін.]. // Nanosystems: Physics, Chemistry, Mathematics. – 2014. – №5. – С. 160–166.
17. Hosseini M. Study of effects of nano-diamond as an oil additive on engine oil properties and wear rate of the internal parts of agricultural tractors engines / M. Hosseini, M. Rostami, A. Mohammadi. // Mechanical Engineering. – 2014. – №77. – С. 28989–28993.
18. Improving the tribological characteristics of piston ring assembly in automotive engines using Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> and TiO<sub>2</sub> nanomaterials as nano-lubricant additives / [А. МКА, Н. Xianjun, L. Mai та ін.]. // Tribology International. – 2016. – №103. – С. 540–554.
19. Tharke A. Study of behaviour of aluminium oxide nanoparticles suspended in SAE20W40 oil under extreme pressure lubrication / A. Tharke, A. Thakur. // Lubrication and Tribology. – 2015. – №67. – С. 328–335.
20. Experimental evaluation of oxide nanoparticles as friction and wear improvement additives in motor oil [Електронний ресурс] / N.Demas, A. Lorenzo-Martin, O. Ajayi, G. Fenske // Journal of Nanomaterials. – 2017. – Режим доступу до ресурсу: <https://doi.org/10.1155/2017/8425782>.

10.31653/smf44.2022. 28-35

Кнауб L.V.\*, Lebedev B.V.\*, Melnik A. A.\*\*

\*Odessa Maritime Academy

\*\*National University "Odessa Marine Academy"

## **SPECIAL ASPECTS OF PARAMETER MANAGEMENT OF LOW CETANE FUEL INJECTION**

**Statement of the problem in a general form.** The problem of increasing of combustion efficiency for a heat engine (diesel, gas turbine, etc.) has been solved for about a century, because economic, power and environmental indicators depend on it. In addition, which is no less important in relation to the stated indicators, the efficiency of combustion and the rate of fuel burnout in the specified coordinates at the designated time interval in the combustion chamber determine strict requirements for the used fuels in terms of thermophysical parameters that affect atomization, evaporation, and mixing with oxidizer. Hence, there are restrictions on the use of alternative fuels for heat engines, such as gas condensate, etc.

The solution of this problem is important for the national economy of Ukraine, especially when solving the problems of energy independence of the state. The acute shortage of fuel has firmly taken its position and dictates prices for almost everything (water, bread, heat, etc.) and can become the main argument in special conditions. From this follows the important scientific and technical task of weakening this factor - to find opportunities and scientifically justify their implementation by preparing of burning of alternative fuels so that the power, economic and environmental indicators of the engines would be at the standard level.

Analysis of recent research publications.

At present, one of the most relevant global trends in the field of engine construction is a comprehensive solution to the problems of fuel efficiency and environmental friendliness of internal combustion engines, which is taking place against the background of dieselization of the world fleet of motor vehicles [1]. The majority of specialists in this field agree that the raw material resources for the production of motor fuel have a tendency to be exhausted. The two main ways to overcome the problem, which is being transformed into a global energy crisis, are the use of renewable energy sources, in particular, alternative fuels of biological origin (pure or mixed) and increasing the efficiency of the use of chemical energy of motor fuel by improving the design of the internal combustion engines, application of energy recovery systems, rationalization of models of

their operation, etc. [2]. The first of these ways is currently implemented with insufficient speed, since each of the types of alternative motor fuels has disadvantages caused both by the peculiarities of the process of obtaining raw materials for its processing of raw materials into fuel, and by the need to make significant changes in the design of internal combustion engines [3, 4]. As for the second way, the main problem for its implementation is that the designs of modern internal combustion engines are approaching the limits of their capabilities, as well as the limits for its improvement [5-7].

**Setting the task.** We offer a solution to the tasks using an additional power supply system in the form of a vortex mixer-evaporator [8]. The vortex vaporizer mixer works on the energy of waste gases and allows the use of cheap, relatively standard, low-cetane fuels, for example, stable gas condensate.

But the use of high-viscosity fuels in piston engines is complicated by the fact that their thermophysical parameters are significantly different from traditional fuels, which requires a careful approach when evaluating the formation of a fuel mixture - atomization, evaporation and mixing with an oxidizer. In addition, the high sulfur content poses additional challenges, especially regarding the environmental cleanliness of exhaust gases [9].

### **Presentation of the main research material.**

Low-cetane alternative fuels differ from standard diesel by the parameters that determine the geometric characteristics of the torch (spray angle, torch range) and by the thermal-physical parameters that determine the quality of the spray, that is, the Weber and Laplace criteria

$$We = \frac{\rho_f d_n v}{\sigma_n}; \quad (1)$$

$$Lp = \frac{d_c \rho_f \sigma_s}{\mu_n^2}, \quad (2)$$

which are of great importance in the organization of the fuel combustion process, and estimate the average droplet diameter is estimated according to the differential injection characteristic, such as an average volume diameter of the droplet [10]

$$d_{30} = A_{30} (We)^{a_{30}} (L_f)^{b_{30}}, \quad (3)$$

where  $A, a, b$  are constant coefficients;

$\rho_f$  – fuel density;

$d_n$  – nozzle diameter;

$\sigma_s$  – surface tension;

$\mu_n$  – dynamic viscosity;

$\nu$  – fuel flow rate from the sprayer nozzle.

Analysis of equations (1 – 3) shows that the most controlled argument is the fuel flow rate, which is equal to

$$\nu = \mu_n \sqrt{\frac{2}{\rho_f}} \sqrt{p_s - p_c} , \quad (4)$$

where  $\mu_n$  is the flow coefficient of the atomizer nozzle;

$p_s$  – fuel pressure in the sprayer;

$p_c$  – gas pressure in the cylinder during the injection period.

The pressure change in the cylinder during the injection period can be neglected, and the rate of change of pressure in the sprayer can be given by differential equations

$$\frac{dp_s}{d\tau} = \frac{1}{\beta V_a} \left[ 2f_p e^{-\alpha L} \left( \frac{p_k}{z} + e^{-\alpha L} \cdot W \right)_{(\tau-\Delta\tau)} - f_n \frac{dh_n}{d\tau} - f_p - \frac{dq}{d\tau} \right], \quad (5)$$

where  $\beta$  is fuel compressibility;

$V_a$  – volume of fuel in the nozzle atomizer;

$\alpha$  – damping factor of fuel velocity waves;

$L$  is the length of the high-pressure pipeline;

$f_p, f_n$  – cross-sections of the pipeline and needles along the closing cone, respectively;

$h_n$  – movement of the needle;

$W_{\tau+\Delta\tau} = e^{-\alpha L} \left( \frac{p_k}{z} + e^{-\alpha L} \cdot W \right)_{\tau-\Delta\tau} - \frac{1}{z} p_p$  – velocity wave in the atomizer cross-section;

omizer cross-section;

$z = W \cdot \rho_n$  – acoustic resistance of the atomizer;

$\Delta\tau$  – transport delay;

$$\frac{dq}{d\tau} = \mu f_s(h_n) \sqrt{\frac{2}{\rho_n}} \sqrt{p_s - p_c} \quad - \text{the differential characteristic of up-}$$

risking;

$p_k$  – fuel pressure in the volume of the nozzle of the injection valve, which is determined by integrating the equation of the rate of change of pressure in the indicated volume

$$\frac{dp_k}{d\tau} = \frac{1}{\beta V_k} \left[ f_k \frac{dh_k}{d\tau} (1 - \sigma) + \left( f_n \frac{dh}{d\tau} - \frac{dq_n}{d\tau} \right) \sigma - \frac{f_m}{z} p_k - 2 f_m e^{-\alpha L} W_\tau \right], \quad (6)$$

where  $V_k$  is the volume of the injection valve fitting;

$f_k, f_n$  – cross-sectional area of the valve along the unloading belt and the plunger, respectively;

$h_k, h$  – valve and plunger movement, respectively;

$\sigma$  – single function;

$$\frac{dq_n}{d\tau} = (\mu f)_o \sqrt{\frac{2}{\rho_n}} \sqrt{p_u - p_{cw}} \quad - \text{differential fuel consumption}$$

through the cut-off windows of the sleeve of the plunger pair;

$(\mu f)_o$  – effective cross-section of cut-off windows;

$p_{cw}$  – fuel pressure in the above-plunger volume before closing the cut-off windows;

$p_u$  is the fuel pressure in the underplunger cavity, which is determined by the differential equation

$$\frac{dp_u}{d\tau} = \frac{1}{\beta V_u} \left( f_n \frac{dh}{d\tau} - f_k \frac{dh_k}{d\tau} \right) (1 - \sigma) - \frac{dq_n}{d\tau} (1 - \sigma), \quad (7)$$

where  $V_u$  is the volume of the underplunger cavity.

In equations (6, 7) and further:

$$\sigma = \begin{cases} 0 & n p u h_k < h_{k_0}; \\ 1 & n p u h_k \geq h_{k_0}; \end{cases} \quad V_k = \begin{cases} V_k & n p u h_k < h_{k_0}; \\ V_k + V_u & n p u h_k \geq h_{k_0}, \end{cases}$$

where  $h_{k_0}$  is the movement of the valve to the exit of the unloading belt from the saddle channel.

To close equations (3 – 7), it is necessary to introduce regulated and controlled functions, that is, kinematic and dynamic parameters of moving precision pairs of fuel equipment:

is the differential equation of motion of the nozzle needle

$$\frac{d^2 h_n}{d\tau^2} = \frac{1}{m_n} (p_f f_n - \delta_n h_n - F_n); \quad (8)$$

is the differential equation of motion of the discharge valve

$$\frac{d^2 h_k}{d\tau^2} = \frac{1}{m_k} \left[ f_k (p_n - p_k) + z \left( f_n \frac{dh}{d\tau} - f_k \frac{dh_k}{d\tau} - \frac{dq_n}{d\tau} \right) \sigma - \delta_k h_k - F_v \right]; \quad (9)$$

is the differential equation of motion of the plunger

$$\frac{dh}{d\tau} = 6n \cdot k_\varphi \tau + v_o, \quad (10)$$

where  $m_n, m_k$  is the mass of the needle and valve (together with the 1/3 mass of the spring), respectively;

$\delta_n, \delta_v$  – stiffness of the springs of the injector needle and the injection valve, respectively;

$F_v, F_n$  – pre-tightening forces of the valve and the injector needle, respectively, which determine the nature of the pressure waves at the entrance to the pipeline and the differential injection characteristics;

$n$  – camshaft rotation frequency;

$v_o$  – the speed of the plunger at the time of closing the cut-off windows.

The value of the angular coefficient  $k_\varphi$  is determined by the profile of the cam, which provides movement to the plunger. For example, for a convex cam profile, the movement and speed of the plunger are described by the equations:

$$\left. \begin{aligned} h &= a_j \varphi^2 + b_j \varphi + c_j; \\ \frac{dh}{d\tau} &= 6n(2a_j \varphi + b_j), \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

where  $a_j, b_j, c_j \Rightarrow k_{\varphi_j}$  - for the linear sections of the cam profile.

Then the movement of the plunger by the angle of rotation of the cam will be shown in the form:



$$h = \begin{vmatrix} a_j \\ 0,55 \\ 0,66 \\ 0,24 \\ -1,67 \end{vmatrix} \cdot 10^3 \varphi^2 + \begin{vmatrix} b_j \\ 0,00 \\ -0,54 \\ 2,58 \\ 23,9 \end{vmatrix} \cdot 10^2 \varphi + \begin{vmatrix} c_j \\ 0,00 \\ 0,06 \\ -0,516 \\ -6,45 \end{vmatrix} \quad \begin{array}{l} -\varphi_1 = 0 - 23^0 \\ -\varphi_2 = 23 - 37^0 \\ -\varphi_3 = 37 - 55^0 \\ -\varphi_4 = 55 - 72^0 \end{array} \quad (12)$$

In this way, we obtained a mathematical model for calculating changes of parameters, spray quality and differential characteristics of fuel injection, from which it is clear that the controlled arguments are the stiffness of the springs of the injector needle  $\delta_\phi$  and injection valve  $\delta_k$ , the force of pre-tightening the valve  $F_v$  and injector needle  $F_n$ , and moving the valve to output of the unloading-shaft belt from the channel of the saddle  $h_{k_0}$ . Along with these arguments, the controlled function should take into account the fuel pressure in the atomizer:

$$p_p = \frac{1}{\beta V_p} \int \left( \frac{dq_\phi}{d\tau} - \frac{dq_p}{d\tau} \right) d\tau, \quad (13)$$

where  $\tau_2$  is the duration of injection;

$\frac{dq_\phi}{d\tau}$  – differential fuel consumption through the injector.

### Conclusions and prospects for further research.

The analysis of the system of equations (1 – 11) shows that with a decrease in the frequency of rotation of the camshaft  $n$ , the injection speed will be insufficient to achieve the required spray quality due to a decrease in speed  $U$  (4), because the fuel pressure in the sprayer  $p_p$  will sharply decrease, and the increase in stiffness of the injector needle  $\delta_n$  and injection valve springs  $\delta_k$ , as well as the pre-tightening force of the valve  $F_v$  and injector needle  $F_n$  will act in the opposite direction (5). This analysis allows you to take into account the peculiarities of management of the injection parameters, which is confirmed by experimental studies and consists of the following:

– the start-up mode and small cyclic feeds are provided with the necessary parameters of injection and ignition by using the parallel operation of the vortex evaporator-mixer;

– electromagnetic and electrodynamic drives of the nozzle needle allow to obtain the specified injection speed of small cyclic feeds (up to 12-18 mm<sup>3</sup>/cycle) and the quality of spraying in the range of the average volume diameter of the drops within 15-20 microns.

– in the case of using a separate double supply pump with a cam drive of the plunger with volumes of 80 mm<sup>3</sup>/cycle and more, the first dose of 30-40 mm<sup>3</sup>/cycle should be injected into the intake manifold at the beginning of the compression process in the cylinder.

### REFERENCES

1. Weigand, P., Bikas, G. (2018). Prediction of Mixture Formation in Diesel Engines. *MTZ Worldwide*, 79 (7-8), 76–81. doi:<http://doi.org/10.1007/s38313-018-0056-y>
2. Cernat, A., Pana, C., Negurescu, N., Lazaroiu, G., Nutu, C. (2020). The Influence of Hydrogen on Vaporization, Mixture Formation and Combustion of Diesel Fuel at an Automotive Diesel Engine. *Sustainability*, 13 (1), 202. doi: <http://doi.org/10.3390/su13010202>
3. Слинько, Г. І. Підвищення паливної економічності дизельного двигуна 6ЧН12/14 завдяки вдосконаленню розпилення та сумішоутворення [Текст] // Г. І. Слинько, Р. Ф. Сухонос, П. В. Цокотун, В. В. Слинько, Д. А. Володін // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. – 2020. – № 1. – С. 69–76. – DOI 10.15588/1607-6885-2020-1-10
4. Rahman, M., Rasul, M., Hassan, N., Hyde, J. (2016). Prospects of Biodiesel Production from Macadamia Oil as an Alternative Fuel for Diesel Engines. *Energies*, 9 (6), 403. doi: <http://doi.org/10.3390/en9060403>
5. Kryshchyna, S., Panchuk, M., Kozak, F., Dolishnii, B., Mykhtii, I., Skalatska, O. (2018). Fuel economy raising of alternative fuel converted diesel engines. *Eastern European Journal of Enterprise Technologies*, 4 (8 (94)), 6–13. doi:<http://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.139358>
6. Knaub LV, Lebediev BV, Maslich N. Ya. Reduction of toxicity of burnt diesel gases with the additional feedings system // Суднові енергетичні установки 95. – Одеса: НУ Одеська морська академія, 2021. – № 43 – С. 95-100 с.

7. Бойченко С. В., Новікова В. Ф, Турчак В. М., Медведєва Т. В. Екологічні аспекти визначення вмісту сірки в нафтопродуктах. Вісник НАУ, 2010. №1. С. 219–222.
  8. Абрамчук, Ф. І. Автомобільні двигуни : Підручник [Текст] / Ф. І. Абрамчук, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долганов, І. І. Тимченко. – К. : Арістей, 2006. – 476 с
- .

10.31653/smf44.2022. 36-44

Khliyeva O., Sorokin R., Stukalenko O.

National University “Odessa Maritime Academy”

## **A DIRECT CONTRIBUTION OF MARINE REFRIGERATION TO ANTHROPOGENIC GREENHOUSE GASES EMISSION - A SHORT REVIEW**

### **Introduction**

The problem of reducing greenhouse gas (GHG) emissions in the maritime sector are currently important. The share of shipping emissions in global anthropogenic emissions was 2.89% in 2018 [1]. The main contribution to GHG emissions (indirect emission) on the marine fleet generates the main and auxiliary engines, and boilers during fuel combustion as well as incinerators [1, 2]. However, marine merchant and passenger ships have another significant source of direct GHG emissions, which is currently not directly regulated and considered as not mandatory inventory – hydrofluorocarbons (HFCs) refrigerants emissions from refrigeration and air conditioning systems. It should be highlighted, that reduction of the direct GHG emissions for marine refrigeration systems is the most difficult among all types of refrigeration systems.

According to the 4th IMO GHG Study [1], the total refrigerant emissions (international, domestic, and fishing) correspond to 18.2 million tonnes CO<sub>2</sub>-eq., which is an increase from the 15.7 million tonnes CO<sub>2</sub>-eq. emitted in 2012. HFCs emissions in the EU from ships in 2007 amounted to 232 metric tons or 361 kilotons of CO<sub>2</sub>-eq. [3].

The emissions of three main GHGs – CO<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>, and N<sub>2</sub>O – of total shipping (international, domestic, and fishing) were estimated as 1076 million tonnes CO<sub>2</sub>-eq. in 2018 compared to 977 in 2012 (9.6% increase) [1]. The emission of main GHG (CO<sub>2</sub>) was estimated as 1056 million tonnes CO<sub>2</sub>-eq. in 2018 compared to 962 in 2012 [1]. Nowadays, such GHG as HFCs refrigerants are not accounted in the results of the international shipping emissions calculation. However, the six gases initially considered under the UNFCCC process include HFCs – all refrigerants (excluding ammonia and CO<sub>2</sub>), that utilize in marine refrigeration.

### **A direct contribution of marine refrigeration to GHG emission**

Due to the physical properties of refrigerants, it is very difficult to control their leakage during the repair and maintenance of vapor compression refrigeration equipment. Additional problems are concerned with the operating conditions for marine refrigeration systems. The main reason for

the high level of refrigerant leakage from marine refrigeration systems, compared to land-based, is agreed to be the exposition of vibrations from sea-waves. This is made worse because there is often no crewmember onboard skilled in refrigeration. In this case, leakages are not repaired but simply refrigerant is topped up to the system [3].

The emission factor for air conditioning systems and refrigeration systems with direct expansion (pure cargo and "other" ships) is estimated at 40% per year [3]. For indirect systems (ships with passengers), a leakage of 20% per year is assumed [3].

The annual refrigerant leakage rate for marine refrigeration equipment could be as high as 20 to 40% [4]. The typical value of leakage is 30 % [4].

The service experts from the two leading European suppliers of ship air conditioning/refrigeration equipment (York, Germany, and Gresco, The Netherlands) estimate annual use-phase refills on merchant ships to range from 20 to 40% and from 35 to 40%, respectively [3].

According to the Dutch "Inventory Refrigerant Emissions Sea Shipping" for the year 2000 the "yearly leakage rate of merchant shipping amounts to 33% and 39% for fishing" [3].

After reviewing the Scandinavian ship owners about refrigerant refills in their vessels in 2006 the average refill per ship was estimated as 38.3% (for 36 vessels with air conditioning and provision refrigeration) [3].

In a survey on 2006 refrigerant refills in 10 Baltic ferries, the annual leakage rates average 21.2% for the indirect air-conditioning systems and 25.1% for the direct refrigeration systems [3].

In [5], the average annual leakage rate for Swedish passenger and cargo vessels was estimated as 18.9% and 29.5 % in 2015, correspondently, and 11.9 % and 22.3 % in 2016, correspondently.

In all considered in [3, 5] cases, the high variability in individual refill refrigerant rates (annual leakage rates) was mentioned for each analyzed passenger ship and each cargo vessel - from 1% to 62%.

For comparison, the leakage rates of air-conditioning systems of rail vehicles were estimated at 5% per year [3]. In [4] annual leak rates for road transport are proposed to accept 20 % per year (15...23 %). This value is significantly lower for other types of refrigeration equipment and application [4].

The report [6] states that every 10 % loss of refrigerant in a ship's refrigeration system increases energy consumption by up to 20 %. Refrigerant leaks result in more energy needed to deliver the necessary level of

cooling and could contribute to higher emissions from the ship (indirect emissions resulting from consumption of electricity). Although the numerical values are questionable, this statement should not be completely ignored. A large number of operation factors, including optimal refrigerant charge, affect on efficiency and energy consumption of refrigeration equipment.

### **Low-GWP refrigerants for marine refrigeration**

International environmental legislation shows a steady increase in the restrictions on the use of high-GWP refrigerants.

According to MARPOL Annex VI (Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships, Regulation 12 – Ozone-depleting substances) from January 1, 2020, the use of chlorine-containing refrigerants is prohibited in refrigeration equipment on ships. That is, the problem of the replacement of ozone-depleting refrigerants in marine refrigeration equipment can be considered solved. But the current requirements of MARPOL Annex VI concerning the HFC high-GWP refrigerants focus mainly on accounting the refrigerants consumption and safe handling. Moreover, requirements for the replacement of the high-GWP refrigerant with low-GWP are not declared in MARPOL Annex VI.

Besides, according to the Kigali Amendment to the Montreal Protocol, the most common refrigerants in marine refrigeration (R134a, R404A, R407F, and similar) should be phased out because of the high GWP. But, according to IMO (International Maritime Organization), there are no mandatory requirements on GWP value for refrigerants on board ships.

In 2014 a new EU Regulation on F-gases, № 517/2014, was adopted and applied from 1 January 2015. Besides strengthening the existing leakage prevention measures it also limits the production and use of F-gases. The regulations concerning leakage prevention, record keeping, and certification, still do not apply to ships, while the recovery regulation does. There is also a general obligation (for all types of plants) to avoid unintentional HFC leakages. However, there is a service ban on existing marine refrigeration systems operated with high GWP refrigerant ships. Equipment on an EU-flagged ship using an HFC with a GWP > 2500 and an amount corresponding to 40 tonnes of CO<sub>2</sub> equivalents is prohibited to be recharged with new refrigerant after 1 January 2020 and with recycled refrigerant after 1 January 2030 [7].

Legislation on the use of high GWP agents in marine propulsion is expected to be strengthened, so it is necessary to be prepared in time for

the transition to the use of “new” generation low GWP refrigerants. Stated on the above-mentioned and in view of the fact that the supplementary section of the regulation [8] on air pollution reduction recommends the use of refrigerants with  $GWP \leq 2000$ , there are only a few possible alternative refrigerants for marine vapor compression systems: R407C ( $GWP = 1$ ), R134a ( $GWP = 1\ 430$ ), R717 – ammonia ( $GWP = 0$ ), R744 – carbon dioxide ( $GWP = 1$ ). Prospective refrigerant R290 – propane ( $GWP = 5$ ) is forbidden to be used in the vessel’s refrigeration equipment (except the cases when a mass of the refrigerant charge is less than 150 g), as they are class A3 hazard refrigerants (fire hazardous) [9]. Other prospective refrigerants are considered to be newly introduced agents such as R32 ( $GWP = 675$ ), R1234yf ( $GWP = 4$ ), R1234ze ( $GWP = 7$ ). But they all do belong to the A2L class (mildly flammable). Concerning the possibility of using A2L class flammable refrigerants, there is no information given in sources [8] and [9]. But in [10] it is advised that the A2L class refrigerants should not be applied to retrofit existing refrigeration systems.

By [8, 9], only HFCs, or in other words ‘natural’ refrigerants such as R717 (ammonia  $NH_3$ ) and R744 (carbon dioxide  $CO_2$ ) can be used as a refrigerant in marine refrigeration plants.

R717 has not found itself to be used as a refrigerant in air conditioning systems and refrigeration equipment for provision chambers and is also used infrequently in specialized high-capacity vessel refrigeration equipment. The use of R744 as a refrigerant is an area of very active development. There are already some examples of the actual implementation of refrigeration systems in the maritime industry that use R744 ( $CO_2$ ) as the refrigerant. For example, there is a very small amount of shipping containers that are currently equipped with refrigeration R744 units [11]. But such systems are not yet common practice. Moreover,  $CO_2$  as a refrigerant requires a fundamentally different design of the refrigeration system compared to HFCs, so its utilization is possible only in case of a complete replacement of the refrigeration system or on new built vessels. Concerning the above-mentioned, it should be stated that the price for such  $CO_2$  system tends to be 2 or 3 times higher than for a similar capacity HFC system [6]. Besides, the poor energy efficiency of R744 is a serious barrier as the vessel power generation is tightly constrained by Owners' regulations [11].

It can be assumed that in the nearest future mixed refrigerants such as R407C type might be widely used in the vessels' refrigeration systems which are currently in operation. But, in its turn, they also need an alterna-

tive to be found, because the existing requirements and limit levels of direct emissions from marine refrigeration plants are expected to become stricter.

### **Possible technical solutions to reduce direct emissions during the operation of marine refrigeration systems**

The current situation with the available on the market refrigerants indicates that the existing standards might be changed towards the possibility of using flammable substances in marine refrigeration systems (this trend is already observed, for example, in the EU in 2022 the issue of allowing the utilization of class A2L refrigerants in railway transport is being considered). Moreover, there are already a number of scientific papers on the topic of the possibilities of using flammable refrigerants in marine refrigeration equipment [12, 13]. In mentioned studies it was reported, that the inconvenience coming from refrigerant flammability and explosion risks can be overcome through some measures such as enclosing operations, ensuring local exhaust ventilation in the location of leakage, the use of special equipment, etc. For example, Heinen & Hopman proposes an evident technical solution for onboard refrigeration systems with flammable refrigerants: “By placing the cooling system inside a casing, the possible explosive atmosphere is located inside the casing when leakage occurs. By using a fan, the casing can be ventilated so the mixture of gas and air can be discharged outside the casing” [14]. However, there is no information on whether such a solution has been implemented in practice for the vessel's refrigeration system. Such technical solution along with the use of R290 refrigerant is quite possible, first of all, for air conditioning systems. However, the requirements for utilizing flammable refrigerants onboard have not been developed yet (except ammonia, which can be used in systems of high capacity, but not for air conditioning systems). As was already mentioned in the paper, generally flammable refrigerants (like hazard class A3 refrigerants – flammable) are prohibited from being used in vessel refrigeration plants, except when the mass of the refrigerant charge is less than 150 g, according to the source [9]. However, the PRS (Polski Rejestr Statków) rules [15] note that “The refrigerants of group III (flammable, such as R290) may be used, upon agreement with PRS, only for refrigerating plants of liquefied gas carriers where the cargo is used as refrigerant”. At the same time, in [15] it was mentioned that refrigerating plants operating on group II or III refrigerant (mildly or highly flammable) shall be installed in separate gas-tight spaces.



It should be noted that the flammable refrigerants utilized in indirect refrigeration systems will contribute to the reduction of the refrigerant leakage rates by up to 90% compared to direct systems, due to the compact design and significantly shorter refrigerant lines [5]. In the meantime, unfortunately, indirect refrigeration systems have inherent lower energy efficiency in comparison with refrigeration systems with direct evaporation.

Another perspective way to reduce direct greenhouse gas emissions from marine refrigeration equipment is the introduction of a cascade vapor compression-steam ejector refrigeration plant. The most preferable can be considered the use of R744 (CO<sub>2</sub>) refrigerant in the first stage (vapor compression part) [16, 17] since R744 performs poorly in tropic regions with high sea and/or air temperatures. However, if we talk about steam ejector systems, the issue of choosing a refrigerant with a low GWP remains relevant, at the same time, indirect greenhouse gas emissions from the process of electricity consumption are significantly reduced (when using waste heat, which can be found in the sufficient amount on vessels). However, mentioned particular branch of research requires further study.

When implementing a new refrigerant or a new refrigeration system, it is advisable to apply an economic, energy, and environmental comparative analysis in order to justify the feasibility of the adopted technical solution for improving energy efficiency and reducing the environmental impact of the new option comparing to the traditional one [18, 19].

## Conclusion

This brief review allows us to state the following conclusions:

- the issue of choosing an alternative refrigerant with a low global warming potential for marine vapor compression refrigeration systems is quite complicated, additional challenges are associated with the requirements of standards that impose certain restrictions on the use of flammable substances as the refrigerants in marine refrigeration plants;

- it is important to keep aware of changes in the refrigeration industry standards as they are changing rapidly in order to meet the demands of today's shipping industry and global environmental legal regulations;

- the service of the existing onboard refrigeration systems may move to a refrigerant with intermediate GWP, such as R407C (retrofit procedure), but the use of flammable low GWP alternative agents is unlikely for currently operating refrigeration systems;

- the sea-freight ships with refrigerated holds tend to use R717 (with brine secondary), R404A, or R407C; there will be expected a few new ships due to the ongoing shift to container vessels, but they likely are going to use indirect systems with R717 or R744; applying the flammable refrigerants, such as R290 propane, is not expected;

- in the new vessel's refrigeration systems of small and medium capacity for various purposes, it is preferable to use CO<sub>2</sub> as a refrigerant or, in the long-term prospect, there is a possibility of introducing the indirect refrigeration systems with secondary coolant which operate with flammable refrigerants as R290, however, this solution requires further study and standardization.

### REFERENCES

1. Fourth IMO Greenhouse Gase Study 2020. Publ. by the International Maritime Organization. 4 Albert Embankment, London, SE1 7SR. 2021. <https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/OurWork/>

Environ-  
ment/Documents/Fourth%20IMO%20GHG%20Study%202020%20Executive-Summary.pdf

2. Gray N., McDonagh Sh., O'Shea R., Smyth B., Murphy J. D. Decarbonising ships, planes and trucks: An analysis of suitable low-carbon fuels for the maritime, aviation and haulage sectors // *Advances in Applied Energy*. 2021. Vol. 1. 100008. <https://doi.org/10.1016/j.adapen.2021.100008>

3. Schwarz W. Rhiemeier J.M. The analysis of the emissions of fluorinated greenhouse gases from refrigeration and air conditioning equipment used in the transport sector other than road transport and options for reducing these emissions Maritime, Rail, and Aircraft Sector, Brussels: European Commission. 2007. [https://ec.europa.eu/clima/system/files/2016-11/2\\_maritime\\_rail\\_aircraft\\_en.pdf](https://ec.europa.eu/clima/system/files/2016-11/2_maritime_rail_aircraft_en.pdf)

4. Methods of calculating total equivalent warming impact (TEWI). Best practice guidelines, Australian Institute of Refrigeration, Air-conditioning and Heating. AIRACH. 2012. [https://www.airah.org.au/Content\\_Files/BestPracticeGuides/Best\\_Practice\\_Tewi\\_June2012.pdf](https://www.airah.org.au/Content_Files/BestPracticeGuides/Best_Practice_Tewi_June2012.pdf)

5. Hafner I., Gabrielli C., Widell K. Refrigeration units in marine vessels: Alternatives to HCFCs and high GWP HFCs. Copenhagen: Nordic Council of Ministers. 2019. <https://doi.org/10.6027/TN2019-527>

6. Responsible refrigeration on ships – Enabling you to comply with regulations and reduce carbon emission. Wilhelmsen insights. 16. Nov 2021. <https://www.wilhelmsen.com/>

7. EU F-gas Regulation Guidance Information Sheet 31: Marine Refrigeration and AiRConditioning. Gluckmann Consulting. 2016 <http://www.gluckmanconsulting.com/wp-content/uploads/2014/12/IS-31-Marine-Applications.pdf>

8. DNV GL AS. Rules for classification. Ships. Edition July 2019. *Part 6 Additional class notations. Chapter 7 Environmental protection and pollution control*

9. Rules for the classification and construction of sea-going ships Part XII Refrigerating Plants ND No. 2-020101-138-E. 2021

10. An introduction to A2L refrigerants and their use in Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pump applications. FETA. 2018. <http://www.refcom.org.uk/media/1202/an-introduction-to-a2l-refrigerants-final.pdf>

11. Hennessy W., Cleland D. Projections of HFC stocks and emissions to 2050 in relation to key factors influencing HFC consumption. Prepared for Ministry for the Environment, Wellington. 2020. <https://environment.govt.nz/assets/publications/Projections-of-HFC-stocks-and-emissions-to-2050-in-relation-to-key-factors-influencing-HFC-consumption.pdf>

12. Mota-Babiloni A., Haro-Ortuno J, Navarro-Esbrí J. Experimental drop-in replacement of R404A for warm countries using the low GWP mixtures R454C and R455A // Int. J. Refrig. 2018. Vol. 91. P. 136-145. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.05.018>

13. Memet F. Exergy and energy analysis of a vapour compression refrigeration system for the investigation of a new refrigerant to be used on board the ships // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. ModTech 2021, 23-26 June 2021, Eforie Nord, Romania. Vol. 1182. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1182/1/012046>

14. Propane Chiller. Heinen&Hopman. <https://heinenhopman.com/en/markets/merchant/propane-chiller/>

15. Rules for the Classification and Construction of Sea-going Ships. Part VI. Machinery Installation and Refrigerating Plants, edited by Polski Rejestr Statków S.A., Gdansk. January 2022. [https://www.prs.pl/uploads/mor\\_p6.pdf](https://www.prs.pl/uploads/mor_p6.pdf)

16. Ierin V., Chen G., Volovyk O., Shestopalov K. Hybrid two-stage CO<sub>2</sub> transcritical mechanical compression–ejector cooling cycle: Thermo-

dynamic analysis and optimization // *Int. J. Refrig.* 2021. Vol. 132. P. 45-55. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.09.012>

17. Chen G., Ierin V., Volovyk O., Shestopalov K. An improved cascade mechanical compression–ejector cooling cycle // *Energy*. 2019. Vol. 170. P. 459-470. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.12.107>

18. Jan W., Mrozek M., Fornalik-Wajs E. Combined cold supply system for ship application based on low GWP refrigerants-Thermoeconomic and ecological analyses // *Energy Convers. Manage.* 2022. Vol. 258. 115518. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.115518>

19. Chen G., Zhelezny V., Khliyeva O., Shestopalov K., Ierin V. Ecological and energy efficiency analysis of ejector and vapor compression air conditioners // *Int. J. Refrig.* 2017. Vol. 74. P. 127-135. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.09.028>

10.31653/smf44.2022. 45-52

Zhuravlov Yu.I., Obertiur K.L., Kostyuchenko Ye.F.  
National University "Odessa Marine Academy"

## **OPTIMIZATION OF WEAR OF SHAFT-SLIDING MATING SURFACES OF SHIPBORNE TECHNICAL DEVICES (STS)**

### **Parts statement of the problem in general form and its relation to important scientific or practical tasks**

In researches of O.A.Bannikh, V.V.Berezovskaya, H.Burns, V.M.Blinov, R.Boucher, V.G.Gavrilyuk, Yu.N.Goichenberg, L.Zhekova, L.M.Kaputkina, L.G.Korshunova, M.V.Kostina, V.G.Prokoshkina, D.Rauers, C.Rashev, J.Tervo, M.A. Filippov and others have shown the prospects of achieving high strength, ductility, corrosion resistance and wear resistance of stainless steels through the introduction of significant concentrations of nitrogen. In connection with the development of new classes of economically alloyed high-nitrogen steels, an in-depth analysis of the tribological properties of nitrogen-bearing steels (including cast steels) under various conditions of contact loading seems relevant.

Deformation of material microvolumes under conditions of simultaneous influence of external compressive and shear stresses, active development of the rotational mechanism of plasticity lead to appearance of nanocrystalline friction structures (NFCS) in a thin (up to 10 microns) surface layer. It is of interest to consider possibilities of formation of NCST on a surface of iron alloys (including high-strength and low-plastic) not only at adhesive, but also at abrasive wear.

NCST formed in various metals and alloys are often characterized by relatively close average values of fragment sizes and the degree of their misorientation. However, these morphologically similar structures, as a rule, have different tribological and strength properties. In this regard, the question of interrelation between the parameters of the initial structure of iron alloys (type of crystal lattice, alloying level of the solid solution, the presence of strengthening phases, etc.) and the properties of NCST is important. The solution of the problem of further significant increase in the tribological and service properties of iron alloys can be associated with the creation in their surface layer of NCST of optimized chemical and phase composition, defectiveness level, possessing high strength, toughness, ability to intensive plastic deformation, as well as large adsorption, diffusion and chemical activity.

The possibility of nanostructuring in the cold state not only of relatively plastic, but also of high-strength, hard-deformable alloys (for

example, hardened steels) distinguishes frictional processing from such methods of production of bulk nanocrystalline materials as equal-channel angular pressing, torsion under pressure, multi-axial deformation.

Frictional treatment, which is one of few real methods of formation of nanocrystalline state in materials with martensitic structure, which is the basis of high-strength tool, die and structural steels, gives an opportunity to conduct a systematic study of strength and tribological properties of nanocrystalline martensite of different composition. Such alternative methods of nanostructuring of high-strength materials as various ball treatments (shot blasting, SMAT, etc.) and ultrasonic treatment with a pulsating tool form a different stress-strain state in the surface layer under the action of impact influences than in case of frictional treatment carried out in sliding friction conditions. Since frictional impact can destroy (wear) the material, it is important to identify the optimal machining conditions that ensure the accumulation of maximum strain in as thick a surface layer of alloys as possible.

Wear resistance is a multifactorial parameter and its prediction on the basis of standard measured properties (hardness, mechanical properties) is often erroneous, since these characteristics are often not reliable criteria of wear resistance of STS parts surfaces. Assessment of wear resistance of ship parts and units in production conditions is extremely difficult. Therefore, in order to ensure high serviceability of wearing ship parts and tools, along with the development of materials and methods of their effective hardening, it is important to create non-destructive ways of wear resistance prediction.

The purpose of this study is:

to study changes in the structure and hardening of carbonaceous  $\alpha$ -martensite under different frictional loading conditions, including at reduced (down to  $-196^{\circ}\text{C}$ ) temperatures;

in study of influence of carbon content in martensite, presence of residual austenite and carbide phases on wear resistance and strain hardening under different types of wear of carbonaceous, low-alloy and cemented steels.

**Key words:** ship equipment, martensite transformation, nanostructuring, nanocrystalline martensite, frictional effects, "shaft-sliding bearing" mating.

### Summary of the main material of the study

Qualitatively identical character of changes of a profile of X-ray lines of tetragonal martensite in the conditions of friction in the environment of nitrogen at room and negative temperatures (fig. 1), and also the similar level of hardness of surfaces of friction formed at temperatures from  $+20^{\circ}\text{C}$  to  $-196^{\circ}\text{C}$  (fig. 2) show that the processes of deformation dynamic aging in tetragonal martensite, which are purely deformational in nature, actively develop even at low (to  $-196^{\circ}\text{C}$ ) temperatures, when the diffusion mobility of carbon atoms in martensite is extremely low. In this case, the dislocations are mobile and capture carbon atoms during their movement.

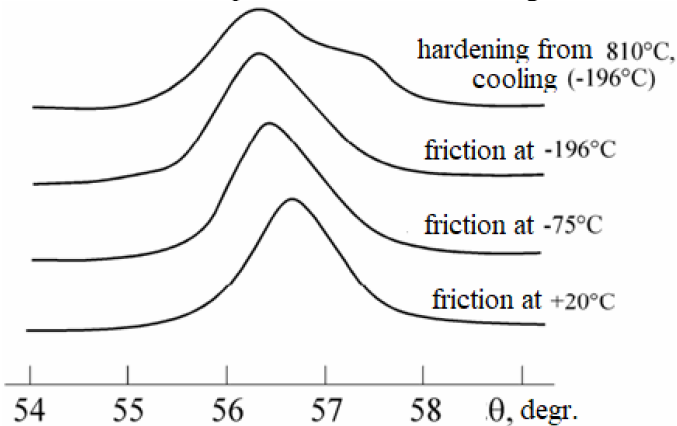


Fig.1. Retgene diffractograms of martensite lines of U8 steel in the undeformed state and after frictional loading with a carbide indenter.

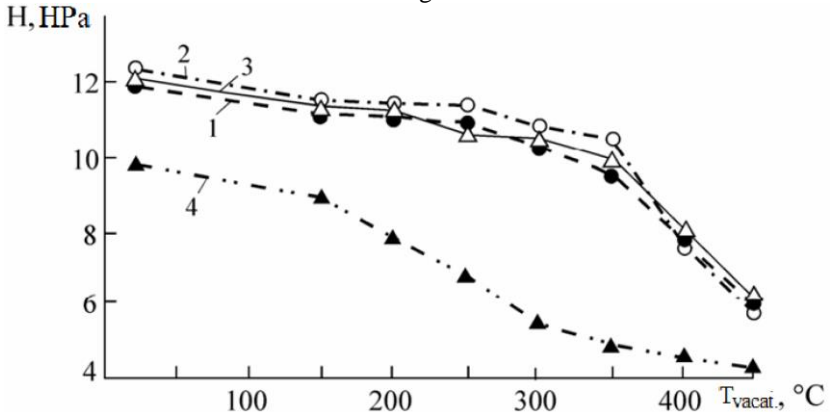


Fig.2. Effect of tempering temperature (2 h) on the microhardness of friction-hardened U8 steel: 1, 2, 3 correspond to loading temperatures  $-196$ ,  $-75$ ,  $+20^{\circ}\text{C}$ ; 4 - initial quenched state.

Change of frictional loading temperature in the range from +20 to -196°C has no noticeable influence on the character of dependence of high-carbon steel surface hardness on tempering temperature (see fig. 2). The main reason for the observed increased heat resistance of friction deformed martensite of steel U8 is the high bonding energy of dislocations with carbon atoms, which ensures preservation of strong fixing of dislocations in martensite during tempering, as well as frictional heating, as evidenced by the experimental data on the increased wear resistance of hardened steel U8 under high-speed friction without and with lubrication.

Residual austenite in hardened high-carbon steels is not only inferior in abrasion resistance to unlubricated cooling martensite but also provides the maximum level of wear resistance in conditions of micro cutting (corundum wear) after high-temperature (> 1000°C) hardening. This is due to the partial transformation of austenite under loading into highly dispersed (nanocrystalline) deformation martensite, as well as the positive effect of austenite on fracture toughness. The resulting strain martensite contains the same amount of carbon as high-carbon austenite, and is thus an uncondensed martensite with high hardness and the ability to intensively harden during wear. A sharp drop in the intensity of  $\gamma \rightarrow \alpha$  transformation along the depth of the surface layer was recorded in 1100°C-hardened U15 steel (with an initial austenite content of 65-70 vol.%) subjected to abrasive impact, while a significant proportion of austenite in layers 5  $\mu\text{m}$  thick (45 vol.%  $\gamma$ ), 1  $\mu\text{m}$  thick (20 vol.%  $\gamma$ ) and in the wear products (20 vol.%  $\gamma$ ) was retained. In contrast to the corundum test, the increase in the amount of metastable residual austenite to 60-70 vol.% when the quenching temperature is increased to 1000-1200°C leads to reduction of wear resistance due to the reduction of the positive role of the "framework" of cooling martensite plates in limiting the processes of polydeformation (fatigue) fracture of the steel surface.

Low tempering in the temperature range of 100-250°C causes sharp decrease in resistance of steels with high-carbon martensite structure to abrasive (fig. 3) and fatigue wear, despite the relatively slight decrease in hardness of hardened steels at low-temperature tempering due to their hardening by  $\epsilon$ -carbide phase.



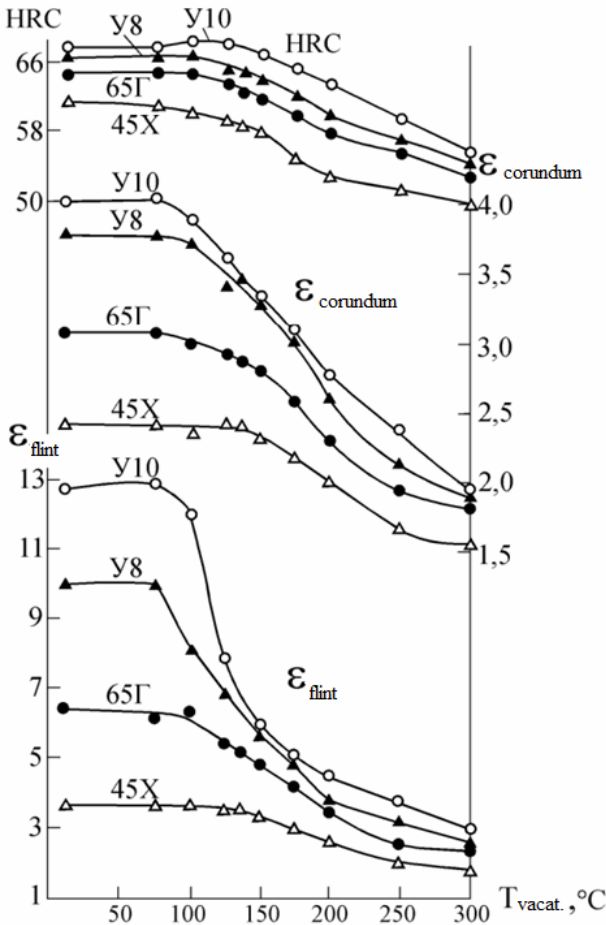


Fig. 3. Effect of tempering temperature on HRCe hardness and abrasion resistance  $\epsilon$  of laser quenched steels (45Kh, 65G, U8) and in water from 1000°C (U10) with subsequent cooling at -196°C (U8, U10).

The fall of wear resistance is caused by the reduction of carbon concentration in  $\alpha$ -solid solution at low tempering and, as a consequence, the reduction of the effect of the positive influence of strain dynamic aging of martensite on the strain hardening and wear resistance of steel surfaces. Thus, the hardening ability during abrasive wear of low-temperature (at 200°C) martensite is 2-2.5 times lower than that of tetragonal high-carbon martensite.

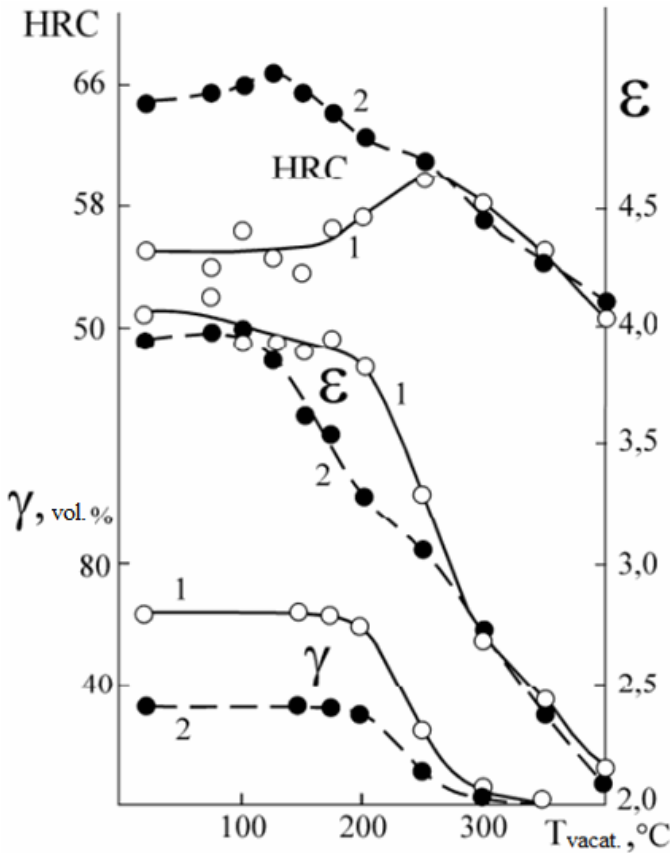


Fig. 4. Influence of tempering temperature on hardness HRCe, amount of residual austenite  $\gamma$  in structure and abrasive wear resistance  $\epsilon$  of steel U15:

1 - hardening from 1100°C;

2 - quenching, temp. -196°C

Optimization of low-temperature tempering aimed at keeping as much carbon in martensite as possible is an important reserve for increasing wear resistance of steels. The alloying elements (Mo, V, Mn, Si, Cr, Ni in quantities up to 4 %), as well as excess cementite do not eliminate the drop in wear resistance of tool and cemented steels at low tempering. However, alloying makes it possible to significantly increase the wear resistance of iron-carbon alloys at medium (300-450°C, Si) and high (600°C, V and Mo) tempering temperatures. Figure 4 shows that the metastable residual austenite in an amount up to 70 vol.% effectively slows down the decline in abrasion wear resistance of hardened iron

alloys in the low tempering temperature range, at which the austenite retains its thermal stability and, accordingly, increased wear resistance, which is not inferior to the wear resistance of un tempered tetragonal martensite. The level of abrasive wear resistance of high-carbon steels increases with the increase in the volume fraction of tempering carbides, but depends little on the degree of coagulation of cementite, the presence of graphite inclusions in steel and on grain size.

The main reasons for the increased wear resistance of iron alloys hardened by laser or electron-beam exposure are:

- 1) effective suppression of martensite self-tempering, which provides it not only great initial hardness, but also the best conditions for the development of deformation dynamic aging;

- 2) the possibility of formation of a significant amount of metastable residual austenite due to high-temperature (up to melting) heating of the surface. After tempering, no significant differences in the behavior of laser and volume hardening structures of 45Kh, 65G, U8, ShKh15 and 20KhNZA (cemented) steels.

High wear resistance in sliding friction conditions of ferrite-martensitic structures of incomplete laser hardening of low-carbon steels has been established due to formation on the surface of a high-strength supporting "framework" of martensitic areas arising on the place of former pearlitic colonies. At friction with lubrication the formation of the increased tribological properties of two-phase laser hardening structures is also promoted by the appearance of oil-retaining micro-cavities in the place of worked-out ferrite areas.

The notions of increased wear resistance of carbon-saturated metastable martensitic and austenitic structures were used in the development of two new methods of heat treatment of STS parts made of cemented steel. Resistance of the bearing unit to their abrasion and contact-fatigue wear is increased due to laser hardening of ball and roller racetracks of the bearing unit and optimization of low tempering mode (after volume hardening), which form in cemented steel the structure of high-tetragonal martensite with some amount of metastable austenite. Both methods provide for the possibility of cold treatment to reduce the share of austenite and increase the load-carrying capacity of the cemented surface.

In order to develop the technology of laser hardening of STS crankshafts a set of studies aimed at increasing the wear resistance and resistance to fatigue failure of high-strength cast iron VCh60-2 using the

treatment with continuous radiation of CO<sub>2</sub> laser and subsequent thermomechanical operations (tempering and surface plastic deformation by running-in) was carried out.

The possibility of using highly sensitive eddy-current and coercitometric methods to assess the wear resistance of structural, tool, bearing, cemented steels and high-strength cast iron subjected to laser or volume hardening, cold-treatment and tempering has been established. High efficiency of eddy-current method application for detection and certification of wear resistance layer formed on the surfaces of steels and cast irons during hardening is shown.

### Conclusions

1. The positive effect on the wear resistance of deformation dynamic aging of tetragonal martensite and deformation transformation of metastable residual austenite can be effectively used to increase the resistance to adhesion and abrasion wear of high-alloys containing a significant amount of high-strength special carbides in the structure.

2. The influence of carbon content in martensite, presence of residual austenite and carbide phases on wear resistance and strain hardening under different types of wear of carbon, low-alloy and cemented steels is shown.

### LIST OF LEARNED LITERATURE

1. Khimich G.L., Makarov A.V., Korshunov L.G., Osintseva A.L. Wear resistance and structural transformations of steel 35 hardened by laser radiation // *Machine Building*. - 1986. - № 3. - C. 99-102.

2. Makarov A.V., Korshunov L.G., Khimich G.L. et al. Effect of treatment by continuous laser radiation on wear resistance of low-carbon steels // *Friction and Wear*. - 1987. - Т. 8. - № 2. - C. 293-301.

3. Korshunov L.G., Makarov A.V., Osintseva A.L. Study of wear resistance and structural transformations under abrasive wear of laser-hardened steel U8 // *Friction and wear*. - 1988. - Т. 9.-№ 1.-C. 52-59.

4. Gorkunov E.S., Somova V.M., Makarov A.V. et al. Magnetic and electromagnetic methods of wear resistance estimation of steel products // *Defectoscopy*. - 1995. - № 6. - C. 33-39.

5. Korshunov L.G., Makarov A.V., Chernenko N.L. Ultrafine Structures Formed upon Friction and Their Effect on the Tribological Properties of Steels // *The Physics of Metals and Metallography*. - 2000. - V. 90. - Suppl. 1. - P. S48-S58.

10.31653/smf44.2022. 53-63

Богач В.М., Довіденко Ю.М., Дуранов О.П.

Національний університет «Одеська морська академія»

## ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ ЛУБРИКАТОРНИХ СИСТЕМ СУДНОВИХ ДОВГОХОДОВИХ ДВИГУНІВ

### The abstract

The publication is devoted the decision of an actual problem increase efficiency operation of ship diesel engines by perfection processes greasing of cylinders.

The outcomes bench and service tests of existing systems of lubrication of barrels of ship long-stroke diesel engines are submitted. The main lacks of process of motion of oil in a system are established, and the characteristics of this process are determined.

**Keywords:** ship diesel engine, greasing system, greasing channel, greasing process, cylinder, piston, a piston ring.

Для забезпечення змащування циліндрів усі суднові малооборотні дизелі обладнуються лубрикаторними системами. За часом подачі масла по відношенню до положення поршня ці системи поділяються на два типи – синхронізовані та несинхронізовані.

Метою синхронізації є забезпечення подачі масла в період проходження поршневих кілець через пояс розташування мастильних отворів. Така подача вважається більш досконалою, проте до теперішнього часу у світовій практиці експлуатації ДВС ширше використовуються не синхронізовані системи, що пояснюється порівняно простішою їх конструкцією.

Як показують результати розкритів циліндрів суднових двигунів і аналіз нагарів, у них присутні сліди зустрічі мастила з бічною поверхнею головки поршня і натири на дзеркалі циліндра, що свідчать про наявність забруднень які заповнюють зазори між головкою поршня і дзеркалом циліндра [1,4].

Слід зазначити зусилля двигунобудівних фірм спрямовані на видалення доріжок нагару шляхом встановлення у верхній частині втулки кільця-скребка рис.1, діаметром трохи меншим від внутрішнього діаметра циліндра.

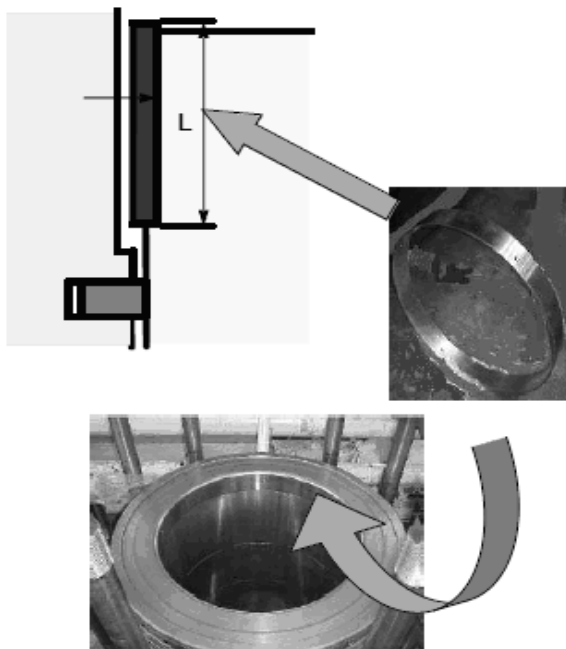


Рис. 1. Спеціальне кільце у двигунів RTA

Скребок призначений для видалення масла, що потрапив на ділянку головки вище першого компресійного кільця. Як показують експлуатаційні спостереження [2,5], дійсно кільце-скребок переміщає масло, що потрапляє на головку, і нагари, що утворюються там, нижче, в район 1-го компресійного кільця.

Однак це призводить до скупчення цих нагарів вище кільця рис.2 і попадання їх у зазор між ним і втулкою, що сприяє збільшенню абразивного зносу дзеркала і поршневих кілець.

Отже, поставлена мета виявилася не досягнутою, що може бути зрозуміло відсутністю досліджень впливу запропонованої геометрії каналу на процес виходу масла в циліндр, без яких ці зміни є звичайним інтуїтивним рішенням.

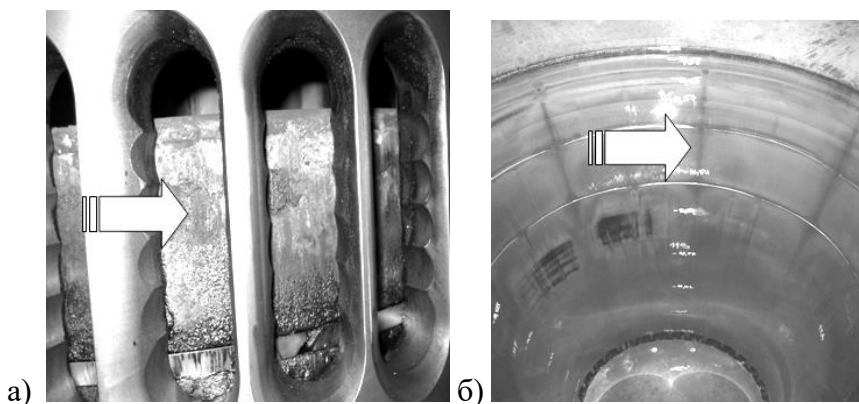


Рис.2. Характер нагароутворень на голівці поршня (а) та натирань на дзеркалі втулки (б) у довгоходових двигунів.

Дослідження системи змащування циліндрів довгоходових двигунів показали, що масло надходить у циліндр на кожному обороті невеликими порціями, причому його вихід на дзеркало втулки відбувається, мінаючи маслорозподільні канавки, у вигляді вузької вертикальної смуги.

Витікання масла відбувається з відривом від дзеркала циліндра, зі швидкостями 0,4- 1,0 м/с, рис.3, і супроводжується формуванням короткого струменя, який виступає щодо площини зрізу вихідного отвору на 20-25 мм, а потім (одночасно зі втратою швидкості) поступово опускається вниз, не втрачаючи зв'язку з дзеркалом.

Струмене витікання масла приводить до надходження його на неробочі поверхні головки поршня, а отже і до неефективного використання масла в циліндрі.

На рис.4 наведено приклад осцилограми процесу маслоподачі через один з маслопідводних каналів. Осцилографування показало, що початок надходження мастила в циліндр припадає на 340° п.к.в.

На першому обороті циклу маслоподачі тривалість надходження мастила в циліндр становить 280°п.к.в. Зменшення величини ходу плунжера (циклової подачі мастила) призводить до зміщення початку подачі мастила в циліндр та зменшення тривалості подачі. Так, при ході плунжера лубрикатора рівному 3 мм масло надходить у циліндр (на 1-му обороті циклу) протягом 260° п.к.в., при цьому початок подачі зміщується до 300° п.к.в. за ВМТ.

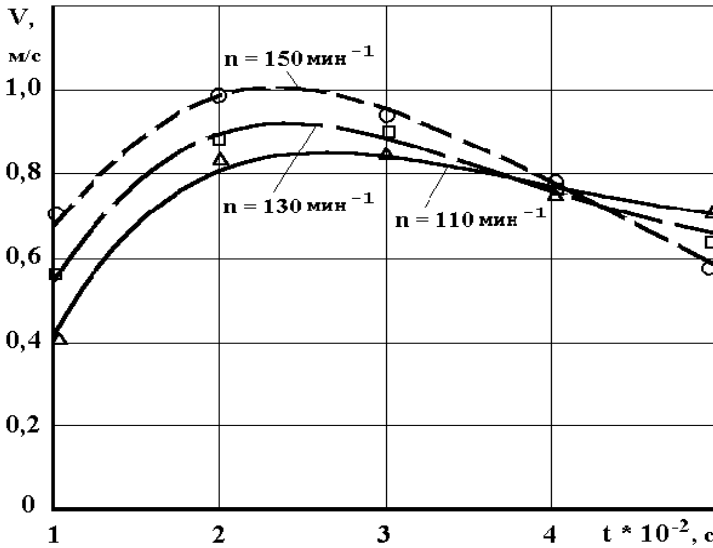


Рис.3. Швидкості руху мастила на виході до циліндру.

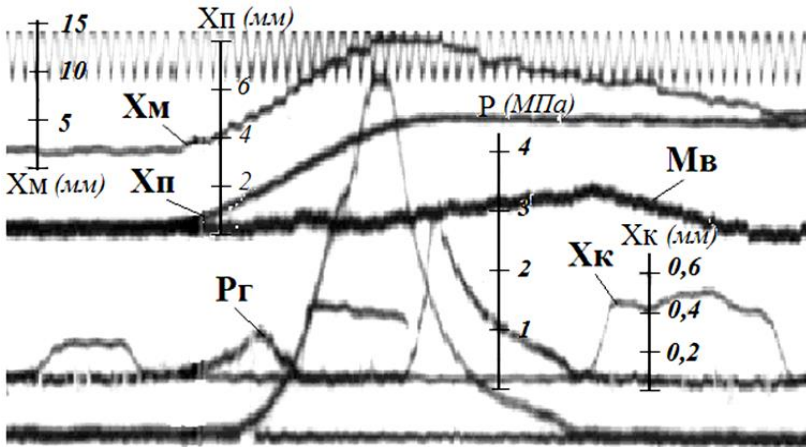


Рис.4. Осцилограма маслоподачі лубрикатором.

На другому обороті циклу початок надходження мастила з каналів припадає на  $345^\circ$  п.к.в., при цьому тривалість першої фази маслоподачі становить  $45^\circ$  п.к.в., а друга фаза починається з позначки  $75^\circ$  п.к.в. і закінчується на  $130^\circ$  п.к.в. після ВМТ.



Отже, загальна тривалість маслоподачі на другому обороті циклу менше, ніж на першому і становить 100°п.к.в. на другому (останньому) обороті циклу маслоподачі.

Привід синхронізованої системи забезпечує робочий хід плунжера лубрикатора через один оборот двигуна, надходження ж мастила в циліндр відбувається на кожному ході поршня. Регулярне витікання масла обумовлено приготуванням в каналі газомасильної суміші, яка в проміжках між імпульсами тиску газів розширюється і, тим самим забезпечує надходження масла на дзеркало невеликими порціями.

Обробка осцилограм дозволила встановити, що в усьому діапазоні зміни основних показників роботи системи в робочих умовах існує наступне кількісне співвідношення витрати масла по оборотах циклу маслоподачі: на першому обороті витрачається 55-65% масла від циклової подачі, а на другому – відповідно 45-35%.

Таким чином, встановлено, що у досліджуваних двигунів існує нерівномірність надходження масла за оборотами, яка в основному експлуатаційному режимі досягає 30%.

Суміщення осцилограми з рухом поршня, дозволяє визначити на які поверхні, і в які періоди відбувається дійсне витікання масла. Встановлено, що початок витікання масла в циліндр відбувається, коли 4-е поршневе кільце перетинає пояс розташування масляних отворів при русі поршня до ВМТ. Починаючи з цього моменту і протягом наступних 40°п.к.в., поки поршень продовжує рух вгору, масло, що надходить в циліндр, стікає вниз під отвір, не зустрічаючись з поршневими кільцями.

Подальший рух поршня у зворотному напрямку до НМТ призведе до зустрічі кілець з маслом, що стікає вниз, і переміщення його в нижню частину втулки. На другому обороті циклу маслоподачі, кількість масла, поданого у верхню частину втулки, зменшиться в порівнянні з першим оборотом через скорочення періоду маслоподачі, а також падіння тиску в нагнітальному трубопроводі, обумовленого частковим його розвантаженням від масла, що надходить у циліндр на 1-му обороті. Тривалість подачі мастила в нижню частину втулки залишається такою самою, як на 1-му обороті циклу.

На основному експлуатаційному режимі у верхню частину втулки поступає 40% мастила, а в нижню - 50%. При цьому нижня частина втулки становить 70% всієї робочої поверхні дзеркала циліндра, а верхня відповідно - 30%. Виходячи з умови рівномірного розподілу

масла по всій робочій поверхні циліндра, нижня частина втулки недоотримує 20% масла, а верхня - має надлишок його, в кількості 10%, що визначає винесення його з продувним повітрям.

Таким чином, досліджувана система має нерівномірність розподілу масла між верхньою і нижньою частинами циліндрової втулки.

Виконані дослідження системи змащування зі штатним лубрикаторм дозволили виявити основні недоліки системи, які полягають:

- у русі мастила по дзеркалі циліндра минаючи канавки;
- нерівномірному надходженні його за оборотами циклу маслоподачі;
- невідповідність між кількістю масла розподіленим по дзеркалу і площею робочої поверхні втулки, розташованої вище і нижче отворів.

Дослідження процесу маслоподачі системою "Альфа" через зміщені вгору канали здійснювалися в експлуатаційних умовах на довгоходових двигунах фірми MAN – B&W на різних режимах їх роботи. Експерименти супроводжувалися реєстрацією всіх необхідних параметрів роботи системи.

На рис.5 наведено приклад осцилограми із записом дійсних моментів витікання масла. Аналіз показує, що в експлуатаційних умовах струйний вихід масла (лінія Мв) може відбуватися в 1,2 і більше прийомів як після першого імпульсу, тобто на висхідному ході поршня, так і після другого, тобто на ході, що відповідає розширенню газів у циліндрі.

Однак, струйний вихід масла відбувається тільки при падінні тиску імпульсів, а отже, після першого - малого імпульсу масло частково подається в район останніх кілець і на тронк, а після другого - вище кілець, переважно на бічну поверхню і днище головки поршня, що і підтверджено експлуатаційними спостереженнями.

Важливо відзначити, що струйний вихід масла відбувається і при нерухомому плунжері лубрикатора (лінія Хп), а це означає, що витікання масла в циліндр не є результатом його ходу.

З осцилограми випливає, що у досліджуваної системи момент витоку масла з мастильного отвору визначається не ходом плунжера, а рівнем протитиску газу з боку циліндра [3,4].

Отже, при існуючих конструкціях нагнітального тракту систем змащування, витікання масла в циліндр відбувається тільки при

падінні імпульсів протитиску газів, що діють в область мастильних отворів.

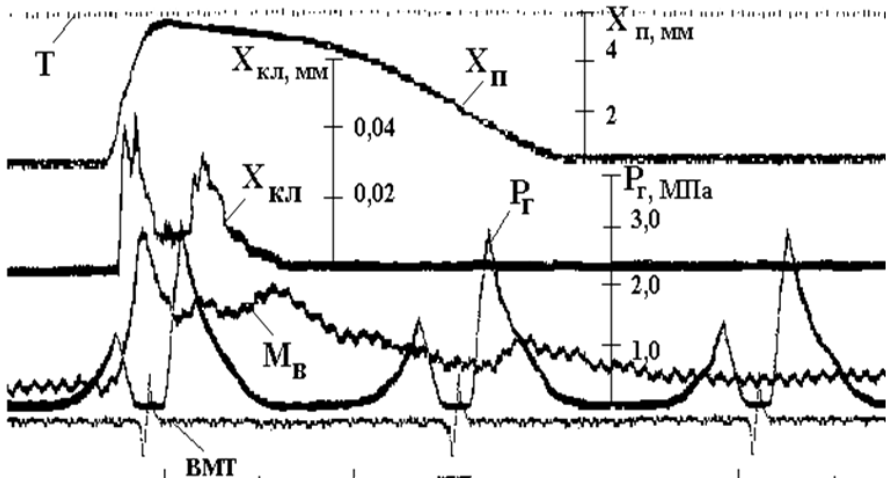


Рис.5 Осцилограма маслоподачі системою "Альфа".

Зіставляючи осцилограми процесів подачі масла, отримані на стенді, з осцилограмами дії газів отриманими безпосередньо на двигунах, з достатнім ступенем точності можна оцінити справжній момент виходу мастила в циліндр. В результаті такого зіставлення встановлено, що у дизелів з верхнім розташуванням мастильних отворів витікання на висхідному ході поршня (перша фаза) починається в діапазоні  $330...350^{\circ}$  п.к.в., а на низхідному (друга фаза) - в діапазоні  $50...70^{\circ}$  п.к.в.

У першій фазі частина мастила надходить у район кілець і на тронк, тому є підстави стверджувати, що подача в цій фазі в основному забезпечує змащування циліндра.

У другій фазі витікання відбувається, коли поршень починає йти під отвори або виявляється значно нижчим за них. У цьому та частина масла, що у аналізованій період надходить з відривом від дзеркала, попадає на головку поршня та її днище, і становить прямі втрати.

Слід зазначити, що у досліджуваних дизелів друга фаза подачі супроводжується більш енергійним струйним виходом масла, який відбувається при нерухомому плунжері лубрикатора і закритому клапані штуцера. Причому швидкість витікання масла в циліндр може досягати декількох метрів за секунду, рис.6. Це є доказом відсутності прямого зв'язку і безпосередньої участі конструкції лубрика-

торної системи, розташованої до штуцера у формуванні процесу витікання масла в циліндр, тобто цей процес не визначається параметрами в маслопроводі перед клапаном.

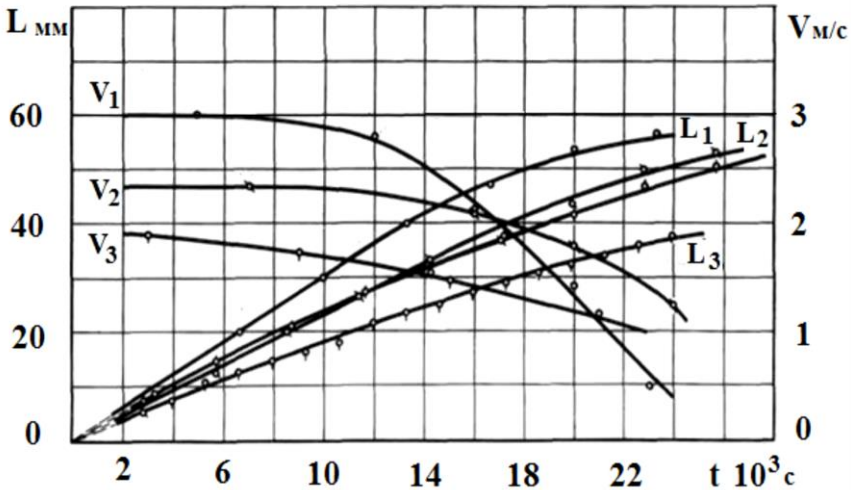


Рис.6. Характеристики руху мастила на виході в циліндр при подачі системою "Альфа"

Експериментально встановлено, що ні довжина маслопроводу, ні тиск перед безповоротним клапаном, не змінюють кількість масла, що надходить у циліндр з відривом від зрізу вихідного отвору.

Візуальні спостереження і кінокадри (рис.7), отримані безпосередньо на двигуні, підтверджують дані лабораторних досліджень і наочно показують, що під дією імпульсу тиску газів, що діє з робочого циліндра на вільній поверхні масла, що знаходиться у каналі, виникає хвильовий рух мастила.

При різкому падінні тиску у зрізу масляного каналу під дією енергії розширення замкнених обсягів газу рух формується з каналу до циліндра і супроводжується струйним виходом частини масла зі значною швидкістю за межі зрізу каналу. Частина, що залишилася, стікає по стінці втулки. Аналіз результатів кінозйомки показує, що момент початку струйного виходу припадає на період руху першого кільця під пояс отворів під час руху його на розширенні в циліндрі.

Перерахунок часу фіксованого процесу по відношенню до положення поршня в циліндрі показує, що період зміни початку струйного виходу на розширенні коливається в межах від 90 до 1000 поворото-

ту колінчастого валу двигуна. Головка поршня в цей період знаходиться на 400-800 мм нижче мастильних отворів.

Зіставлення цих результатів з отриманими різними методами, показує, що діапазон струйного виходу укладається в одні і ті ж градуси кута повороту колінчастого валу. Звідси випливає, що порція масла, що надійшла з відривом від дзеркала втулки в період, що розглядається, попадає в об'єм робочого циліндра з високою температурою газу (400-500°C) і використовується непродуктивно, збільшуючи нагароутворення на деталях ЦПГ і в випускному тракті. Кількісно ця порція становить 30-40% від усієї циклової подачі.

При русі поршня на стиск у період руху компресійних кілець вгору щодо маслоподводящих отворів тиск газу, що діє в область каналу, також падає і формується друга подача масла в циліндр, яка припадає частково в район нижніх поршневих кілець і в основному на трон поршня. На цю подачу припадає не більше 15-20% циклової порції.

Таким чином, подача масла на лінії розширення з відривом його від зрізу каналу при знаходженні поршня значно нижче пояса маслоподаючих отворів вказує на недосконалість конструкції нагнітального тракту системи і самого процесу подачі масла в циліндр, що містить в собі основний резерв підвищення економічності двигуна за витратою циліндрового мастила. Накладання кривої руху поршня на осцилограму процесу маслоподачі показує, що початок витікання масла (близько 10% від циклової подачі) на дзеркало (лінія Мв) відбувається в діапазоні 230-260о п.к.в., що обумовлений низьким тиском газів протидіючих руху масла.

В подальшому, з 335 по 355о п.к.в., протягом яких кільця знаходяться вище масляних отворів, в циліндр надходить близько 35% масла від усієї подачі. У проміжках між 355 і 15о п.к.в., подача масла в циліндр переривається великим імпульсом протитиску газів, який досягає 3 МПа. Частина масла, що залишилося, надходить на другому обороті, в ті ж проміжки, що і на першому, з кількісним співвідношенням 15 і 25%.

Це визначає скидання великої кількості мастила у продувні вікна, підпоршневі простір, а також винесення його з продувним повітрям. Надалі настають перерви (на 2-4 оборотах) у надходженні мастила на дзеркало, через спустошення каналу в результаті викиду. Слід зазначити, що рух плунжера і відкриття клапана забезпечують лише початок витікання масла в циліндр, проте основна його кіль-

кість надходить на дзеркало і при нерухомому плунжері, а також закритому клапані.

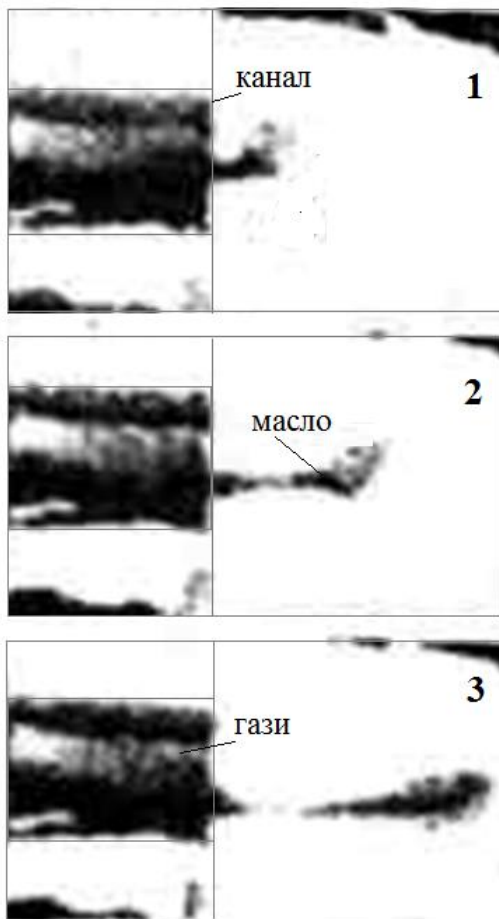


Рис.7. Кінокадри процесу маслоподачі системою "Альфа"

В результаті експериментальних досліджень встановлено:

1. Надходження масла в циліндр з каналу за клапаном штуцера здійснюється в результаті взаємодії газів з маслом в цьому каналі і супроводжується струйним виходом частини масла на неробочі поверхні деталей ЦПГ, що призводить до прямих його втрат;

2. Витікання масла з каналу на дзеркало відбувається в основному повз канавок, що не сприяє рівномірному його розподілу по циліндру і зумовлює скидання масла у вікна, підпоршневий простір і винесення з продувним повітрям;

3. Струйний вихід масла, що відбувається на лінії розширення, здійснюється в обсязі робочого циліндра при положенні поршня нижче каналів і становить основну частину масла, яке нераціонально використовується в циліндрі, збільшує відкладення нагару, погіршує стан циліндра і знижує техніко-економічні показники роботи двигуна;

4. Подача мастила при стисканні в циліндрі припадає частково на нижні кільця і в основному - на тронк поршня. При цьому має місце нерівномірна подача мастила по оборотах та непропорційний розподіл його між верхньою та нижньою частинами дзеркала.

### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Богач В.М. Характеристики процесу мащення циліндро-поршневої групи двигунів РТА / В.М. Богач, Ю.М. Довиденко // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вып. 38. - Одеса: НУ «ОМА», 2018. – С 26-39.
2. Богач В.М. Недоліки лубрикаторних систем судових двигунів MAN-B&W / В.М. Богач, Ю.М. Довиденко, І.М. Слободянюк // Суднові енергетичні установки: наук-техн. зб. Вып. 41. - Одеса: НУ «ОМА», 2020. – С. 149-156.
3. Бузовський В.А. Тенденції розвитку лубрикаторних систем судових дизелів / В.А. Бузовський, В.М. Богач, М.В. Драгомир // Суднові енергетичні установки: наук-техн. зб. Вып. 42. - Одеса: НУ «ОМА», 2021. – С. 25-34.
4. Шебанов А.Н. Исследование процесса мащення двухрядной лубрикаторной системой с аккумулярованием давления масла / А.Н. Шебанов, В.М. Богач // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2013.- Вып. 31 - Одесса: ОНМА. - С.122-132.
5. Bogach V. Performance efficiency lubricator systems of marine diesel engines / V. Bogach, A. Shebanov // European Applied Sciences, November, №11, 2016 - pp. 24-29.

10.31653/smf44.2022. 64-70

Голіков В.А., Нікольський В.В., Левінський М.В., Нікольський М.В.,  
Слободянюк М.В.

Національний Університет «Одеська морська академія»

## МОДЕРНІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ВІДДАЛЕНОГО УПРАВЛІННЯ ТА КОНТРОЛЮ АВАРІЙНОГО ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА НАВЧАЛЬНОГО МАШИНО-КОТЕЛЬНОГО ВІДДІЛЕННЯ

В навчальному машино-котельному відділенні (НМКВ) національного університету «Одеська морська академія» використовується аварійний дизель-генератор (АДГ) від компанії Kohler модель 50EOZD потужністю 50 кВт, до складу якого входить дизель John Deere 4045TFM75 з частотою обертання 1500 об/хв (рис. 1) у морському виконанні. Однак для використання в ряді дисциплін кафедри технічної експлуатації флоту, зокрема «Технічне обслуговування, діагностика та ремонт суднових технічних засобів» він не придатний, оскільки не має можливості виводу як основних параметрів, так і для віддаленого управління, що дає змогу оперативному персоналу (машинній команді) прискореного оперування параметрами роботи. Слід зазначити, що в деяких випадках на судах не має можливості інтеграції АДГ в судову SCADA – систему, оскільки вони є автономними пристроями. Все це не знімає вимоги можливості віддаленого управління ними.

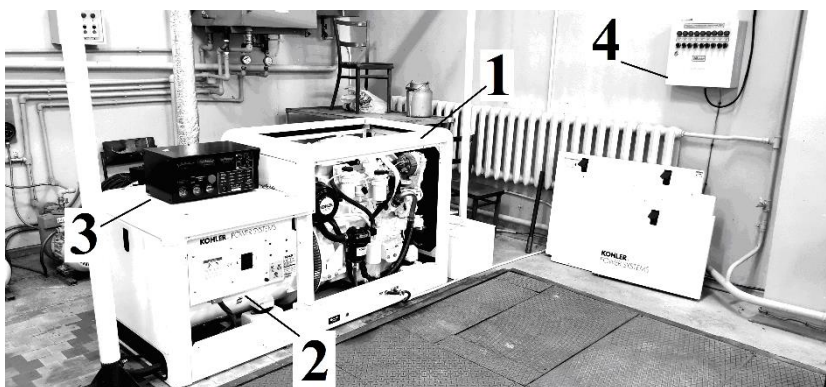


Рисунок 1 – АДГ: 1 – дизель; 2 – генератор; 3 – пульт управління; 4 – пульт управління навантаженням генератора

До складу теперішньої системи управління АДГ +входять пульт управління (рис. 2, а), та пульт дистанційного управління (рис. 2, б), який під'єднується за допомогою дротів.





а)



б)

Рисунок 2 – АДГ: а – блок управління; б – пульт дистанційного управління

При виконанні кафедральної науково-дослідної теми з метою забезпечення віддаленого управління АДГ та контролю його параметрів на сучасному технологічному рівні було поставлено завдання – забезпечити передачу інформації про стан АДГ з НМКВ до учбового класу, який знаходиться на іншому поверсі. Слід зазначити, що під'єднання до системи управління як дизелем, так і генератором не можливе, що привело до ускладнення завдання.

Нами розроблена структурна схема системи віддаленого управління та контролю параметрів АДГ НМКВ (рис. 3), до складу якої входить АДГ, розташований на першому поверсі будівлі навчального корпусу в приміщенні НМКВ, та комп'ютерний клас, який розташований на другому поверсі. При розробці схеми господарськими відділами університету були висунуті вимоги: не здійснювати свердлильних робіт в конструкції учбового корпусу. Тому для здійснення зв'язку між приміщеннями був обраний зв'язок за допомогою WiFi. Для контролю частоти обертів дизеля додатково на шків колінчастого валу був встановлений датчик обертів. Під'єднання програмно-логічного контролера до системи управління АДГ було виконано дротами через пульт дистанційного управління з дотриманням вимог електромагнітної сумісності.

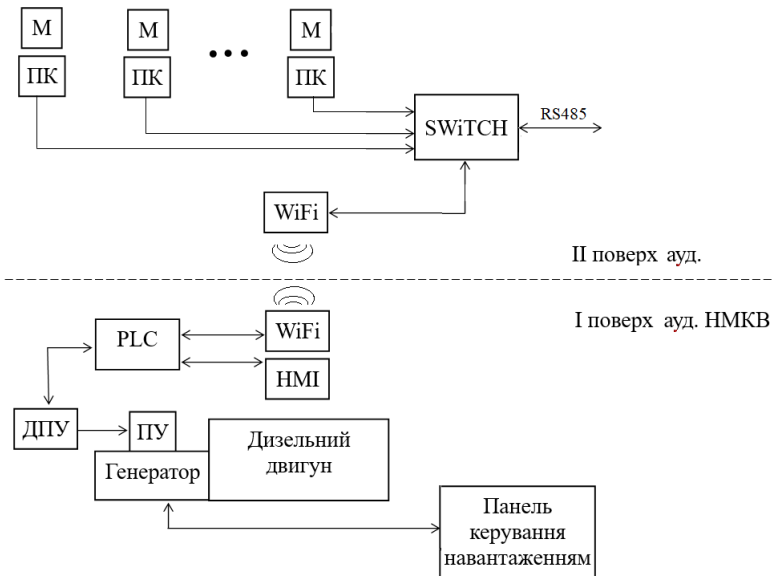


Рисунок 3 – Структурна схема системи віддаленого управління та контролю параметрів АДГ НМКВ: М – монітор; ПК – персональний комп'ютер; PLC – програмно-логічний контролер; ДПУ – дистанційний пульт управління; ПУ – пульт управління; НМІ – людино-машинний інтерфейс

При виборі обладнання для модернізації системи віддаленого управління та контролю параметрів АДГ перевага була надана обладнанню компанії Phoenix\_Contact (Німеччина), з якою університет

співпрацює шляхом участі в програмі EduNet з 2010 року. В рамках цієї програми були обладнені два навчальних класи, а більшість викладачів спеціалізованої кафедри пройшла стажування в вище названій компанії.

На першому етапі останньої доробки для обробки інформації з датчика частоти обертів було задіяно обладнання випуску 201х років, а саме блок Frequency transducer – MCR-F-UI-DC, за допомогою якого відбувалося вимірювання частоти обертів дизеля, та програмований логічний контролер ILC 150 серії з вбудованим Web-сервером для відображення стану технологічного процесу та GSM каналом зв'язку. Однак, при спробі під'єднатися до контролера за допомогою смартфона або айфону на відмінну від персональних комп'ютерів відображення інформації не відбулося. Тому було придбане обладнання наступного покоління з контролером PLCnext Control AXC F 2152 (рис. 4), Web-сервер якого працює під управлінням мови HTML 5, що дало змогу відтворення показників на мобільних пристроях від різних виробників.

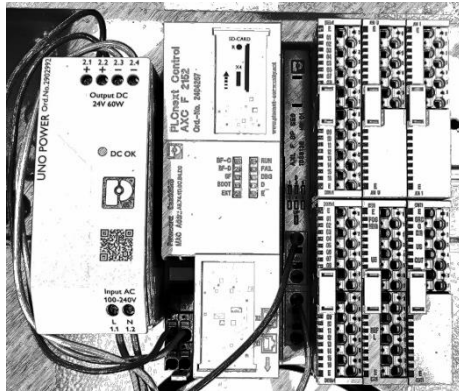


Рисунок 4 – Обладнання від Phoenix\_Contact на базі PLCnext Control AXC F 2152

На рис. 5 наведено доробок модернізованої системи управління та контролю параметрів на базі програмованого контролеру ILC 150 GSM/GPRS та сенсорною панеллю відображення з вбудованою операційною системою Windows CE.

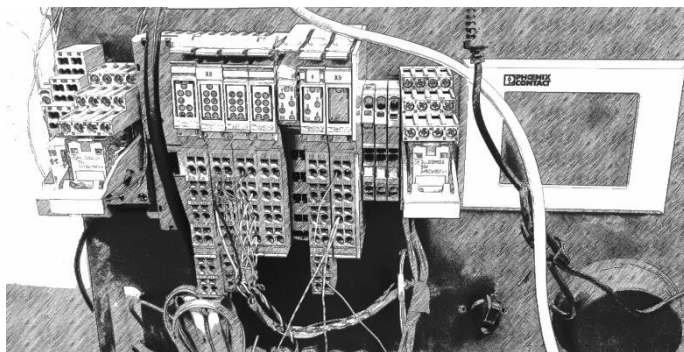


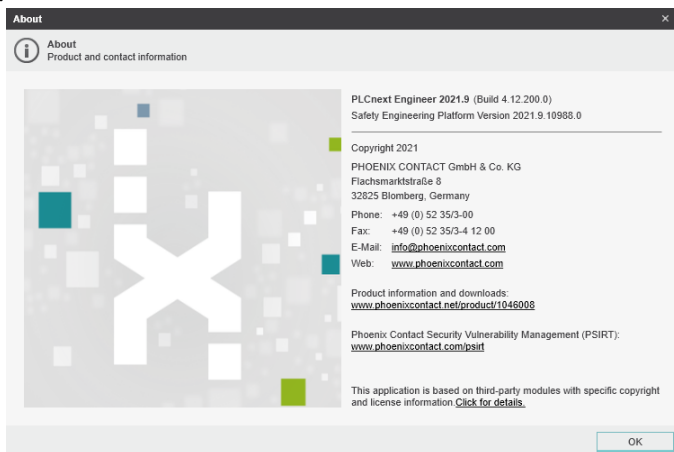
Рисунок 5 – Доробок системи управління

В таблиці 1 наведено номенклатуру обладнання у складі контролеру PLCnext Control AXC F 2152.

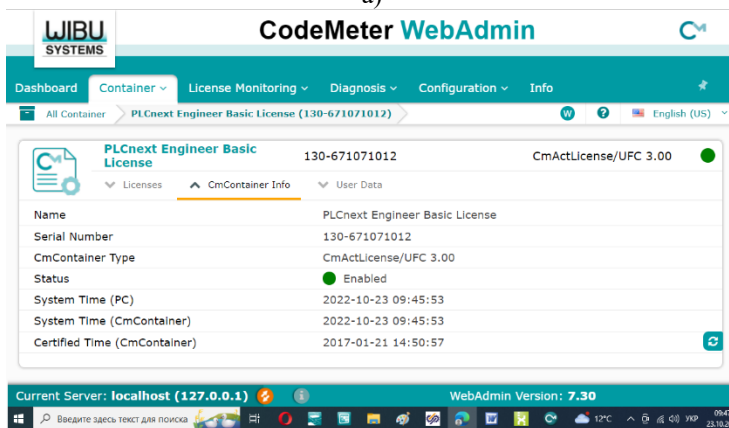
Таблиця 1 – Номенклатура обладнання, яке увійшло до складу модернізованої системи управління та контролю параметрів

№ п/п	Артикул	Найменування
1	2404267	AXC F 2152: Контролер PLC Next
2	1088136	AXL F BP SE6 Базовий модуль Axioline Smart Elements
3	1088062	AXL SE AI4 I 4-20 Модуль аналогового входу Axioline Smart Elements
4	1088104	AXL SE AI4U0-10 Модуль аналогового входу Axioline Smart Elements
5	1088126	AXL SE A04 U 0-10 Модуль аналогового виходу Axioline Smart Elements
6	1088131	AXL SE CNT1 Функціональний Модуль Axioline Smart Elements
7	1088127	AXL SE DI6/1 Модуль дискретного вводу Axioline Smart Elements
8	1088129	AXL SE DO 16/1 Модуль дискретного виводу Axioline Smart Elements
9	2902992	UNO-PS/1AC/24DC/60W: Джерело живлення UNO

Для програмування було використане програмне забезпечення Programming software - PLCNEXT ENGINEER [1] артикул №1046008 (рис. 6).



a)



б)

Рисунок 6 – PLCNEXT ENGINEER: а – контрольна інформація стосовно програмного забезпечення; б – інформація про ліцензію

На рис. 7 приведено фрагмент віконної форми інтерфейсу каналу управління з реалізацією режиму Start-Stop та відображення обертів колінчастого валу АДГ.

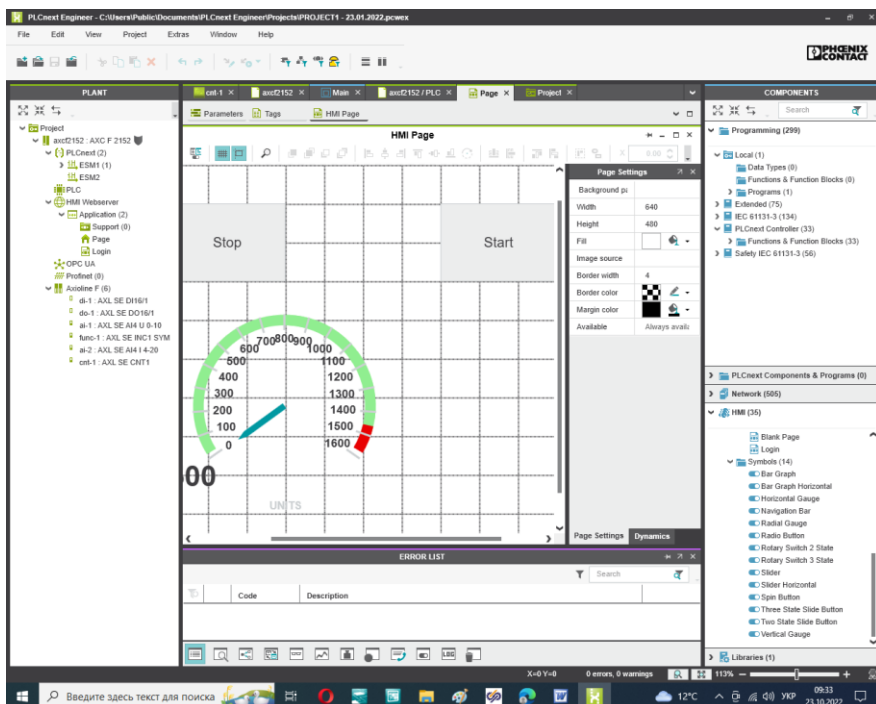


Рисунок 7 – Інтерфейс проекту в програмному середовищі PLCNEXT ENGINEER

Таким чином, поставлене завдання по модернізації системи управління та контролю параметрів на першому етапі виконана. Команди Пуск / Стоп двигуна та відображення частоти обертання відтворюються на мобільних пристроях та персональних комп'ютерах.

Другий етап модернізації буде спрямований на модернізацію системи охолодження дизеля, оскільки зараз охолодження здійснюється водою з міського водопровіду (розхід становить 70 літрів за хвилину).

#### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Programming software – PLCNEXT ENGINEER [Internet]. Available from: <https://www.phoenixcontact.com/uk-ua/produkcija/programming-software-plcnnext-engineer-1046008>.

#### REFERENCES

1. Programming software – PLCNEXT ENGINEER [Internet]. Available from: <https://www.phoenixcontact.com/uk-ua/produkcija/programming-software-plcnnext-engineer-1046008>

10.31653/smf44.2022. 71-78

Коваленко І.В., Тютюнник С.В., Єлинський І.Е.

Національний університет «Одеська морська академія»

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЦИКЛІЧНОГО РУЙНУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ КРІПЛЕННЯ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ТА ДОПОМІЖНИХ УСТАНОВОК**

**Постановка задачі.** У процесі досліджень які ґрунтуються на матеріалі наведеному у даній статті необхідно представити структуру моделі втомного руйнування спостережуваного об'єкта. Необхідно відстежити та обґрунтувати стадії зародження, утворення, та зростання тріщин в елементах суднових енергетичних та допоміжних конструкцій, які мають концентратори напруг.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Постійне підвищення вимог щодо якості виготовлення суднових конструкцій, виконання їх ремонтів, із застосуванням різних методів зварювання, зумовлюють необхідність урахування специфіки утворення дефектів та розробки методів виявлення закономірностей їх розвитку. Особливу роль тут грають методики прогнозу стану металоконструкцій за її експлуатації [1]. Особливо це питання виявляється актуальним для практики експлуатації суден та їх енергетичних установок характерних контрастною динамікою різноспрямованих навантажень, що випробовуються, діють у локальному обсязі металу, з утворенням макронесплошності на відстані від вершини концентратора після циклів навантаження [2].

Незважаючи на те, що в теорії та на практиці відомі різні результати досліджень відображуваних експлуатаційних навантажень на зварні з'єднання, і питання опису кінетики утворення тріщин стосовно конструкцій транспортних машин і механізмів, розкрито недостатньо [3]. Тому в цій статті розглядаються особливості втомного руйнування зварних з'єднань, що використовуються в конструкціях суднових допоміжних механізмів.

Не повністю розкрито питання підготовки зразків та їх експериментальні випробування які проводились відповідно до методики, наведеної в роботі [4].

Потребує обґрунтування окремих моментів об'єднана модель втомного руйнування включаючи моделі багато і малоциклової втоми пошкодженого матеріалу, а також умова, що визначає початковий розмір макротріщини і характеризує перехід від першої стадії втомного руйнування до другої [5].

Аналіз показав неповне узгодження складових об'єднаної моделі досягається на основі використання єдиного підходу до опису процесу накопичення пошкоджень на різних стадіях втомного руйнування, в основу якого покладено уявлення про деформаційне розпушення, зумовлене макро та мікропластичною деформацією [6].

Для вирішення питання узгодження складових об'єднаної моделі представленого вище, наведен аналіз опису впливу неоднорідності напружено-деформованого стану (НДС) на втому в концентраторах з малим радіусом кривизни у вершині, до яких відносяться дефекти зварних швів, використовується інтегральне формулювання критерію руйнування:

$$\int_{V_0} \theta(x, N) dV = \theta_*$$

де -  $V_0$  мінімальний обсяг матеріалу, в якому можливий розвиток процесу накопичення втомних ушкоджень,  $N$  - число циклів навантаження.

Протяжність уздовж осі концентратора характеризується структурно залежним параметром матеріалу значення якого надходить з випробувань на циклічну тріщиностійкість [7]. Значення параметра визначається як відстань, на якій амплітуда напруги досягає значення межі втоми при розмаху коефіцієнта інтенсивності напруг (КІН), що дорівнює пороговому значенню.

**Мета дослідження.** Основною метою дослідження є аналіз вже існуючих методик та досліджень у галузі втомного руйнування зразків та елементів обладнання.

Особливо необхідно приділити увагу втомному руйнуванню в обсягах, що перевищують після утворення макронесплошності та супроводжується одночасно розвитком двох процесів - втомаю поза зоною руйнування та зростанням тріщини в пошкодженому матеріалі.

Також необхідно дослідити критерій руйнування локального обсягу металу з утворенням макронесплошності на відстані від вершини концентратора після циклів навантаження. При виконанні досліджень необхідно визначити залежність між величиною деформаційного розпушення та роботою мікронапруг на шляху мікро- та макропластичного деформування та визначити кінетичні співвідношення.



**Викладення матеріалу дослідження.** Досліджування виконувались з урахуванням поправки Дж. Р. Ірвіна [12] на перерозподіл напруг у вершині тріщини в результаті пластичного деформування вираз для параметра набуває вигляду:

$$d = \left[ \left( \Delta K_{th} / (1-r) \sigma_{0,2} \right)^2 + \left( \Delta K_{th} / 2\sigma_r \right)^2 \right] / 2\pi$$

У даній формулі  $\Delta K_{th}$  - це порогове значення зародження та виникнення тріщини.

Результати досліджень розвитку втомного пошкодження та утворення макротріщини в концентраторі, показують, що початковий розмір макротріщини, що утворюється, узгоджується зі значенням параметрів.

Таблиця 1. Порівняння експериментальних та розрахункових значень параметрів

Матеріал	s (мм)	$\sigma_{02}$ (МПа)	d експеримент (мм)		$\sigma_r$ (МПа)		$\Delta K_{th}$ (МПа·м <sup>1/2</sup> )	d расчет (мм)
			$N_f < 10^5$	$N_f > 10^5$	r=-1	r=0		
Д16Т	6	340	0,13	0,22	126	110	5	0,12
	12		0,13	0,3				
	24		0,13	0,4				
Д16чТ1	1,85	400	0,18	0,18	120	105	6	0,17
08кп	3	280	0,25	0,25	147	134	7,8	0,26

Розвиток процесу накопичення втомних ушкоджень залежить від граничних умов для локального об'єму і, отже, контролюватиметься напругами та деформаціями на відстані від вершини концентратора. Це дозволяє записати вираз для ефективного коефіцієнта концентрації напруги у вигляді:  $k_\sigma = \Delta\sigma_d / \Delta\sigma_n$ , где  $\Delta\sigma_n$  - розмах номінальних напруг. У таблиці 1 наведено порівняння розрахункових значень параметра з даними експериментів, наведених у різних технічних літературних джерелах.

Підвищення значення параметра зі збільшенням товщини зразка та зростанням числа циклів до руйнування пояснюється переходом виду напружено-деформованого стану в підповерхневих шарах у вершині концентратора від плоского напруженого стану до плоскої деформації [9].

Порівняння розрахункових значень ефективного коефіцієнта концентрації напруги з експериментальними даними, наведеними в літературі, показує їх досить гарну згоду для сталей різних класів. Як приклад на малюнку 1 представлено порівняння експериментальних даних з розрахунковою кривою на межі втоми залежно від радіуса кругового отвору в плоских зразках із сталі 10X13.

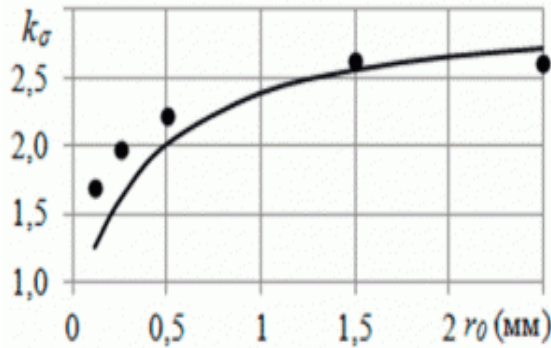


Рис. 1. - Залежність коефіцієнта концентрації напруги від радіуса отвору.

Втомне руйнування в обсягах, що перевищують, після утворення макронесплошності супроводжується одночасно розвитком двох процесів - втома поза зоною руйнування та зростання тріщини в пошкодженому матеріалі [10].

Критерій руйнування локального обсягу металу з утворенням макронесплошності на відстані від вершини концентратора після циклів навантаження записується як:  $\theta(x, N_*) = \theta_*$ . Величина деформаційного розпушення пов'язана з роботою мікронапруг на шляху мікро- та макропластичного деформування та визначається кінетичними співвідношеннями, розвиненими в працях [11].

Дискретне збільшення довжини тріщини на величину після циклів навантаження відбувається при виконанні в області вершини тріщини критерію локального руйнування, що приймає вигляд:  $\theta(\zeta_*, N_*) = \theta_*$ , где  $\theta(\zeta_*, N_*) = \theta_Y + \theta_0^P(\zeta_*) + \theta^P(\zeta_*, N_*)$ ;  $\theta_Y$  - розпушення, накопичене в результаті циклічного деформування в концентраторі напруг на першій стадії втомного руйнування, що визначається для точки з координатою  $x = l + \zeta_*$ ,  $\theta_0^P(\zeta_*)$  - розпушення у навантаженні.

На першій стадії втомного руйнування збільшення розмірів макронесплошності у вершині концентратора зі збільшенням числа циклів навантаження буде визначатися координатами точок, в яких послідовно виконується критерій втомного руйнування і характеризуватись швидкістю. Зі зростанням макронесплошності в її вершині формуватиметься НДС, характерний для макротріщини та визначаючий її швидкість зростання. Критерієм переходу від першої стадії втомного руйнування до другої, що визначає з розрахункової точки зору момент утворення макротріщини, є рівність  $\sigma_{\text{max}} = \sigma_{\text{lim}}$ . Розв'язання даного рівняння щодо відстані дає початковий розмір тріщини.

Експериментальне дослідження зародження тріщини в концентраторі напруги в умовах малоциклової втоми виконано на прямокутних зразках зі сталі Ст3, що мають у вершині крайового надрізу кругове отвори з проточкою (див. малюнок 2). Прийнята форма зразка дозволяє отримати протяжну зону циклічних пластичних деформацій, що полегшує спостереження за процесом руйнування втоми [14]. Параметри НДС у вершині концентратора розраховувалися з допомогою чисельної процедури дослідження.

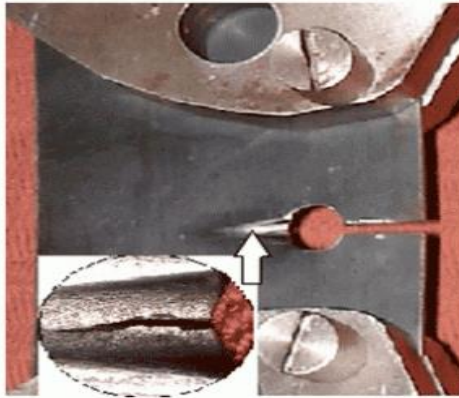


Рис. 2. – Експериментальний зразок проведення досліджень.

**Результати дослідження.** На малюнку 3 представлений характер зміни довжини тріщини, що розвивається від краю отвору, залежно від числа циклів навантаження. З отриманих даних випливає, що після уповільненого поширення руйнування втоми на відстань від вершини концентратора 1,1 мм відбувається стрибкоподібне підростання тріщини і подальше її прискорений розвиток.

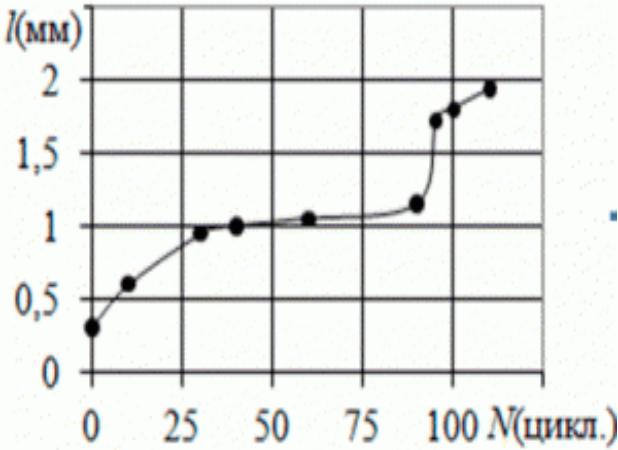


Рис.3. Графік процесу руйнування зразка.

Також за підсумками випробувань отримані дані що до збереження постійної величини розмаху деформацій. Кінематичну залежність та меншу довговічність мають зразки, випробувані з характерною асиметрією  $R=0$  (від нульового пульсуючого навантаження). Їх довговічність виявилася вдвічі нижчою порівняно з довговічністю зразків при випробуванні з  $R=-1$ , що вказує на перспективність такого підбору матеріалів використовуваних для виготовлення корпусів та елементів кріплення суднових енергетичних та допоміжних установок.

#### Висновки.

1. Отримані в результаті випробувань дані, наведені в статті, підтверджують позитивний досвід застосування сталей марок 10X13 і 09Г2С при виготовленні суднових конструкцій схильних до малоциклових навантажень.

2. Представлена і описана в цій статті підходи до визначення руйнування в концентраторах напруг описує експериментальні спостереження та закономірності, які дозволяють визначити початковий розмір втомної макротріщини, враховуючи вплив на зростання тріщини накопичених втомних ушкоджень і дають можливість виконати розрахунок ресурсу конструкції, що включають стадії утворення та зростання.

3. Застосування в якості основного матеріалу маючого структуру аустенітного, та аустенітно – феритного класу дозволить досягти максимальних значень експлуатаційної стійкості деталей працюючих

в умовах циклічних та вібраційних навантажень, а також підвищених температур.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Фока А.А. Судовой механик. Т. 1. / А.А. Фока – Одесса: Феникс, 2010. –1030 с.
2. Панасюк В.В. Застосування методів механіки руйнування матеріалів для поцінування міцності зварних з'єднань / В.В. Панасюк // Автоматическая сварка. – 2008. - №11. – С.151-156 с.
3. Махненко В.И. Ресурс безопасной эксплуатации сварных соединений и узлов современных конструкций / В.И. Махненко. – Киев: Наукова думка, 2006. – 618с.
4. Патон Б.Е. Новые возможности автоматической сварки в машиностроении / Б.Е.Патон, Л.Б.Медовар, В.Е.Саенко // Металлургия машиностроения. – 2003. – № 1. – С. 2-5.
5. Медовар Б.И. Сварка хромоникелевых аустенитных сталей / Б.И. Медовар – М.: Машгиз, 1958. – 258с.
6. Chigarev V.V. Optimization of the fractional composition and performance melting powder tapes with exothermic mixture in the filler / V.V.Chigarev, A.G. Belik, D.A. Zarechenskii// Welding International. -2016. - Vol.30, No.7. – P. 557-559.
7. Белик А.Г. Регулирование массопереноса электродного металла при наплавке порошковыми лентами / А.Г.Белик // Вестник Донбасской государственной машиностроительной академии: Сборник научных трудов. - Краматорск, 2016. - №2(38). – С. 22-25.
8. Белик А.Г. Способы широкослойной наплавки износостойких сплавов / А.Г.Белик, Б.В. Ефременко, Я.А.Чейлях // Вісник Приазовського державного технічного університету: зб. наукових праць. - 2016. - Вип. 33. - С. 63-68.
9. Белик А.Г. Совершенствование оборудования по производству порошковой ленты / А.Г.Белик // Захист металургійних машин від поломок: Збірник наукових праць. – Маріуполь, 2014. – с. 99-103.
10. Chigarev V.V. A mathematical model of the process of rolling flux-cored tapes/ V.V. Chigarev, A.G. Belik, E.P. Gribkov, P.A.Gavrish // Welding International. – Jun 2014. – vol.67, No.1. – P. 70-74.
11. Белик А.Г. Применение сплава сормайт для износостойкой наплавки. /А.Г.Белик // Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова. – Миколаїв: НУК, 2014. - №4. – С. 89-94.

12. Firas M.F. Influence of main characteristic features of spot welding on welded connection/joint strength / Firas Al Quran, M.I. Matarneh, A.G. Belik // Journal of engineering physics and thermophysics. – 2014. – Vol.87, No.2. – P. 384-387.
13. Chigarev V.V. Flux-cored strips for surfacing / V.V. Chigarev, A.G. Belik // Welding International . - Volume 26, 2012 . – P. 975-979.
14. Касаткин Б.И. / Б.И. Касаткин В.Я. Бреднев, В.М. Волков. Методика исследования кинетики деформаций при замедленном разрушении // Автомат сварка. – 1981. - № 11. – С. 1 – 11.
15. Kovalenko I. Operation reliability evolution of the ship power pipelines with application of mathematical modeling and ultrasonic testing methods / I. Kovalenko, V. Spiridonov // The scientific heritage. - 2016. - №6 – С. 88-91.
16. Чигарев В.В. Исследование эксплуатационных свойств биметаллических сварных соединений / В. В. Чигарев, И. В. Коваленко И.В // Вестник ПГТУ. – 2011. - № 22. – С. 161-165
17. Чигарев В.В. Усовершенствование методики испытания сварных соединений из биметалла при одностороннем изгибе / В. В. Чигарев, И. В. Коваленко И.В // Захист металургійних машин від поломок.– 2010. -№ 14. – С. 99-102
18. Готальский Ю.Н. Сварные соединения разнородных сталей / Ю. Н. Готальский. – М.: Техника, 1999. – 185 с.

10.31653/smf44.2022. 79-87

Козьмініх М. А., Константінов О. І.

Національний Університет «Одеська морська академія»

## **ОЦІНКА ДОЦІЛЬНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ХОЛОДИЛЬНОГО АГЕНТУ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

В нинішній час процеси змін кліматичних умов на нашій планеті відіграють все більшу значущість. І ця тенденція посилюється з року в рік. Серед факторів впливу розглядаються, як найбільш важливі, парниковий ефект, тобто збільшення кількості парникових газів в атмосфері, зокрема  $CO_2$ , та руйнування озонового шару нашої планети [1].

Заходи впливу на перший фактор оговорені в Кіотському протоколі до Рамочної конвенції ООН про зміни клімату. Заходи, щодо другого фактору, визначені Монреальським протоколом.

Враховуючи те, що застосуванням холодильних установок, як в промисловості, так і в повсякденному житті людського суспільства постійно зростає, а в якості робочих речовин в таких установках зазвичай використовуються речовини, що зазначаються вищезгаданими міжнародними документами, в процесі вибору робочої речовини – холодильного агенту слід комплексно оцінювати її вплив на земну атмосферу.

З іншого боку необхідно звернути увагу на енергетичну ефективність холодильної установки враховуючи її призначення та умови експлуатації в залежності від обраного холодильного агенту [2,4].

Найліпші значення достатньо великої кількості показників здатні створювати антагоністичні умови під час обрання конкретного холодильного агенту, що вимагає від проєктанта пошуків оптимального рішення, яке в найбільшому ступені, буде відповідати всім наявним вимогам [2].

Одним зі шляхів розв'язання проблеми було б отримання комплексного критерію оцінки для обрання холодильного агенту, який би враховував, як його вплив на процеси в атмосфері, так і виконання технологічних вимог [3].

Зниження кількості озону в земній атмосфері, як відомо, є наслідком надходження галогенів, які є складовою частиною хлорфторвуглеців, до яких відноситься значна частина традиційних холодильних агентів. Така властивість цих речовин оцінюється коефіцієнтом озоноруйнуючого потенціалу *ODP* (*Ozone Depletion Potential*), що змінюється від 1 (100%), для найбільш поширеного в минулому сто-

річчі R12, до 0 для більшості холодильних агентів, що застосовуються нині (R 507, R 404a та інш.) [1].

Для оцінки впливу на парниковий ефект застосовують коефіцієнт глобального потепління *GWP* (*Global Warming Potential*), в якості базового значення було прийнято  $GWP=1$  для R 11, який може змінюватися дуже в широких межах від 1 до більш ніж трьох тисяч у R 404a, який теж використовується в деяких суднових холодильних установках.

Для остаточного урахування впливу функціонування холодильної установки на парниковий ефект в нинішній час рекомендують застосовувати показник *TEWI* (*Total Equivalent Warming Impact*), який враховує не тільки вплив холодильного агента, але й вплив кількості енергії, яка вживається холодильною установкою за весь час експлуатації.

$$TEWI = GWP \cdot M + \alpha \cdot B,$$

де  $M$  – загальна маса холодильного агента, викинутого до атмосфери під час експлуатації, кг;

$\alpha$  – кількість двоокису вуглецю ( $CO_2$ ), що надходить до атмосфери під час виробки 1 кВт години енергії, кг/кВт година;

$B$  – загальне електровживання холодильної установки за весь час експлуатації, кВт.

Не важко зробити висновок, що наведені вище показники та їх порівняння з умов використання різних холодильних агентів не дозволяють оцінити ефективність експлуатації холодильної установки та її конкретний вплив на навколишнє середовище.

Для більш наглядного порівняння властивостей холодильних агентів оберемо достатньо поширені в транспортних холодильних установках: R 407c, R 134a, R 410a, R 507. У якості базового для порівняння було обрано холодильний агент R 22, який і в нинішній час ще, можливо зустріти в транспортних холодильних установках.

Таблиця 1 – Властивості холодильних агентів

	HCFC 22	HFC 407c	HFC 134a	HFC 410a	HFC 507
1	2	3	4	5	6
Склад	Чиста речовина R22 (дифторхлорметан)	Неазеотропна суміш: 23% R 32, 25% R 125, 52% R134a	Чиста речовина R 134a (тетрафторетан)	Неазеотропна суміш: 50% R 32, 50% R 125	Азеотропна суміш: R125 (50%) R143a (50%)



1	2	3	4	5	6
Питома масова холодопродуктивність, кДж/кг	163	Практично така ж, як у R 22 165	Нижче, ніж у R 22 та R 407C 153	Висока 169	Майже як у R22 164
Холодильний коефіцієнт	Середній 3,3	Низький 3,05	Високий 3,47	Низький 3,07	Низький 2,83
Робочий тиск, МПа	Середній 1,19	Середній 1,28	Низький 0,77	Дуже високий 1,87	Середній 1,29
Температура нагнітання, 0С	Висока +78	Середня +64	Низька +52	Висока +74	Висока +70
Температурний глайд	Відсутній	Високий - 5 °К	Відсутній	Дуже низький - 0,2 °К	Відсутній
Потенціал руйнування озонового шару Землі ODP	0.050	0	0	0	0
Потенціал глобального потепління GWP	1700	1600	1300	1720	3900

*HFC* – холодильні агенти, що не містять хлору (*Cl*);

*HCFC* – холодильні агенти до складу яких входить хлор (*Cl*).

Обираючи параметри, що дозволяють оцінити ефективність використання холодильної установки, перш за все, слід звернути увагу на холодильний коефіцієнт, який оцінює співвідношення відведеного від об'єкту тепла до витрати енергії на здійснення процесу ( $\epsilon$ ) [3].

З конструктивної точки зору важливими показниками є тиски конденсації ( $P_k$ ) та випаровування ( $P_{вип}$ ) для заданих технологічних умов експлуатації, коефіцієнт подачі компресору  $\lambda$ .

Енергетичні витрати можливо оцінити за значеннями теоретичної  $N_a$ , індикаторної  $N_i$ , ефективної  $N_e$  потужностей та потужності на валу електродвигуна  $N_{в.н.2}$ .

Розглядаючи випадки застосування обраних для порівняння холодильних агентів при стандартних умовах, тобто: температура випаровування  $t_0 = -15^{\circ}C$ ; температура конденсації  $t_k = +30^{\circ}C$ ;  $t_{вс} = -5^{\circ}C$ ; температура переохолодження  $t_{но} = +25^{\circ}C$ , можливо отримати відповідні залежності, що характеризують взаємовідносини та зміну обраних для порівняння параметрів.

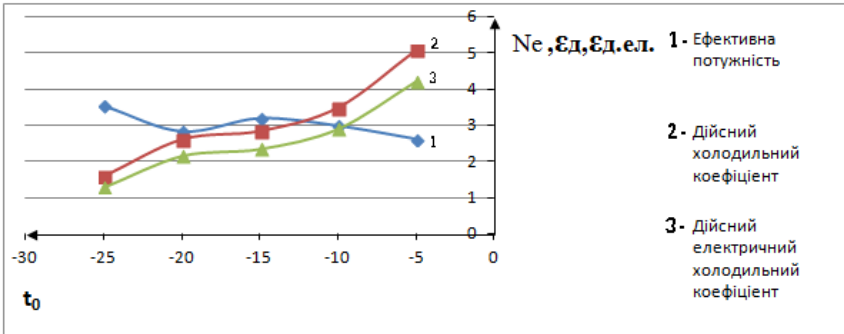


Рис. 1 – Графічні залежності експлуатаційних параметрів від температури випаровування для R 134a

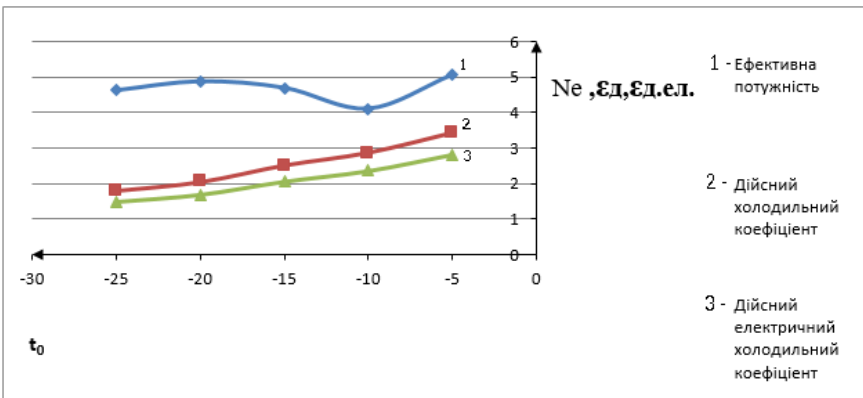


Рис. 2 – Графічні залежності експлуатаційних параметрів від температури випаровування для R 407c

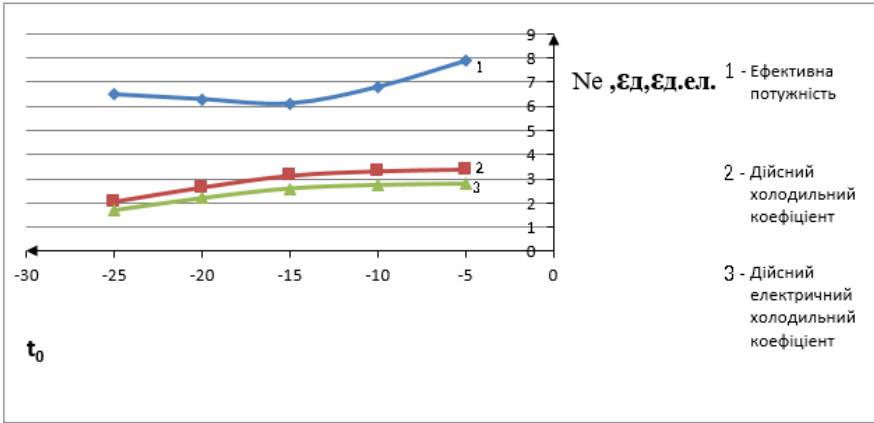


Рис. 3 – Графічні залежності експлуатаційних параметрів від температури випаровування для R 410a

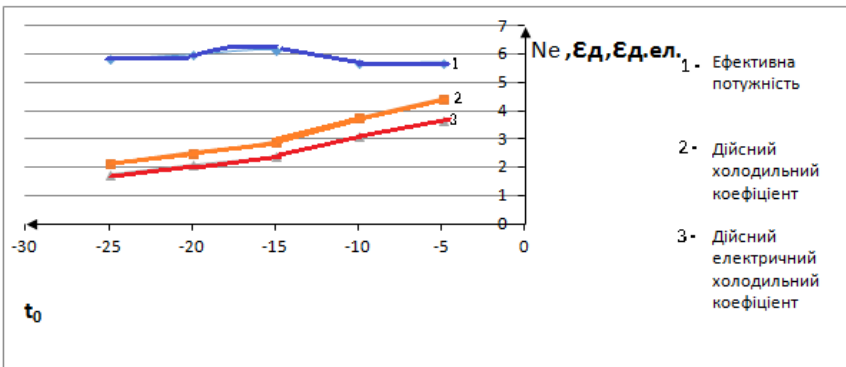


Рис. 4 – Графічні залежності експлуатаційних параметрів від температури випаровування для R 507

Отримані графічні залежності дозволяють зробити попередню оцінку енергетичної доцільності застосування обраних для розгляду холодильних агентів в залежності від технологічних умов.

Так, при відносно високих температурах випаровування (близько до  $0^{\circ}\text{C}$ ) помітні переваги має R 134a, однак, зі зниженням температури до  $-25^{\circ}\text{C}$  більш бажаним стає R 507, завдяки найвищому значенню холодильного коефіцієнту.

Дещо інакший характер має співвідношення експлуатаційних параметрів при стандартних умовах, що ілюструє гістограма наведена на рисунку 5.

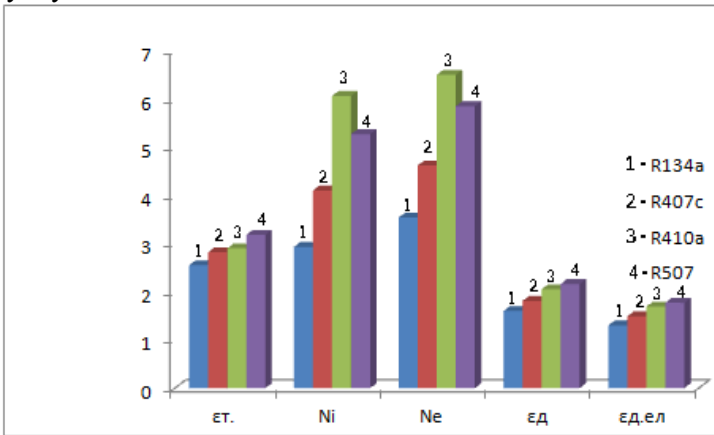


Рис. 5 – Порівняння експлуатаційних показників при стандартних умовах

Врахування тільки експлуатаційних показників в процесі обрання холодильного агенту для застосування в конкретній холодильній установці не достатньо для кінцевого висновку. Як під час проектування, так і у випадках необхідності заміни холодильного агенту важливе значення мають тиски конденсації ( $P_k$ ), випаровування ( $P_{вип}$ ) та їх співвідношення. На рисунку 6 наведена гістограма, що ілюструє співвідношення згаданих тисків при стандартних умовах.

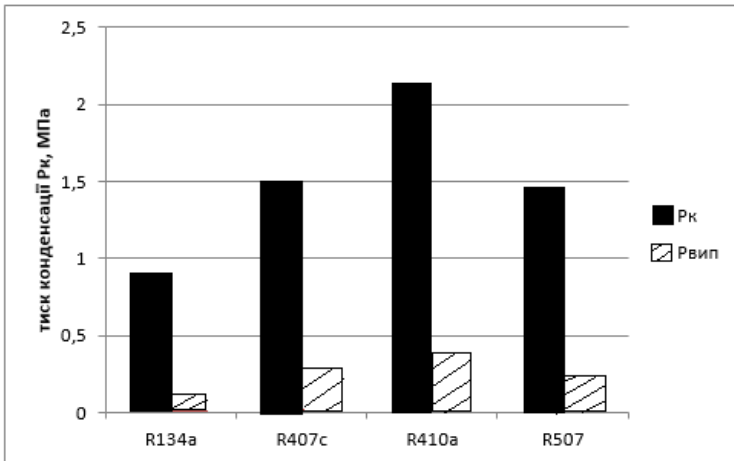


Рис. 6 – Порівняння тисків конденсації та випаровування

Виходячи з вищевикладеного можливо дійти до висновку, що при обранні холодильного агенту для застосування в конкретній холодильній установці при конкретних умовах доцільно враховувати як мінімум три групи факторів:

- вплив на земну атмосферу;
- енергетична ефективність холодильної установки;
- конструктивні вимоги до елементів холодильної установки.

В якості четвертого фактору бажано враховувати вартість експлуатації холодильного обладнання, в тому числі і ціну холодильного агенту, що обирається.

В нинішній час комплексний показник, який би дозволив прийняти рішення з урахуванням згаданих факторів не існує, хоча, можливо стверджувати, що його наявність значно спрощує формування завдань, як на етапі проектування, так і експлуатації, а також у випадку необхідності модернізації.

В якості показників, що визначають екологічність холодильних агентів доцільно запропонувати такі показники як  $GWP$  та  $ODP$ , значення яких відомі для майже всіх холодильних агентів та не пов'язані з енергетичною ефективністю та конструктивними чинниками.

Енергетична ефективність холодильної установки можливо оцінити за значенням холодильного коефіцієнту  $\varepsilon$  та витратою електричної потужності  $N_{вод}$  (можливо застосування ефективної потужності  $N_e$ , що не буде здійснювати принципового впливу на одержані висновки).

Конструктивні особливості холодильного обладнання в цілому можливо оцінити за значеннями тисків випарювання  $P_{вип}$  і конденсації  $P_k$  коефіцієнта подачі компресора  $\lambda$ .

При визначенні комплексного показника слід врахувати можливості випадків, коли  $ODP=0$ , а також достатньо великі значення  $GWP$ . У зв'язку з цим пропонується при розрахунку чисельного значення комплексного показника застосувати  $ODP_p = ODP + 1$  та  $GWP_p = GWP \cdot 10^{-3}$ .

Таким чином, для визначення комплексного показника доцільності застосування холодильного агенту можливо запропонувати наступну залежність:

$$K = \frac{\varepsilon \cdot P_{\text{вин}} \cdot \lambda}{GWP_p \cdot ODP_p \cdot P_k \cdot N_e}$$

Результати розрахунку для обраних для порівняння холодильних агентів наведені в таблиці 2.

Таблиця 2 - Значення комплексного коефіцієнту при різних температурах випаровування

K	R134a	R407c	R410a	R507
-25	0,024	0,017	0,02	0,0097
-20	0,05	0,018	0,027	0,011
-15	0,049	0,023	0,033	0,012
-10	0,064	0,03	0,031	0,018
-5	0,1	0,03	0,027	0,02

Аналізуючи значення комплексного показника при зміні необхідної температури випаровування можливо зробити попередні висновки, що до доцільності використання того чи іншого холодильного агенту в залежності від технологічних вимог.

На перший погляд застосування *R 134a* буде найбільш бажаним за будь-яких технологічних умов, однак враховуючи високе значення потенціалу глобального потепління ( $GWP=1300$ ) слід шукати йому заміну у вигляді холодильного агенту з меншими значеннями  $GWP$ .

Можливо в якості альтернативи слід розглядати *R 32* ( $GWP=675$ ), *R 513a* ( $GWP=631$ ), *R= 450a* ( $GWP=605$ ) та *R 1234* ( $GWP<1$ ), але у випадку модернізації діючої холодильної установки таке рішення може бути неприємним у зв'язку з високими значеннями тисків, так, наприклад, при температурі випаровування  $-25^{\circ}\text{C}$  тиск у випарнику буде сягати 3,2 бара, а так конденсації – майже 19 барів для *R 32*. Що до холодильного агенту *R 1234*, то він підходить до використання за термодинамічними властивостями, але на сьогоднішній день його ціна майже в вісім разів вища ніж у *R 134 a*. Крім того необхідно врахувати відсутність накопиченого досвіду використання згаданих альтернативних холодильних агентів в середніх та крупних, за холодопродуктивністю, холодильних установках, які характерні для морських суден.

Можливо використання методу оцінки доцільності вибору холодильного агенту за допомогою комплексного показника для випадків порівняння будь-якої групи наявних холодильних агентів, більш того, за необхідності, можливо внести до запропонованої залежності додаткові показники, наприклад, питому холодопродуктивність та ціновий показник.

#### *ЛІТЕРАТУРА*

1. Іщенко В.М., Брайковська Н.С., Щербіна Ю.В. Методичні підходи до ефективного використання альтернативних холодильних агентів в холодильному обладнанні рефрижераторного рухомого складу. Збірник наукових праць ДУПТ: серія «Транспортні системи і технології», Вип. 33, Т.1, 2019. – С. 202-212.
2. Іщенко В.М., Щербіна Ю.В., Осьмак В.Є., Горлушко Ю.В. Взаємозамінність альтернативних холодоагентів в системах кондиціонування повітря пасажирських вагонів. Вісник східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля, Вип. 2, 2021. –С. 96-100.
3. Галян І.С., Козьмініх М.А. Аналіз ефективності застосування сучасних холодильних агентів в транспортних холодильних установках. НТЗ Суднові енергетичні установки, Вип. 38, 2019. –С. 54-68.
4. Константинов І.В., Хмельнюк М.Г. Порівняння енергоефективності торгового холодильного обладнання працюючих на різних холодильних агентах. Збірник наукових праць за матеріалами XVIII Всеукраїнської науково-технічної конференції «Актуальні проблеми енергетики та екології», 2020. –С. 136-140.

10.31653/smf44.2022. 88-92

Дулдієр О.П.

Національний університет «Одеська морська академія»,  
**АНАЛІЗ ХАРАКТЕРИСТИК ТОПКОВОГО ПРИСТРОЮ  
З УРАХУВАННЯМ ЯВИЩА ПЕРЕМІЖНОСТІ ПОТОКУ**

**Анотація.** Розглянута можливість використання математичної моделі, основаної на понятті «відновленої» концентрації палива та явища переміжності газового потоку для визначення повноти спалювання палива в топкових пристроях суднових котлів. Розрахунки підтверджені результатами експериментальних досліджень топкового пристрою. Максимальні значення повноти спалювання палива досягається для значень коефіцієнту надлишку повітря  $\alpha = 1,1 \div 1,3$ .

**Постановка проблеми в загальному вигляді.** Одним із прикладних питань використання палива є визначення основного показника топкового пристрою - повноти спалювання палива, яка визначає залежність температури потоку (теплових втрат) від коефіцієнта надлишку повітря і яка є предметом дослідження в даній роботі. Відомо, що повнота спалювання палива в робочих областях процесу залежить від стану областей з "чистим" повітрям і з "чистим" паливом. Ці області утворюються в наслідок ежекції спутного потоку повітря з подальшою їх турбулізацією за рахунок поперечного перепаду швидкості.

Повнота спалювання палива вважається основною характеристикою, однак в умовах експлуатації її пряме визначення неможливе. Це пов'язано, перш за все, зі складністю аналізу скалярної структури процесу і відсутністю необхідних потокових даних.

Ця характеристика зазвичай визначається експериментально при доводочних роботах топкових пристроїв як залежність теплових втрат від коефіцієнта надлишку повітря.

Завданням досліджень було розробка метода для визначення повноти спалювання палива в залежності від коефіцієнта надлишку повітря за допомогою показника «відновлена» концентрація палива.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Нові наукові теоретичні дослідження процесу горіння [1,2,3,4,5], які враховують вплив явища переміжності турбулентного потоку на фізико-хімічні перетворення палива, виділення тепла, рух і змішування газів дають можливість по новому оцінювати завершеність вказаних процесів, а в результаті повноту спалювання палива. В них отримані нові дані, що змінили уявлення про розвиток процесу на різних стадіях і режимах.



Введення поняття «відновленої» концентрації палива  $z$  якісно змінило саму теорію горіння, що дає можливість розробки нових підходів для вирішення прикладних питань при спалюванні палива. «Відновлена» концентрація палива [1] визначається по формулі

$$z = \frac{St \cdot c_m - c_e + 1}{1 + St},$$

де  $c_m$  и  $c_e$  – концентрації палива і повітря;  $St$  - стехіометричний коефіцієнт згоряння палива.

В роботах [1,3] запропоновано виділяти три області, які внаслідок переривчастості процесу змішування розділені межами, що випадково змінюють своє положення:

область чистого повітря;

область з сумішшю продуктів згоряння з паливом;

область турбулентного дифузійного горіння.

В перших двох областях концентрацію складових прийнято вважати незмінними, а області горіння потік турбулентний зі зміною концентрації між нулем і деяким значенням  $z_0$ .

Як відомо [1], миттєві зміни положення меж області турбулентного дифузійного горіння призводять до утворення періодичних структур, які мають розміри, співрозмірні з масштабом зони змішування, і характеризуються порівняно значним часом існування.

Такі структури мають детерміністські властивості, оцінювання стану яких дозволяють по новому підходити до визначення повноти спалювання палива.

**Виклад основного матеріалу.** Область турбулентного дифузійного горіння утворюється в наслідок змішування супутніх потоків повітря і палива зі зміною концентрації  $0 \neq z_0$ . По умові рівноважності  $z = z_{St}$ , виділяють області з різним станом процесу горіння відповідно для  $z > z_{St}$  та  $z < z_{St}$ .

Повнота згоряння палива буде визначатися підсумковим станом турбулентних областей процесу  $z > z_{St}$  та  $z < z_{St}$ , в яких його скалярна структура потоку відмінна.

Розглянемо процес з урахуванням явища переміжності для скалярних полів і «відновленої» концентрації палива.

Як відомо повнота спалювання палива визначається по виразу для теплового балансу процесу горіння в адіабатних умовах

$$\eta = \frac{I_{nz}}{Q_H^p G_m}$$

і може бути виражена через коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$  з урахуванням залежності для зміни ентальпії

$$\eta = \frac{(1 + \alpha St) \cdot c_p \cdot T_{nz}}{Q_H^p}$$

які, в свою чергу, однозначно пов'язані з «відновленою» концентрацією палива [5]

$$\alpha = \frac{(1-z)}{1-z_{St}} \cdot \frac{z_{St}}{z}, \quad \frac{c_p \cdot T_{nz}}{Q_H^p} = \frac{(1-z)}{1-z_{St}}$$

Ці залежності дають можливість окремо виконати розрахунки повноти згоряння палив для областей з  $z > z_{St}$  та  $z < z_{St}$ .

Для виділених областей при  $z > z_{St}$  середнє значення коефіцієнту надлишку повітря визначається по залежності

$$\alpha_2 = \frac{(1-(z+z_{St}))/2}{(1-z_{St})} \cdot \frac{z_{St}}{(z+z_{St})},$$

а зміна ентальпії

$$\frac{c_p \cdot T_{nz}}{Q_H^p} = \frac{(1 - (z + z_{St}))/2}{1 - z_{St}}$$

Відповідно при  $z < z_{St}$  коефіцієнт надлишку повітря визначається по залежності

$$\alpha_2 = 2 \frac{(1-z_{St}/2)}{(1-z_{St})},$$

а зміна ентальпії

$$\frac{c_p \cdot T_{nz}}{Q_H^p} = \frac{z}{z_{St}}$$

По наведеним залежностям моделі для топкового пристрою з ротаційною форсункою і відповідною «відновленою» концентрацією палива  $\theta \div z_0$  виконані розрахунки повноти згоряння для палива із стехіометричним коефіцієнтом  $St=14,7$ , результати яких представлені на рис.1.

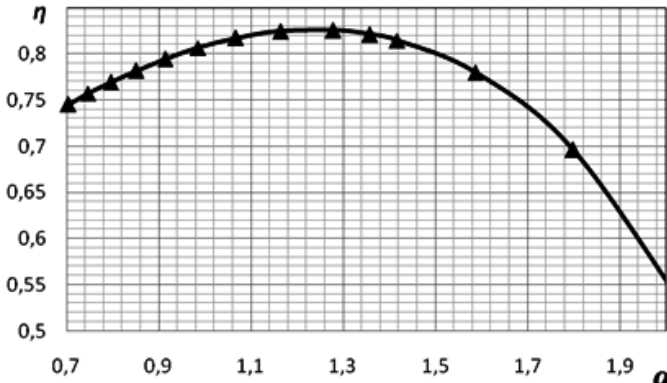


Рис.1 Повнота спалювання палива  $\eta$  в залежності від коефіцієнту надлишку повітря  $\alpha$

Як видно із рис. 1 розраховане значення максимальної повноти спалювання палива досягається для значення коефіцієнту надлишку повітря  $\alpha=1,1\div 1,3$ , що відповідає як даним експлуатації так і експериментальним даними [8], отриманими на для топкового пристрою суднової котлової установки KW100.

**Висновки і перспективи подальших досліджень.** Проведені дослідження дозволяють зробити наступні висновки.

1 Отримані результати дозволяють вважати доцільним більш детального дослідження запропонованого методу для розширення контролю процесу спалювання палива.

2. Розроблена модель може бути використана при проведенні порівняльної оцінки ефективності суднових топкових пристроїв.

3. Експерименти, що були виконані на судновому допоміжному котлі KW100 підтвердили можливість використання отриманого методу для дослідження процесу палива.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Kuznetsov V.R., Sabel'nikov V.A. Turbulence and Combustion. New York : Hemisphere Publishing, 1990. 362 p.
2. Варнатц Ю., Маас У., Диббл Р. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ /Пер. с англ. Г. Л. Агафонова. Под ред. П. А. Власова – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2003. – 352 с
3. Burke S.P., Schumann T.E.W. Diffusion flames // Indust. Eng. Chem.. 1928. V. 20, no. 10. P. 988-1006.

4. Нужнов Ю.В. Метод ASMTURBC автономного статистического моделирования диффузионного турбулентного горения и некоторые результаты его тестирования. // Вестник КазНУ. Серия: математика, механика, информатика. 2015. Т. 14, № 2. С.119-130.

5. <https://pps.kaznu.kz/kz/Main/FileShow2/16370/102/3/1116/2014/>

6. Дулдиер А.П., Бурденко А.Ф. Математическая модель турбулентного диффузионного горения в топке котла. Судовые энергетические установки 2000 – № 5 с.28-31

7. Дулдиер А.П. Метод решения дифференциальных уравнений, описывающих процесс горения. 10 Международная научно-практическая конференция «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINTT) – 2018. сс.110-114

8. Дулдиер А.П. Экспериментальное исследование режимов горения во вспомогательной котельной установке KW-100. Судовые энергетические установки 2004 – № 11 с.100-107

10.31653/smf44.2022. 93-110

Мадей В.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

## **ВИКОРИСТАННЯ В СУДНОВИХ ДИЗЕЛЯХ ПАЛИВНИХ СУМІШЕЙ ДО СКЛАДУ ЯКИХ ВХОДИТЬ ПАЛИВО БІОЛОГІЧНОГО ПОХОДЖЕННЯ**

**Постановка проблеми в загальному вигляді.** Розвиток суспільства та технічного прогресу неможливий без виробництва та споживання енергії. Основним енергетичним джерелом є корисні копалини (вугілля, нафта та газ), природні запаси яких щорічно скорочуються [1-3]. Крім того, згоряння вуглеводневого палива супроводжується потраплянням в атмосферу та гідросферу небезпечних хімічних сполук та забруднюючих речовин [4-6]. Частина цих сполук є токсичними (насамперед оксиди азоту  $\text{NO}_x$ , оксиди сірки  $\text{SO}_x$ , монооксид вуглецю  $\text{CO}$ ), частина сприяє зміні клімату (діоксид вуглецю  $\text{CO}_2$ , вуглеводні  $\text{C}_m\text{H}_n$ , що не згоріли, «чорний» вуглець  $\text{C}$ ). У зв'язку з цим останніми роками активно розвивається альтернативна енергетика (при цьому використовується геотермальна енергія, сонячна енергія, енергія вітру) та розробляються альтернативні палива (насамперед палива, отримані з рослинної сировини).

Одним із альтернативних видів палива є біодизельне паливо. На відміну від дизельного палива на нафтовій основі, біодизельне паливо виробляється з відновлюваних органічних джерел, його основні експлуатаційні характеристики (густина, в'язкість, температура спалаху, нижча теплотворна здатність) можна порівняти з аналогічними показниками дизельного палива – це дозволяє використовувати його в більшості сучасних дизельних двигунів [7-9]. При цьому наукові розробки, що підтверджують ефективність використання біодизельного палива для суднових дизелів, мають поодинокий характер; рекомендації щодо використання сумішей дизельного та біодизельного палива не мають системного підходу. Використання альтернативного палива (зокрема біопалива) в енергетичних установках морських суден регламентується рекомендаціями виробників палива. При цьому вказуються лише мінімальні та максимальні концентрації біопалива у паливній суміші, при яких забезпечується згоряння. Ефективність його використання безпосередньо залежить від компетентностей суднового екіпажу та наявності рекомендацій щодо технології застосування біопалива на різних експлуатаційних режимах роботи дизеля.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Основними компонентами, що використовуються при виробництві біодизеля, є жири та олії, отримані з рослинних та тваринних жирів, хімічний склад яких незначно відрізняється [10-11]. В результаті етерифікації у присутності метанолу або етанолу, а також каталізатора (у вигляді NaOH, KOH, NaOCH<sub>3</sub> або KOCH<sub>3</sub>) ці речовини реагують з утворенням моноалкілових ефірів, також відомих як біодизель. Далі біодизельна фаза додатково очищається за допомогою дистиляції та мембранного поділу [12-14]. Рослинні олії як моторні палива можна використовувати як у чистому вигляді, так і в суміші з дизельним та іншими нафтовими паливами, а також із газовими конденсатами, спиртами, ефірами та іншими альтернативними паливами. Джерелом рослинних олій служать олійні культури, в насінні або плодах яких містяться рослинні жири. До олійних відноситься більше 150 видів рослин, з яких виробляють рослинні олії. Залежно від кліматичних умов та доступності вирощування, сировиною для виробництва біодизелю можуть бути різні рослинні олії – від оливкової олії до тваринного жиру. Динаміка світового виробництва рослинних олій за останні п'ять років наведена у таблиці 1.

Таблиця 1/ Світове виробництво рослинних олій, 2016/17...2021/22 рр., млн. тонн

	2016/17	2017/18	2018/19	2019/20	2020/21
Пальмове	65,3	70,5	74,2	73,0	72,9
Соеве	53,8	55,2	56,0	58,5	59,4
Ріпакове	27,5	28,0	27,7	28,0	29,1
Соняшникова	18,3	18,6	19,6	21,2	19,1
Пальмоядрове	7,6	8,3	8,6	8,5	8,4
Арахісове	5,7	5,9	5,9	6,2	6,4
Бавовняне	4,4	5,1	5,0	5,2	4,8
Кокосове	3,3	3,6	3,6	3,6	3,4
Оливкове	2,5	3,3	3,2	3,1	2,9
Разом	188,4	198,4	203,8	207,3	206,5

Близько 87,4 % світового виробництва рослинних олій припадає на пальмову, соєву, рапсову та соняшкову олії, решту 12,6 % – на арахісову, бавовняну, оливкову, кокосову та пальмоядрову. Безумовно, більша частина цього обсягу використовується у харчовій промисловості. Однак, частина олії використовується як сировина для виробництва біопалива. Ріпакова олія займає третє місце за обсягом виробництва у світі після пальмової та соєвої. У структурі світового

виробництва рослинних олій у сезоні 2020/21 р. на ріпакову олію припало близько 14,1 % ринку (29,1 млн. тонн). При цьому, для виробництва біодизельного палива, найактивніше використовується саме ріпакова олія [15]. У різних рослинних оліях міститься різна кількість жирних кислот, що призводить до певної відмінності в їх характеристиках. Деякі характеристики рослинних олій, які використовуються для виробництва біодизельного палива, наведено у таблиці 2.

Таблиця 2/ Характеристики рослинних олій

	Олія канולי (канадський ріпак)	Кукуруд- зяна олія	Пальмо- ва олія	Ріпако- ва олія	Сосва олія	Відпра- цьована рослинна олія
Вміст сірки, ppm	2	4	2	4	2	5
Кінематична в'язкість при 40°C, cSt	4,38	4,19	4,61	4,50	4,26	4,80
Температура спалаху, °C	153	171	163	169	159	161
Цетанове число	61,5	60,9	50,5	54,7	52,3	48,5
Густина, кг/м <sup>3</sup>	883	883	873	879	882	879
Нижча теплотвор- на здатність, кДж/кг	38900	39900	37300	37600	37000	37600

Усі рослинні палива мають схожі один з одним основні характеристики – густина, температуру спалаху, нижчу теплотворну здатність. При згорянні вони виділяють приблизно на 10...12 % менше тепла, ніж дизельне паливо на нафтовій основі. Стандартів для теплоти згоряння палива з олії не існує, проте більш висока теплотворна здатність палива є важливою властивістю, що використовується під час визначенні їх якості [16-18].

Американське товариство з випробувань та матеріалів (American society of testing and materials – ASTM) як основну характеристику якості палива на основі рослинних олій визначає цетанове число. Специфікація ASTM D6751 вказує на мінімальне цетанове число 47 для рослинного палива. Усі палива на основі рослинних олій, приготовані з сировини, що найчастіше використовується, перевищують це значення.

Відмінною особливістю палив з олії є мінімальний рівень вмісту сірки. Це дозволяє використовувати їх у спеціальних екологічних

районах – зонах контролю емісії оксидів сірки (Sulphur emission control areas – SECAs) [19-21].

Екологічна ефективність використання біопалива також характеризується меншою кількістю вуглекислого газу, що утворюється за його згоряння. При спалюванні традиційне паливо виробляє велику кількість вуглекислого газу, який вважається парниковим газом та причиною утримання сонячного тепла на планеті. Спалювання вугілля та нафти підвищує температуру та викликає глобальне потепління. Використання біопалива зменшує вплив парникових газів на довілля [22-24].

У різних наукових дослідженнях містяться суперечливі дані щодо кількості викидів оксидів азоту  $\text{NO}_x$  при використанні біодизельного палива. Ця невідповідність пов'язана з варіативністю експерименту, типом нафтового палива, а також умовами проведення експерименту (концентрацією біопалива в паливній суміші з паливом нафтового походження, режимами роботи дизеля, особливостями та характеристиками його систем охолодження та випуску газів).

**Постановка завдання.** Як правило, експлуатація дизелів виключно на альтернативних паливах не виконується. Дані палива мають меншу в'язкість, а їх знижена теплотворна здатність не дозволяє отримати необхідну для переміщення поршня та обертання валу енергію. Тому в судновій енергетиці використовується суміш традиційного та альтернативного палива. Найбільш простий спосіб додавання альтернативного палива до традиційного – безпосередньо в судновій паливній системі перед подачею паливної суміші в циліндр дизеля. Концентрація альтернативного палива паливної суміші становить 5...30 % [25].

Найбільш доцільно використання паливних сумішей, що містять дизельне паливо та біопаливо, у суднових середньооборотних дизелях потужністю 400...700 кВт, які використовуються як допоміжні двигуни. У такому разі при загальному середньому навантаженні на суднову електростанцію 250...550 кВт добова витрата подібних паливних сумішей становить 1200...2500 кг/добу. При 20...25% концентрації біопалива палива в паливній суміші його добова витрата не перевищує 500...650 кг/добу. При автономності плавання 25...30 діб, подібні обсяги можуть бути поставлені в багатьох морських портах і зберігатися на борту судна [26, 27]. Також необхідно зазначити, що допоміжні двигуни встановлюються на всіх судах у кількості 2...4 і мають кожен свою паливну систему. Це дозволяє



варіювати використання біопалива, а також полегшує завдання визначення оптимальної концентрації біопалива в паливній суміші.

Завданням дослідження було визначення впливу палива біологічного походження на економічні та екологічні показники суднового дизеля та визначення за цими показниками оптимальної концентрації біодизельного палива на різних експлуатаційних режимах роботи суднового дизеля.

**Виклад основного матеріалу.** Дослідження виконувались на спеціалізованому судні дедвейтом 10820 тонн, що здійснювало короточасні (протягом 4...6 днів) переходи між портами, в яких була передбачена можливість поповнення запасів альтернативного палива. Як таке використовувалось біопаливо B99.9 FAME, що складається з 99,9 % біодизельного палива та 0,1 % дизельного палива класу Ultra-Low Sulfur Diesel fuel (з наднизьким вмістом сірки  $S=0,03$  %). Як «базове» використовувалось паливо DMB, що рекомендовано для середньообертових дизелів, які виконують функції допоміжних двигунів. Вміст біопалива в паливній суміші змінювався в межах 5...20 % від загального об'єму.

Дослідження виконувались на суднових середньо-обертових дизелях 5DC-17A Tier II Daihatsu Diesel з наступними основними характеристиками:

діаметр циліндра –  $d=0,17$  м;

хід поршня –  $s=0,27$  м;

частота обертання –  $n=1000$  хв<sup>-1</sup>;

номінальна потужність –  $N_{\text{ном}}=490$  кВт;

кількість циліндрів –  $i_{\text{ц}}=5$ ,

що у кількості трьох штук входили до складу суднової допоміжної енергетичної установки. Принципова схема паливної системи дизелів показана на рис. 1.

Паливна цистерна одного з дизелів не змінювалась та цей дизель експлуатувався на паливі DMB (з в'язкістю 8 сСт і вмістом сірки 0,08 %) та вважався «контрольним». До паливних систем двох інших дизелів додатково встановлювалось обладнання, що дозволяло використовувати в них біопаливо [28].

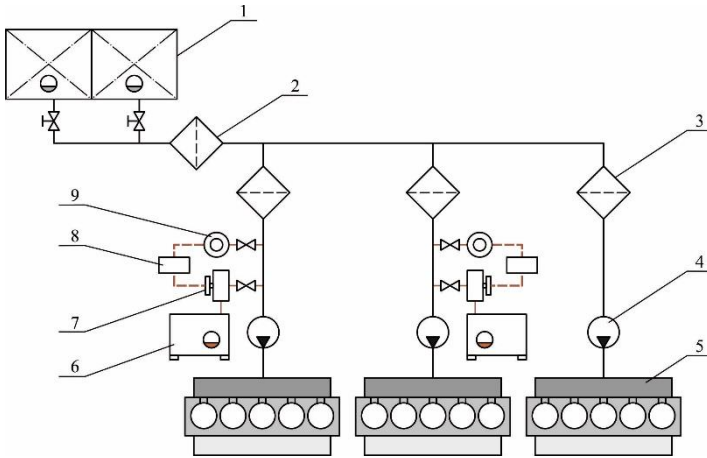


Рис. 1. Принципова схема паливної системи суднових дизелів 5DC-17A Tier II Daihatsu Diesel:

- 1 – витратна паливна цистерна; 2 – паливний фільтр грубого очищення; 3 – паливний фільтр тонкого очищення; 4 – паливний насос; 5 – дизель; 6 – цистерна біопалива; 7 – дозатор; 8 – мікроконтролер; 9 – витратомір

З витратної цистерни 1 паливо ДМВ через фільтр грубого очищення 2 прямувало до паливних насосів 4 дизелів 5. Додатково очищення палива забезпечувалось за допомогою фільтра 3. Контур подачі палива до першого дизеля не змінювався та дизель експлуатувався на паливі ДМВ. В'язкість палива дозволяє додавати в нього біопаливо (з в'язкістю 10 сСт). Вміст біопалива в паливній суміші змінювався в інтервалі 5 ... 20 %, паливна суміш подавалася до двох інших дизелів, в контур яких додатково встановлювалися цистерна біопалива 6, дозатор 7 і витратомір 9. Необхідна кількість біопалива в паливній суміші забезпечувалась за допомогою мікроконтролера 8, використання яких день від дня поширюється в суднових енергетичних установках [29, 30].

Критерієм економічності роботи дизеля була обрана питома ефективна витрата палива  $b_e$  [31]. Як екологічні показники роботи суднових дизелів приймалися концентрація оксидів азоту  $C_{NO_x}$  та об'ємний вміст оксиду вуглецю  $C_{CO_2}$  в випускних газах [32, 33].

Питома ефективна витрата палива  $b_e$  визначалась за допомогою суднових вимірювальних засобів. – витратоміра, встановленого на

магістралі підведення палива до паливного насосу високого тиску, а також таймера, та розраховувалася за залежністю

$$b_e = \frac{G_r}{N_{\text{ерсж}}^{\text{д}}},$$

де  $G_r$  – годинна витрата палива, кг/год, що визначається за виразом

$$G_r = \frac{V_r \rho}{t},$$

$V_r$  – обсяг палива, що пройшло через витратомір, м<sup>3</sup>;

$\rho$  – густина палива при відповідній температурі, кг/м<sup>3</sup>;

$t$  – час, протягом якого проводився експеримент на відповідному режимі роботи дизеля, год;

$N_{\text{ерсж}}^{\text{д}}$  – потужність дизеля, на різних режимах роботи, кВт, яка визначалась за допомогою електронного обладнання, розташованого в центральному посту управління машинного відділення.

Під час проведення експериментів концентрація оксидів азоту NO<sub>x</sub>, а також об'ємний вміст CO<sub>2</sub> в випускних газах контролювались за допомогою газоаналізатора Testo350XL (виробництва Німеччини), що дозволяє визначати концентрації наступних речовин: CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, CH<sub>4</sub>, HC, SO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>S, а також температуру, вологість, швидкість і диференціальний тиск вимірюваного середовища [34].

Для перерахунку виміряної за допомогою газоаналізатора Testo350XL концентрації NO<sub>x</sub>, [ppm], (що визначалась в ppm або в млн<sup>-1</sup>) в таку, що відповідно до вимог Annex VI MARPOL визначається в г/(кВт·год), за допомогою витратоміру вимірювалася витрата випускних газів, G<sub>вг</sub>, кг/год, та далі виконувався розрахунок концентрації NO<sub>x</sub>, [кг/год]:

$$\text{NO}_x [\text{кг/год}] = \frac{\text{NO}_x [\text{ppm}] \cdot G_{\text{вг}}}{\text{limNO}_x},$$

де limNO<sub>x</sub> – максимально можливе значення концентрації NO<sub>x</sub>, що визначається за газоаналізатором Testo350XL (2000<sup>-1</sup> або 3000 млн<sup>-1</sup> в залежності від обраного діапазону вимірювань).

Після чого, з урахуванням значення ефективної потужності дизеля  $N_{\text{ерсж}}^{\text{д}}$ , необхідна в розмірності кг/(кВт·год) концентрація NO<sub>x</sub> визначалась як:

$$\text{NO}_x = \frac{\text{NO}_x [\text{кг/год}]}{N_{\text{ерсж}}^{\text{д}}}$$

Витрата випускних газів вимірювалась за допомогою витратоміра MT100S фірми «Siemens AG» (Німеччина). Витратоміри серії MT100 відносяться до багатоточкових (із кількістю вимірювальних зондів від 2 до 8) масових витратомірів повітря і газів, які працюють за принципом теплового розсіювання. Чутливість витратомірів MT100 становить 0,07.. 0,2 м<sup>3</sup>/с, робоча температура – до 450° С, що забезпечує їх функціональність у всьому діапазоні експлуатаційних навантажень дизеля. Витратоміри MT100 та газоаналізатори Testo350XL відповідають вимогам Системи безперервного моніторингу викидів (Continuous Emission Monitoring System – CEMS) Агентства з охорони навколишнього середовища (Environmental Protection Agency – EPA).

Аналіз випускних газів виконувався в газовипускній магістралі на відстані 10 м від місця виходу газів з газотурбонагнетача, що відповідало вимогам Технічного кодексу за NO<sub>x</sub>.

Похибка у вимірюванні витрати газів, що визначався витратоміром MT100S, не перевищувала ±0,5 %; похибка у вимірі емісії NO<sub>x</sub> у випускних газах, що виконувалась газоаналізатором Testo350XL становила ±1,0 %; похибка у визначенні питомої ефективної витрати палива не перевищувала ±2,5 %.

Під час проведення дослідження для забезпечення споживачів енергією експлуатувався «контрольний» дизель (що використовував паливо DMB) та один, або два інших (в яких використовувалась суміш палива DMB та біопалива). Дизелі, на яких виконувалися експериментальні дослідження, забезпечували потужністю постійні групи споживачів. Дослідження виконувались в діапазоні навантажень на дизель (0,3...0,8)N<sub>енм</sub>.

Перед початком проведення експерименту всі дизелі мали порівняний моторесурс паливної апаратури, деталей циліндрової групи, підшипників руху, а також однаковий технічний стан. У випадку зміні кількості споживачів енергії та їх потужності необхідне навантаження перерозподілялося на дизелі, що не задіяні в експерименті, при цьому дизель, на якому проводилися дослідження, експлуатувався на постійному навантаженні. Крім того, під час проведення експерименту на дизелі підтримувалися постійні температурні режими в системах змащування та охолодження. Під час проведення експерименту дизель протягом 1,0...1,5 годин працював на постійному нава-

нтаженні протягом яких виконувалось вимірювання основних параметрів і усереднення отриманих значень. Це забезпечувало коректність проведення досліджень і можливість зіставлення вимірів, виконаних на різних дизелях. У зв'язку з великим часом проведення експерименту інерційність вимірювання витрати газів (характерний недолік витратомірів теплових витратомірів, до класу яких відноситься витратомір МТ100S) повністю нівелювалася і не впливала на результати. За таких умов також постійною можливо вважати концентрації  $\text{CO}_2$  та  $\text{NO}_x$  в випускних газах. Похибка в навантаженні під час переходу дизеля з одного сталого режиму до іншого не перевищувала  $\pm 1,5\%$  [35].

Результати дослідження наведені в табл. 3-5.

Таблиця 3/ Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год), для паливної суміші різного складу

Режим роботи дизеля	DMB	DMB+5 % біопалива	DMB+10 % біопалива	DMB+15 % біопалива	DMB+20 % біопалива
$0,3N_{\text{еном}}$	211	218	223	227	229
$0,4N_{\text{еном}}$	207	213	216	220	221
$0,5N_{\text{еном}}$	202	207	210	213	214
$0,6N_{\text{еном}}$	198	202	203	204	206
$0,7N_{\text{еном}}$	194	196	197	198	199
$0,8N_{\text{еном}}$	195	198	199	200	201

Таблиця 4/ Концентрація оксидів азоту у випускних газах, г/(кВт·год), для паливної суміші різного складу

Режим роботи дизеля	DMB	DMB+5 % біопалива	DMB+10 % біопалива	DMB+15 % біопалива	DMB+20 % біопалива
$0,3N_{\text{еном}}$	7,78	7,48	6,72	6,21	6,83
$0,4N_{\text{еном}}$	8,03	7,52	6,86	6,28	6,93
$0,5N_{\text{еном}}$	8,21	7,63	6,96	6,32	7,07
$0,6N_{\text{еном}}$	8,36	7,74	7,05	6,38	7,17
$0,7N_{\text{еном}}$	8,48	7,82	7,11	6,42	7,25
$0,8N_{\text{еном}}$	8,58	7,88	7,17	6,47	7,31

За результатами експериментів побудовані діаграми, що відображають зміни питомої ефективної витрати палива (рис. 2, а), емісії  $\text{NO}_x$  (рис. 2, б) та об'ємної концентрації  $\text{CO}_2$  в випускних газах (рис. 2, в) для різних умов експлуатації суднового дизеля 5DC-17A Tier II Daihatsu Diesel.

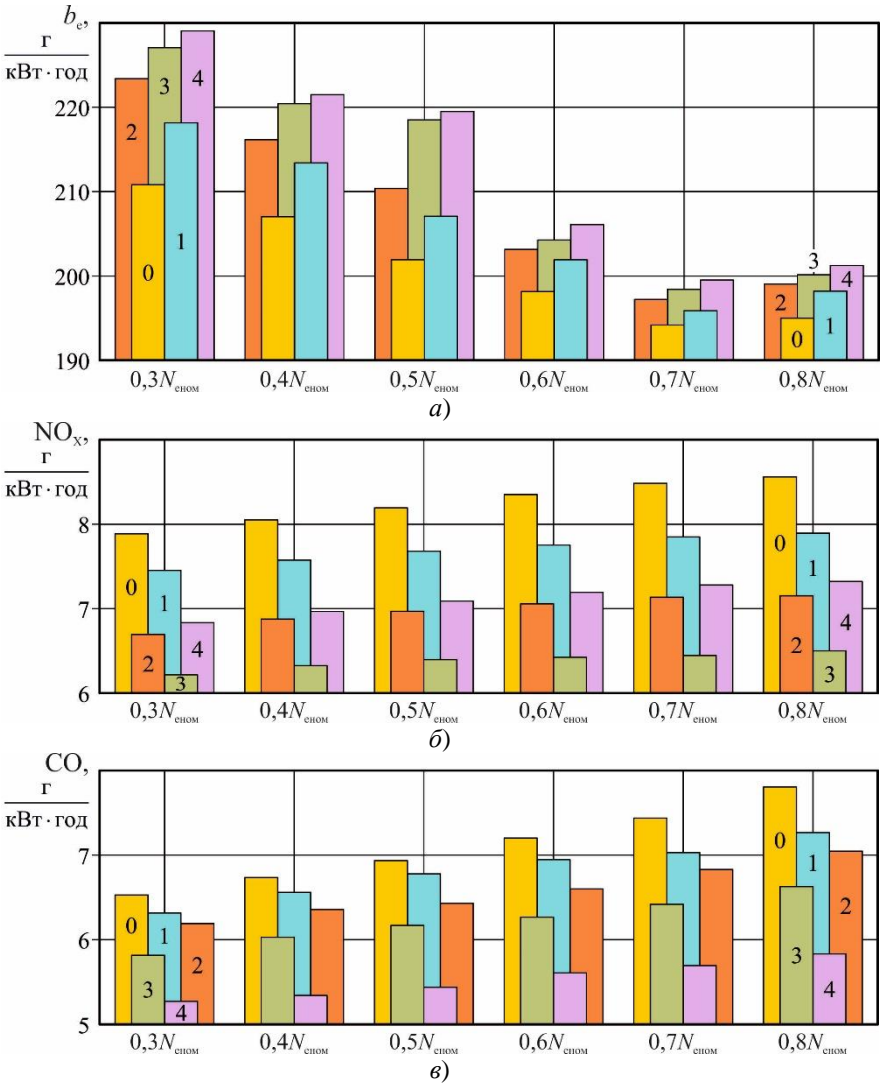


Рис. 2. Залежності показників роботи дизеля 5DC-17A від навантаження під час використання палива різного складу: 0 – DMB; 1 – DMB+5 % біопалива; 2 – DMB+10 % біопалива; 3 – DMB+15 % біопалива; 4 – DMB+20 % біопалива; а – питома витрата палива; б – емісія оксидів азоту; в – об’ємний вміст оксиду вуглецю в випускних газах

Таблиця 5. Об'ємний вміст оксиду вуглецю в випускних газах, %, для паливної суміші різного складу

Режим роботи дизеля	DMB	DMB+5 % біопалива	DMB+10 % біопалива	DMB+15 % біопалива	DMB+20 % біопалива
0,3N <sub>енорм</sub>	6,05	5,86	5,72	5,36	4,78
0,4N <sub>енорм</sub>	6,25	6,05	5,86	5,52	4,83
0,5N <sub>енорм</sub>	6,48	6,27	5,93	5,69	4,97
0,6N <sub>енорм</sub>	6,69	6,45	6,12	5,79	5,12
0,7N <sub>енорм</sub>	6,92	6,51	6,31	5,93	5,22
0,8N <sub>енорм</sub>	7,29	6,75	6,52	6,12	5,36

Відносні зміни концентрації оксидів азоту  $\Delta NO_x$  та об'ємного вмісту оксиду вуглецю  $\Delta CO_2$  в випускних газах, а також питомої ефективної витрати палива  $\Delta b_e$  розраховувались за виразами

$$\Delta NO_x = \frac{NO_x^{DMB} - NO_x^{bio}}{NO_x^{DMB}} \cdot 100\%, \quad \Delta CO_2 = \frac{CO_2^{DMB} - CO_2^{bio}}{CO_2^{DMB}} \cdot 100\%,$$

$$\Delta b_e = \frac{b_e^{bio} - b_e^{DMB}}{b_e^{bio}} \cdot 100\%,$$

де  $NO_x^{DMB}$ ,  $NO_x^{bio}$ ,  $b_e^{DMB}$ ,  $b_e^{bio}$  – концентрація оксиду азоту в випускних газах та питома ефективна витрата палива під час експлуатації дизеля на паливі DMB та біопаливі, г/(кВт·год);

$CO_2^{DMB}$ ,  $CO_2^{bio}$  – об'ємний вміст оксиду вуглецю в випускних газах під час експлуатації дизеля на паливі DMB та біопаливі, %.

Отримані значення узагальнені у табл. 6 - 8, а також відображені на діаграмах, наведених на рис. 3.

Таблиця 6

Відносне збільшення питомої ефективної витрати палива, %, для паливної суміші різного складу

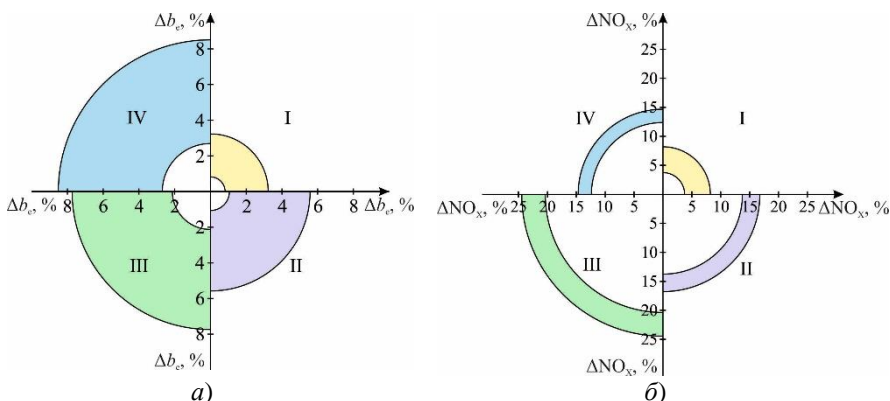
Режим роботи дизеля	DMB+5 % біопалива	DMB+10 % біопалива	DMB+15 % біопалива	DMB+20 % біопалива
0,3N <sub>енорм</sub>	3,32	5,69	7,58	8,53
0,4N <sub>енорм</sub>	2,9	4,35	6,28	6,76
0,5N <sub>енорм</sub>	2,48	3,96	5,45	5,94
0,6N <sub>енорм</sub>	2,02	2,53	3,03	4,04
0,7N <sub>енорм</sub>	1,03	1,55	2,06	2,58
0,8N <sub>енорм</sub>	1,54	2,05	2,56	3,08

Таблиця 7. Відносне зменшення концентрації оксидів азоту у випускних газах, %, для паливної суміші різного складу

Режим роботи дизеля	DMB+5 % біопалива	DMB+10 % біопалива	DMB+15 % біопалива	DMB+20 % біопалива
0,3N <sub>енорм</sub>	3,86	13,62	20,18	12,21
0,4N <sub>енорм</sub>	6,35	14,57	21,79	13,7
0,5N <sub>енорм</sub>	7,06	15,23	23,02	13,89
0,6N <sub>енорм</sub>	7,42	15,67	23,68	14,23
0,7N <sub>енорм</sub>	7,78	16,16	24,29	14,5
0,8N <sub>енорм</sub>	8,16	16,43	24,59	14,8

Таблиця 8. Відносне зменшення об'ємного вмісту оксиду вуглецю в випускних газах, %, для паливної суміші різного складу

Режим роботи дизеля	DMB+5 % біопалива	DMB+10 % біопалива	DMB+15 % біопалива	DMB+20 % біопалива
0,3N <sub>енорм</sub>	3,14	5,46	11,4	20,99
0,4N <sub>енорм</sub>	3,20	6,24	11,68	22,72
0,5N <sub>енорм</sub>	3,24	8,49	12,19	23,30
0,6N <sub>енорм</sub>	3,59	8,52	13,45	23,47
0,7N <sub>енорм</sub>	5,92	8,82	14,31	24,57
0,8N <sub>енорм</sub>	7,41	10,56	16,05	26,47





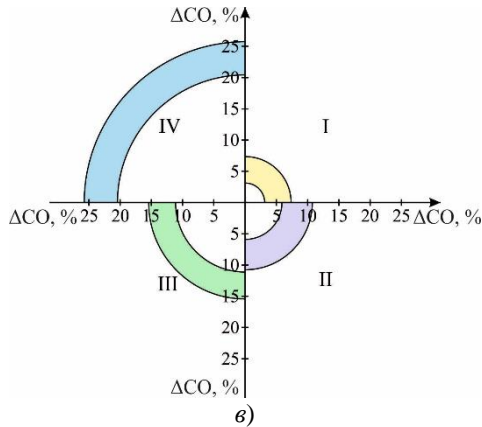


Рис. 3. Діапазон відносної зміни показників роботи дизеля 5DC-17A від навантаження під час використання паливної суміші різного складу: 1 – DMB+5 % біопалива; 2 – DMB+10 % біопалива; 3 – DMB+15 % біопалива; 4 – DMB+20 % біопалива;

*a* – збільшення питомої витрати палива; *б* – зменшення емісії оксидів азоту; *в* – зменшення об'ємного вмісту оксиду вуглецю в випускних газах

**Висновки і перспективи подальших досліджень.** Проведені дослідження дозволяють зробити наступні висновки.

1. В суднових дизелях середньої потужності, що використовуються як допоміжні, можливо використовувати паливні суміші, до складу яких входять паливо нафтового походження (як основна частина, масова доля якої складає 80...95 %) та паливо біологічного походження (з масовою долею 5...20 %). Підготовку подібних паливних сумішей доцільно виконувати в суднової паливної системі безпосередньо перед їх подачею до циліндрів дизеля.

2. Використання в суднових дизелях паливних сумішей до складу яких входить паливо біологічного походження сприяє поліпшенню екологічних показників їх роботи. Дослідженнями встановлено, що для 5...20 % концентрації палива біологічного походження в складі паливної суміші і діапазоні експлуатаційних навантажень на судновий дизель 5DC-17A 30...80 % номінальної потужності спостерігається зменшення концентрації оксидів азоту у випускних газах на 3,86...24,59 % та зменшення об'ємного вмісту оксиду вуглецю в випускних газах на 3,14...26,47 %. Зменшення об'ємного вмісту оксиду вуглецю в випускних газах здійснюється пропорційно підвищенню вмісту біопалива в складі паливної суміші на всіх експлуатаційних режимах дизеля. Зменшення емісії оксидів азоту найбільш ефективно

здійснюється під час 10...15 % концентрації біопалива в складі паливної суміші з паливом нафтового походження. Саме цю концентрацію (для будь яких навантажень дизеля 5DC-17A) пропонується вважати найбільш оптимальною з точки зору забезпечення екологічних показників роботи дизеля.

3. Використання паливних сумішей до складу яких входить паливо біологічного походження призводить до підвищення питомої витрати палива, що зменшує економічність роботи дизеля. З підвищенням вмісту біопалива в паливній суміші з 5 до 20 % питома ефективна витрата палива зростає на 1,54...8,53 %. При цьому найбільше зростання – 3,32...8,53 % відповідає навантаженню 30 %, найменше – 1,54...3,08 % навантаженню 80 % за умовою 20 % вмісту біопалива в складі паливної суміші. Під час навантаження 40...50 % збільшення питомої витрати палива досягає 6,76 та 5,94 % відповідно. У зв'язку з цим, під час навантаження дизеля в діапазоні 30...40 % доцільно використання паливних сумішей з вмістом біопалива 5...10 %. Перевищення цей концентрації суттєво знижує економічність роботи дизеля.

Подальші дослідження доцільно спрямовувати на визначення впливу біопалива на якість процесу згорання паливної суміші та на термодинамічні показники процесу згорання.

### *СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ*

1. Марченко О.О., Сагін С.В. Вдосконалення процесу очищення судових важких палив // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 41. – Одеса: НУ «ОМА». – 2020. – С. 10 - 14. DOI : 10.31653/smf341.2020.10-14.

2. Сагін С.В., Солодовников В.Г. Применение ультразвуковой обработки топлива для снижения сернистого износа двигателя // Технические науки – от теории к практике. Сб. ст. по материалам XXXV междунар. науч.-практ. конф. № 6 (31). – Новосибирск : «СибАК», 2014. – С.42-48.

3. Сагін С.В., Заблоцкий Ю.В., Перунов Р.В. Технология использования и результаты испытаний присадок к топливам для судовых дизелей // Проблемы техники: наук.-виробн. журнал. – 2012. – № 3. – Одесса: ОНМУ. – С. 84 - 103.

4. Kuropyatnyk O.A., Sagin S.V. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NOx Emissions from Marine Diesel Engines // Naše more: International Journal of Maritime Science & Tech-

nology. – 2019. – Vol. 66. – Iss. 1. – P. 1 - 9. <https://doi.org/10.17818/NM/2019/1.1>.

5. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A. The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines // *Naše more : International Journal of Maritime Science & Technology*. – 2018. – Vol. 65. – № 2. – P. 78 - 86. [doi.org/10.17818/NM/2018/2.3](https://doi.org/10.17818/NM/2018/2.3).

6. Sagin S.V., Kuropyatnik A.A. Application of the system of recirculation of exhaust gases for the reduction of the concentration of nitric oxides in the exhaust gases of the ship diesels // *American Scientific Journal*. – 2017. – № 15. – Iss. 2. – P. 67 - 71.

7. Sagin S., Madey V., Sagin A., Stoliaryk T., Fomin O., Kučera P. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine Transport Vessels // *Journal Marine Science and Engineering*. – 2022. Vol. 10. – Iss. 10. – P. 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse10101373>.

8. Madey V. V. Usage of biodiesel in marine diesel engines // *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal*. – 2021. – № 7–8 (July – August). – P. 18-21. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-18-21>.

9. Мацкевич Д.В., Заблоцкий Ю.В. Определение смазочной способности дизельных топлив // *Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб.* – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С.145 - 153.

10. Sagin S.V., Stoliaryk T.O. Comparative assessment of marine diesel engine oils // *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal*. – 2021. – № 7-8 (July – August). – P. 29-35. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-29-35>.

11. Sagin S.V. Determination of the optimal recovery time of the rheological characteristics of marine diesel engine lubricating oils // *Materials of the International Conference “Process Management and Scientific Developments”* (Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4). – P. 195-202. DOI. 10.34660/INF.2020.4.52991

12. Sagin S.V. Improving the performance parameters of systems fluids // *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, Vienna-2018*. – № 7-8 (July-August). – P. 55 - 59. [doi.org/10.29013/AJT-18-7.8-55-59](https://doi.org/10.29013/AJT-18-7.8-55-59).

13. Сагин С.В., Мацкевич Д.В. Оптические характеристики граничных смазочных слоев масел, применяемых в циркуляционных системах судовых дизелей // *Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб.* – 2011. – № 26. – Одесса: ОНМА. – С.116-125.

14. Зверьков Д.О., Сагін С.В. Зниження механічних втрат у судових дизелях // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 20 - 25. DOI : 10.31653/smf341.2020.20-25.

15. Марков В.А., Нагорнов С.А., Романцова С.В., Неверова В.В., Са Бовэнь. Метилловый эфир рапсового масла как дизельное топливо // Транспорт на альтернативном топливе. – 2017. – № 6(60). – С. 17 - 30.

16. Мацкевич Д.В., Сагин С.В., Ханмамедов С.А. Изменение реологических характеристик смазочных материалов в циркуляционной масляной системе в процессе эксплуатации среднеоборотного двигателя // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб, 2010. – Вып. 25. – Одесса : ОНМА. – С.109 - 118.

17. Сагин С.В. Определение диапазона стратификации вязкости смазочного материала в трибологических системах судовых дизелей // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту. Зб. наук. праць. – 2019. – Вип. 1(58). – С. 89 -100.

18. Сагин С.В. Реология моторных масел при режимах пуска и реверса судовых малооборотных дизелей // Universum: Технические науки. – 2018. – Вып. 3(48). – С. 67 - 71.

19. Сагин С.В., Куропятник А.А. Оптимизация режимов работы системы перепуска выпускных газов судовых среднеоборотных дизелей // Автоматизация судовых технических средств : науч. -техн. сб. – 2019. – Вып. 25. – Одесса : НУ «ОМА». – С. 79 - 89.

20. Сагін С.В. Зниження енергетичних втрат в прецизійних парах паливної апаратури судових дизелів // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2018. – Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 132 - 142.

21. Побережний Р.В., Сагін С.В. Забезпечення екологічних показників дизелів суден річкового та морського транспорту // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 41. – Одеса: НУ «ОМА». – 2020. – С. 5 - 9. DOI : 10.31653/smf340.2020.5-9.

22. Sagin S., Madey V., Stoliaryk T. Analysis of mechanical energy losses in marine diesels // Technology Audit and Production Reserves. – 2021. № 5 (2(61)). –P. 26 - 32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.239698>.

23. Сагін С.В., Столярик Т.О. Динаміка судових дизелів під час використанні моторних мастил з різними структурними характеристиками // Автоматизація судових технічних засобів : наук. -техн.

зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 108 - 119. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-108-119.

24. Ратайчук О.В., Сагін С.В. Підвищення ефективності процесу наддува суднових дизелів // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 41. – Одеса: НУ «ОМА». – 2020. – С. 15-19. DOI : 10.31653/smf341.2020.15-19.

25. Мадей В. В. Використання альтернативного палива в суднових середньообертових дизелях // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. – 2021. – Вип. 43. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 45 - 53. doi: 10.31653/smf343.2021.41-53.

26. Сагін С.В., Заблоцкий Ю.В. Определение триботехнических характеристик поверхностей по степени упорядоченности пристенных слоев углеводородных жидкостей // Проблемы техники : науч.-виробн. журнал, 2011. – № 3. – Одесса : ОНМУ. – С. 78 - 88.

27. Сагін С.В. Оптимизация расхода высокощелочного цилиндрического масла судовых малооборотных дизелей // Universum: Технические науки : электрон. научн. журн. – 2016. – № 7 (28) . URL: <http://7universum.com/ru/tech/archive/item/3385>.

28. Куропятник А.А., Сагін С.В. Управление выпускными газами судовых дизелей для обеспечения экологических показателей // Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сборник. – 2018. – Вып. 24. – С. 72 - 80.

29. Сагін С.В., Кривий М.О. Розрахунок контактної тиску та зони контакту в парах ковзання судових дизелів // Автоматизація суднових технічних засобів : наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 84 - 92. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-84-92.

30. Kuropyatnyk O.A. The use of bypass exhaust gases to ensure the environmental performance of marine diesel engines // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2018. – Вип. 38. – С. 217 - 228.

31. Руснак Д.Ю., Сагін С.В. Забезпечення екологічних вимог при ультразвуковій десульфурізації вуглеводних палив // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – 2020. – С. 49-54. DOI : 10.31653/smf340.2020.49-54.

32. Сагін С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил суднових дизелів // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 43. – Одеса: НУ «ОМА». – 2021. – С. 69 - 80. doi: 10.31653/smf343.2021.69-80.

33. Sagin S., Kuropyatnyk O., Sagin A., Tkachenko I., Fomin O., Pištěk V., Kučera P. Ensuring the Environmental Friendliness of Drill-

ships during Their Operation in Special Ecological Regions of Northern Europe // *Journal Marine Science and Engineering*. – 2022. – Vol. 10. – Iss. 9. – P. 1331. <https://doi.org/10.3390/jmse10091331>.

34. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A., Zablotskyi Yu.V., Gaichenia O.V. Supplying of Marine Diesel Engine Ecological Parameters / S.V. Sagin, // *Nase More : International Journal of Maritime Science & Technology*. – 2022. – Vol. 69. – Iss.1. – P. 53-61. DOI 10.17818/NM/2022/1.7.

35. Madey V. Assessment of the efficiency of biofuel use in the operation of marine diesel engines. / V. Madey // *Technology Audit and Production Reserves*. – 2022. Vol. 2(1(64)). – P. 34–41. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.255959>.

10.31653/smf44.2022. 111-120

Малахов О.В., Яценко М.В., Маслов І.З., Найдьонов А.І., Генчев В.В.

Національний університет “Одеська морська академія”

## **РЕЖИМИ ВЗАЄМОДІЇ ПОТОКУ З ЦИЛІНДРИЧНИМ ТРУБОПРОВОДОМ, ЩО РУХАЄТЬСЯ З КОЛИВАННЯМИ У ВЕРТИКАЛЬНІЙ ПЛОЩИНІ**

Під час роботи суден основна проблема в задачі взаємодії рухомого потоку морської води або повітря з гнучким циліндричним трубопроводом, що здійснює коливальні рухи, полягає у відсутності необхідних даних щодо розподілу гідро- або аеродинамічних сил уздовж обтічної поверхні. Цей розподіл повинен бути завжди відомий в залежності від форм параметра обтічної поверхні і кута атаки потоку рідини, що набігає.

До важливого аспекту гідродинамічної взаємодії потоку з циліндричним трубопроводом або тросом відноситься виникнення коливань при відриві вихорів. Так згідно з результатами роботи [1] коливання завжди мають локальний характер і можуть поширюватися не на всю довжину трубопроводу.

Для криволінійних гнучких трубопроводів місцева нормальна складова відносно швидкості обтікаючого потоку  $V_n$  визначається координатою вигину, тобто координатою, що відповідає відхиленню труби від рівноважного стану. Від величини  $V_n$  залежить місцева сила Кармана і тому синхронізація частоти зриву вихорів на конкретній ділянці труби зі своєю частотою її коливань теж може мати лише локальний місцевий характер. На одних ділянках трубопроводу частота зриву вихорів може дорівнювати власній частоті його коливань, а на інших ділянках трубопроводу вона може збільшуватися зі зростанням величини швидкості  $V_n$ .

Зрив вихорів з криволінійної поверхні обтічної труби або троса є спрощеним поясненням механізму виникнення коливань гнучкого трубопроводу в потоці. В цьому випадку приймається, що сили Кармана, які з'являються при зриві вихорів, будуть спрямовані перпендикулярно до місцевої нормальної складової швидкості потоку. Саме ці сили починають приводити до коливального руху гнучкий трубопровід і призводять під час відривного обтікання до виникнення додаткових підйомних сил, які і дають на виході ефект автоколивань (що є не затухаючими, галопуючими, зі змінною амплітудою і т.і.).

Швидкість потоку, що набігає, є одним з тих основних факторів, які впливають на частоту відриву вихорів з поверхні циліндричного

трубопроводу. Подібний вплив добре показано на малюнку 1. Він узятий з роботи [2] і на ньому видно, що для всіх трьох досліджених трубопроводів залежність частоти відриву вихорів від швидкості потоку може бути апроксимована за допомогою лінійного закону. На графіку також видно, що зменшення діаметра труби є позитивним фактором для зменшення частоти коливання труби оскільки ті ж самі частоти відриву вихорів спостерігаються в цьому випадку при значно більших швидкостях. Так, наприклад, для труби з діаметром 1,42 м частота відриву 2 Гц мала місце при швидкості потоку 0,282 м/с, а для трубопроводу з діаметром 1,02 м швидкість становила 0,392 м/с, тобто. стала більшою у 1,39 разів.

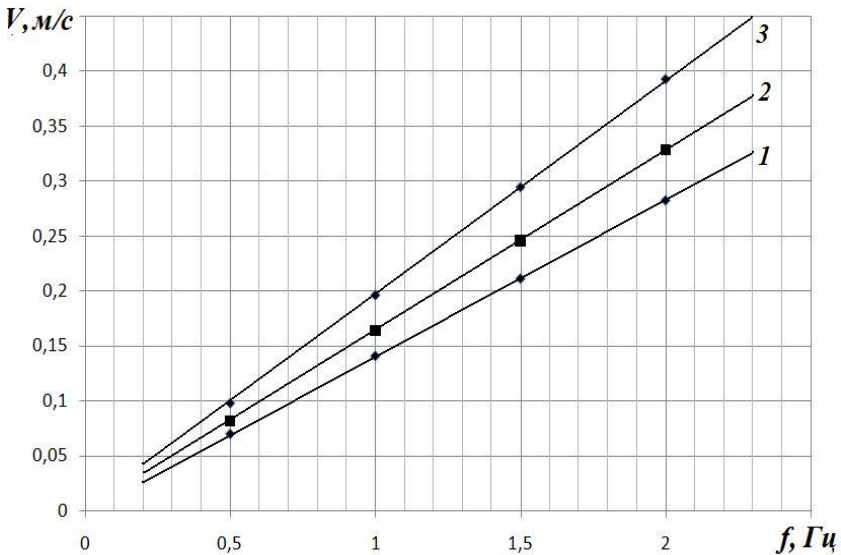


Рисунок 1. Вплив швидкості потоку на частоту зриву вихорів від циліндричного трубопроводу [2].

1 –  $D = 1,42$  м; 2 –  $D = 1,22$  м; 3 –  $D = 1,02$  м.

В тому випадку, коли за рахунок взаємодії з потоком гнучкий циліндричний трубопровід починає виконувати коливальний рух обтікання його поверхні вже не можна розглядати як стаціонарне. В цьому випадку необхідно вже розглядати випадок, що поверхня коливається. У випадку коли під дією потоку, що набігає відбувається нестационарне відривне обтікання циліндра (який при цьому здійснює вимушені гармонічні коливання в напрямку, перпендикулярно-



му до осі симетрії потоку, що набігає) можливе отримання трьох характерних режимів його обтікання. По виду розподілу полів швидкості та тиску поблизу труби ці режими між собою відрізняються якісно. Їхня кількісна відмінність добре описується межами відповідних чисел Струхаля.

Якщо частоту коливань гнучкого трубопроводу позначити через  $f_1$ , а частоту відриву вихорів прикордонного шару від його поверхні як  $f_2$ , то два числа Струхаля можна записати у вигляді

$$Sh_1 = f_1 \frac{d}{V} \quad (1)$$

$$Sh_2 = f_2 \frac{d}{V} \quad (2)$$

де  $d$  – діаметр трубопроводу,  $m$ ,  $V$  – швидкість потоку,  $m/c$ .

Визначальним критерієм є число Струхаля  $Sh_1$  і в цьому випадку всі три режими обтікання циліндричного трубопроводу мають такі особливості:

Перший режим.

$0 < Sh_1 < 0,04$  – коливання гнучкого трубопроводу не надають жодного впливу частоту сходу вихорів з його поверхні, тобто  $Sh_2$  не залежить від  $Sh_1$  і виконується нерівність

$$f_1 \neq f_2 \quad (3)$$

Другий режим.

$0,04 < Sh_1 < 0,1$  - за рахунок коливань гнучкого трубопроводу відбувається часткове "захоплення" прикордонного шару, що відривається, з затягуванням ближньої вихрової сторони до донної частини поверхні труби. При цьому частота відриву вихорів та частота коливань гнучкого трубопроводу частково не збігаються, але при цьому у першому наближенні

$$f_1 \approx f_2 \quad (4)$$

Третій режим.

$Sh_1 > 0,1$  - відбувається повне "захоплення" частоти зриву вихорів. Чисельні значення цієї частоти починають повністю збігатися з частотою коливань гнучкого трубопроводу в потоці. У цьому випадку виконується рівність

$$f_1 = f_2 \quad (5)$$

Згідно з результатами роботи [7] коливання тіл, що мають пога-нообтічний профіль є самозбудливими і відносяться до автоколивань. Це положення є справедливим як при безвідривному, так і при відривному обтіканні гнучкого циліндричного трубопроводу.

У тому випадку, коли рухомий гнучкий трубопровід взаємодіє з потоком, що набігає, частота зриву вихорів з його циліндричної поверхні лінійно залежить від швидкості потоку. У режимах докризового обтікання середнє значення Струхала при  $40 < Re < 105$  становить  $Sh=0,2$ .

Згідно з результатами експериментальних досліджень, описаних у роботі [3] якщо спостерігається синхронізація частоти зриву вихорів з частотою вільних коливань гнучкого трубопроводу, то вона зберігатиметься і зі зростанням швидкості потоку, що набігає  $V$ . Межа подібної синхронізації зі зростання швидкості зовнішнього потоку наближено може сягати значень  $1,25V$ . У цьому випадку матиме місце зростання амплітудного значення нестационарних сил Карману, а величина амплітуди цих сил може зростати до 50%.

Згідно з експериментальними дослідженнями робіт [4, 5] власні частоти коливань гнучких трубопроводів при їх експлуатації під водою безпосередньо визначаються довжинами занурених під воду ділянок. Їх чисельні значення діапазонах довжин від 40 до 120 метрів відповідають інтервалам частот коливань від 0.05 до 1.32 Гц, причому меншим довжинам відповідають більші значення частот коливань і навпаки.

У ході синхронізації частот коливань приєднана маса циліндричного трубопроводу виходить на свої стаціонарні значення через тривалий період часу. Його величина набагато більша за час власних або вимушених коливань трубопроводу. Цей висновок досить наочно демонструється універсальним графіком на малюнку 2. Він взятий з роботи [6] і на ньому показано, як змінюється в часі приєднана маса поставленого впоперек потоку жорсткого циліндра. Аналіз наведеної кривої показує, що при ідентичних числах Рейнольдса приєднана маса такої труби дорівнює  $m=0,01$  тільки через 190 секунд після початку руху рідини. Такий тривалий період виходу на стаціонарне значення безпосередньо визначає необхідність обліку приєднаної маси при коливаннях трубопроводу. У діапазонах часу коливання труби що складає в умовах роботи судна менше 20 секунд цей параметр буде завжди нестационарним.

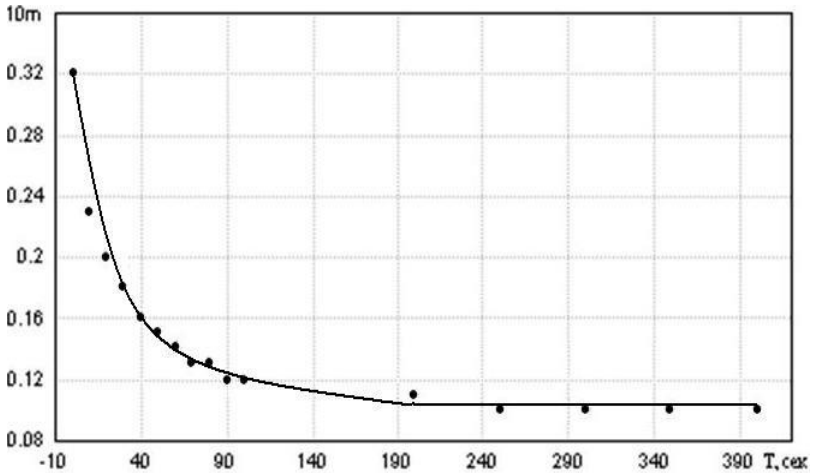


Рисунок 2. Зміна у часі приєднаної маси під час обтікання труби [6].

Також із графіка видно, що його чисельна зміна (на графіці в меншу сторону) може відбуватися більш ніж утричі. Для початкової оцінки величини приєднаної маси гнучкого циліндричного трубопроводу у разі поперечного обтікання в автотельному режимі, теоретичне значення величини приєднаної маси може бути знайдено за виразом

$$m = \rho \frac{\pi d^2}{4} \quad (6)$$

а маса зміщеної рідини, як:

$$m = \rho \sum W_i \quad (7)$$

де  $W_i$  – обсяги рідини та зануреної частини трубопроводу

У разі обтікання повністю нерухомого тіла ці дві величини мають складатися.

На одиничну довжину кожного елемента гнучкого трубопроводу при його обтіканні потоком в'язкої рідини, що не стискається, завжди діють тільки три змінні сили динамічного походження. Вони є проєкціями вектора гідродинамічної сили реакції потоку і кожна з них окремо:

$F_X$  - вектор розподіленої гідродинамічної сили лобового опору. Він завжди лежить у площині, яка є перпендикулярною до осі симетрії гнучкого трубопроводу та розраховується як

$$F_X = C_x \frac{\rho V^2}{2} D \quad (8)$$

де  $C_x$  – коефіцієнт опору;  $\rho$  – щільність води;  $V$  - швидкість потоку, що набігає;  $D$  – зовнішній діаметр труби.

$F_Y$  - вектор підйомної сили. Він завжди перпендикулярний до вектору сили лобового опору. Вектор підйомної сили може бути розрахований як

$$F_Y = C_y \frac{\rho V^2}{2} D \quad (9)$$

де  $C_y$  – коефіцієнт підйомної сили.

$F_{np}$  - вектор гідродинамічної сили. Напрямок дії цієї сили завжди збігається з симетрією до гнучкого трубопроводу.

У разі експлуатації суднового трубопроводу під водою до зазначених трьох сил завжди додається четверта сила – постійна сила виштовхування чи сила Архімеда.

$$F_A = \rho g W \quad (10)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $W$  – об'єм зануреної частини трубопроводу, м<sup>3</sup>.

При розрахунку силового навантаження, яке надає рухомий потік на гнучкий трубопровід, основна проблема полягає в залежності сил, що розраховуються, при великих переміщеннях обтічної поверхні від перших похідних цих переміщень. Така залежність визначається зміною орієнтації елементів гнучкого трубопроводу по відношенню до потоку, що набігає, і впливом екрануючої поверхні від корпусу судна або рельєфу морського дна. У більшості випадків при експлуатації гнучкого суднового трубопроводу в умовах морського хвилювання ці фактори носять імовірнісний характер. Також слід враховувати, що якщо в розрахунках ігноруються ефекти, пов'язані з підвищеною гнучкістю суднового трубопроводу це може призводити до завищення оцінок його компенсуючої здатності в кілька разів.

Спрощена схема задачі про підводну експлуатацію гнучкого трубопроводу у просторі між корпусом судна і морським дном у двомірній постановці відповідає його обтіканню між двома пластинами.

Оскільки через навантаження, що виникають, трубопровід від початкової циліндричної форми буде приймати еліпсоїдну форму необхідно враховувати зміну його опору в залежності від ступеня зміни співвідношень між двома піввісями еліпса. Схема такої задачі показана на малюнку 3 а величина опору гнучкого трубопроводу в загальному вигляді може бути знайдена за виразом

$$F_x = \frac{16\pi\mu V_z \left[ 1 - \frac{1}{3} \left( \frac{a}{l} \right)^3 \right]}{k_1 + a^2 k_2} \cdot \frac{1}{1 - \left( \frac{l}{k_1 + a^2 k_2} \right) \left( 2.26776 - 0.4244 \left( \frac{b}{l} \right)^2 - 0.6902 \left( \frac{a}{l} \right)^2 \right)} \quad (11)$$

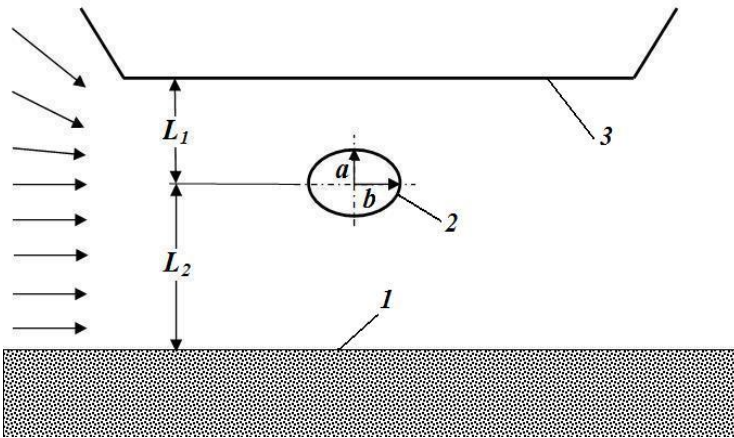


Рисунок 3. Схема задачі для роботи гнучкої труби між корпусом судна і морським дном

1 – морське дно; 2 – гнучкий трубопровід; 3 – корпус судна.

де  $k_1$  і  $k_2$  – константи, що залежать від форми тіла;  $l$  – відстань від центру сфероїда до найближчої стінки;  $c$  – радіус поперечного перерізу (перпендикулярного до вертикальної осі  $Z$ );  $a$  – довжина піввісі, розташованої вздовж вертикальної осі  $Z$ ;  $b$  – довжина піввісі, розташованої вздовж поздовжньої осі  $Z$ .

Якщо потік рідини розглядати як двовимірний, то у разі симетричного розташування трубопроводу по відношенню до корпусу

судна і морського дна константи  $k_1$  і  $k_2$  можуть бути знайдені за виразами

$$k_1 = \frac{\pi}{a} \quad (12)$$

$$k_2 = \frac{\pi}{2a^3} \quad (13)$$

а вираз (11) може бути спрощено до наступного виду

$$F_x = \frac{\frac{32}{3} \mu a V_z \left[ 1 - \frac{1}{3} \left( \frac{a}{l} \right)^2 \right]}{1 - 0,568 \left( \frac{a}{l} \right) + 0,146 \left( \frac{a}{l} \right)^3} \quad (14)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості;  $l$  – величина зазору від центра труби до корпусу судна або морського дна.

Усі динамічні характеристики гнучких трубопроводів та їх критичні параметри, тобто. поєднання між параметрами конструкції та параметрами потоку, що призводить до нестійких режимів коливань, визначаються початковим напруженим станом. Цей стан насамперед визначається дією гідродинамічних або аеродинамічних сил, що діють на обтічну конструкцію в її поточному врівноваженому стані. Зміна такого стану, наприклад при зміщенні потоком гнучкого трубопроводу в нове положення і прояві в цьому випадку сили тяжкості дасть рівновагу, яка буде характеризуватись вже своїм новим напруженим станом. Для нього вже буде спостерігатися зовсім інше осьове зусилля, а отже, і різний спектр частот коливань.

Умова настання гідродинамічного резонансу виявляється у рівності характерної частоти зриву вихорів із частотою власних коливань трубопроводу може бути записана як

$$\nu = \theta \quad (15)$$

де  $\nu$  – частота коливань труби;  $\theta$  – характерна частота зриву вихорів.

Величина характеристичної частоти зриву вихорів  $\theta$  для циліндричного трубопроводу може бути знайдена як

$$\theta = \frac{Sh \cdot V}{D} \quad (16)$$

де  $Sh$  – число Струхалія;  $V$  – швидкість потоку;  $D$  – діаметр труби.

У тому випадку, коли гнучкий трубопровід циліндричного перерізу зазнає згинальні навантаження виникає опір у його поперечному перерізі може бути оцінено як добуток  $EI$ , де  $E$  - модуль пружності, а  $I$  - осьовий момент інерції,  $\text{см}^4$ .

В цьому випадку жорсткість гнучкої труби буде тим вищою, чим більша величина  $I$ . Осьовий момент інерції в першому наближенні (з похибкою до 20%) може оцінюватися за емпіричною формулою

$$I = \frac{\pi(D_y - \delta)^3 \delta}{8} \quad (17)$$

де  $D_y$  – діаметр умовного проходу гнучкого трубопроводу, м;  $\delta$  – товщина стінки гнучкого трубопроводу в ненавантаженому стані, м.

При згинанні у кожному поперечному перерізі гнучкого трубопроводу будуть змінюватися кільцеві напруги. Якщо всередині труби тиск потоку становить величину  $P$  то початкове значення таких кільцевих напружень можна оцінити за виразом

$$\sigma_{xy} = \frac{P(D_n - 2\delta)}{2\delta} \quad (18)$$

Якість роботи гнучкого трубопроводу може оцінюватися за допомогою коефіцієнта надійності. Він дозволяє враховувати набір всіх критеріїв, що призводять до виходу з ладу робочої поверхні трубопроводу під час його експлуатації. Чим вище значення коефіцієнта надійності, тим якісніше експлуатується труба.

#### Висновки.

Коливання, що виникають при відриві вихорів, завжди носять локальний характер і можуть не поширюватися на всю довжину трубопроводу. Тому синхронізація частоти зриву вихорів на конкретній ділянці труби з власною частотою її коливань носить тільки локальний місцевий характер.

Зменшення діаметра труби призводить до падіння частоти коливання труби, оскільки ті самі частоти відриву вихорів будуть спостерігатися при значно більших швидкостях потоку, що натікає. Залежність частоти відриву вихорів від швидкості потоку, що набігає на гнучкий циліндричний трубопровід, апроксимується лінійним законом.

Власні частоти коливань гнучких трубопроводів під час їх експлуатації під водою безпосередньо визначаються довжинами підвод-

них ділянок. Їх чисельні значення діапазонах довжин від 40 до 120 метрів відповідають інтервалу частот від 0.05 до 1.32 Гц, причому меншим довжинам відповідають більші значення частот коливань і навпаки.

Якість роботи гнучкого трубопроводу може оцінюватися за допомогою коефіцієнта надійності, який враховує всі критерії, що призводять до виходу з експлуатації робочої поверхні трубопроводу. Чим нижче його значення, тим якісніше експлуатується труба.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Халатов А.А. Теорія і практика закручених потоків / А.А. Халатов. – Київ: Наук. думка, 1989. – 302 с.
2. Ерманюк Е. В. Динамічні характеристики циліндричних тіл, що коливаються в лінійно стратифікованій рідині. / Е.В. Ерманюк, Н.В. Гаврилов // Розрахункові Технології. 2001. Т.6. Ч.2. с. 283–289.
3. Kosaki H., Yabuno H. (2012). Stabilization of Self-Excited Oscillation in a Flexible Fluid-Conveying-Pipe by Position Feedback Control. 24<sup>th</sup> Conference on Mechanical Vibration and Noise, 12 Aug 2012, Volume 1: Parts A and B.
4. Williamson, C.H.K. Vortex dynamics in the wake // Annu. Rev. Fluid Mech., 1996, No 28, P. 477-539.
5. Bruschi R., Vitali L., Marchionni L., Parrella A., Mancini A. (2015). Pipe technology and installation equipment for frontier deep water projects. Ocean Engineering, Volume 108, November 2015, pp. 369–392.
6. Малахов А. В. Гидромеханика ограниченных потоков. – Одесса: Астропринт, 1999. – 204 с.



10.31653/smf44.2022. 121-131

Заблоцький Ю.В., Сагін А.С.

Національний університет «Одеська морська академія»

**ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПІД ЧАС  
ЗМІНИ РЕЖИМІВ МАЩЕННЯ ПРЕЦИЗІЙНИХ ПАР  
ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ**

**Постановка проблеми в загальному вигляді.** В теперішній час основним джерелом енергії суднових двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) є нафтове паливо. При цьому навіть з урахуванням розвитку та використання в судновій енергетиці альтернативних сортів палива (насамперед палива біологічного походження та газового палива) саме рідке вуглеводневе паливо буде домінуватиме порівняно з ними у найближче десятиліття [1-3].

Неодноразово зазначалося, що серед характеристик палива традиційно відзначається його в'язкість, температури спалаху та самозаймання, вміст сірки, а також теплотворна здатність. При цьому практично ніколи не оцінюється така характеристика палива як здатність до мащення [4-6]. Саме здатність до мащення забезпечує якісну та надійну роботу паливної апаратури (ПА) ДВЗ, яка у свою чергу є одним із відповідальних вузлів будь-якого двигуна. Поняття «здатність до мащення» палива не актуальне для «об'ємних зон» паливної системи (трубопроводів перекачування, фільтрів, сепараторів тощо), за винятком гвинтових і шестерних паливних насосів, в яких паливо під час свого руху надає дію з мащення на кромки гвинтів або шестірна. Однак для елементів ПА високого тиску, де зазор між поверхнями, що контактують між собою, визначається декількома мікрометрами, поняття «здатність до мащення палива» є більш ніж актуальним.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** У ряді робіт, що присвячені питанням дослідження поведінки вуглеводневих рідин (палива та мастила) поблизу металевих поверхонь, було визначено наявність особливої рідкокристалічної структури, при якій молекули рідини мають орієнтаційну впорядкованість і характеризуються квазікристалічними властивостями [7-9]. Для ДВЗ, де найвиразніше можуть проявлятися такі властивості, в першу чергу, є пари тертя вал – вкладиш підшипника [10, 11], поршневе кільце – втулка циліндра [12, 13], плунжер золотника – втулка паливного насоса високого тиску (ПНВТ) [14, 15].

У питанні забезпечення здатності до мащення палива важливу роль відіграють сили тиску, що розклинає, які виникають в умовах граничного мащення (характерного для пари плунжер – втулка ПНВТ).

**Постановка завдання.** Основними вузлами тертя паливної системи суднового дизеля, які працюють в режимі граничного мащення / граничного тертя є прецизійні пари ПНВТ та розпилювачів форсунок. Процеси тертя та зношування, що перебігають у насосних елементах ПА, надають вирішальний вплив на тривалість безвідмовної роботи всієї паливної системи та експлуатаційних характеристик ДВЗ. Тому визначення зміни навантажень на елементи ПА високого тиску необхідно виконувати за умови структурних характеристик палива, яке одночасно виконує функції мащення прецизійних пар.

#### **Виклад основного матеріалу.**

Процеси тертя в ПА протікають у складних умовах, пов'язаних з тим, що:

- насосні елементи паливної апаратури високого тиску здійснюють зворотно-поступальний рух [16, 17];
- швидкість ковзання плунжера у втулці ПНВТ постійно змінюється [18, 19];
- мастильним середовищем є важкі палива з в'язкістю до 100 сСт, що знаходяться за температурою 90...110°C [20, 21];
- температура деталей паливної апаратури високого тиску змінюється в межах 50...200°C [22, 23];
- нормальне навантаження у вузлах тертя у площині ковзання змінюється за синусоїдальним законом [24, 25].

Одночасно з цим, експлуатація ПА необхідно виконувати з урахуванням екологічних вимог до суднових дизелів [26, 27] та суднових енергетичних установок [28, 29].

У ПНВТ і розпилювачах форсунок прецизійні деталі, які переміщаються щодо один одного та паливо, яке знаходиться в зазорі між ними, утворюють тріаду тертя метал – мастильний шар палива – метал [30]. У процесі роботи деталі ПА зношуються, у міру чого зростає радіальний зазор між втулкою та плунжером, а також місцеві зазори, одночасно погіршується процес подачі палива та сумішоутворення, падає гідравлічна щільність тріади тертя. Зміна геометричного профілю плунжерних пар ПНВТ призводить до підвищеного зносу цих елементів, зниження їх надійності та підвищення витрати палива. У зв'язку з цим були і залишаються актуальними теоретичні

та експериментальні дослідження, спрямовані на підвищення експлуатаційної надійності ПА суднових дизелів. Перспективними у цьому напрямі є методи та засоби, що дозволяють підвищити довговічність ПА за рахунок управління триботехнічними процесами, що перебігають на її робочих поверхнях. Аналіз умов роботи типового вузла тертя паливної апаратури показує, що на нього діє сила  $P_t$ , яка обумовлена стисненням палива і не лежача на одній осі з рушійною силою  $P_d$ , що, у свою чергу, поряд з конструкційними особливостями призводить до порушення співвісності плунжера та виникнення нерівноважених радіальних сил  $P_r$ , які викликають підвищене зношування плунжера [31, 32].

Розглянемо вплив перепаду тиску палива та деяких конструкційних параметрів деталей ПНВТ на порушення їх співвісності, нехтуючи при цьому силами інерції, силою тяжкості плунжера та палива, а також шорсткістю поверхонь тертя. Припустимо також, що в кільцевому зазорі має місце ламінарний потік рідини. Припустимо, що плунжер правильної циліндричної форми розташований співвісно нерухомо в отворі втулки і перепад тиску рідини  $\Delta P$  за довжиною сполучення залишається постійним і змінюється лінійно, тобто.

$$\Delta P = P_1 - P_2,$$

де  $P_1$  та  $P_2$  – високий та низький тиск палива.

У разі правильної циліндричної форми деталей плунжер займе концентричне положення щодо отвору втулки, і в цьому випадку сумарні радіальні тиски  $P_{r_1}$  та  $P_{r_2}$  будуть однакові за величиною і рівні, тобто

$$P_{r_1} = P_{r_2} = \pi r l \frac{P_1 - P_2}{2},$$

де  $r$  – радіус плунжера.

Якщо спостерігається спотворення циліндричної форми плунжера і втулки, а макрогеометричні відхилення деталей паливної апаратури утворюються як у процесі виготовлення, так і в результаті нерівномірного зношування при експлуатації, тиск палива на плунжер буде нерівномірним і призведе до зміщення та перекіс в отворі втулки (рис. 1).

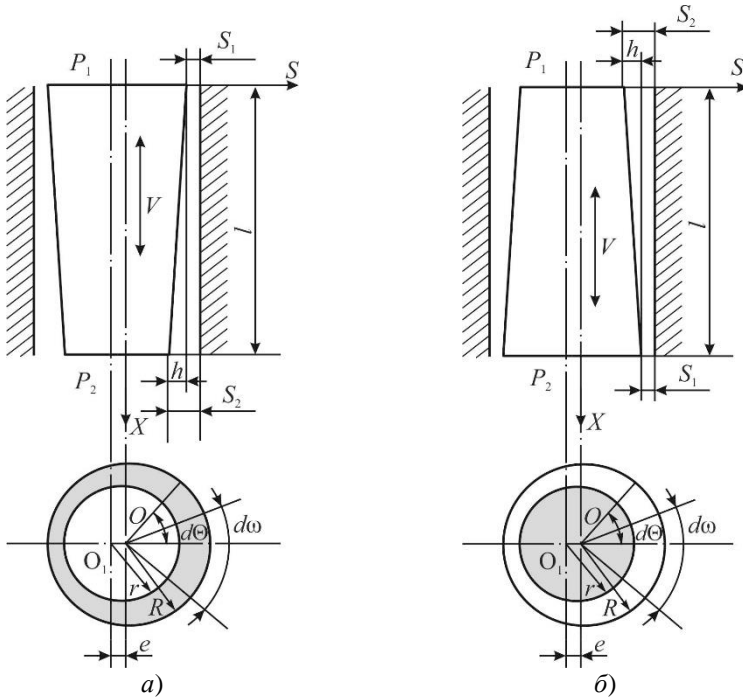


Рис. 1. Схема сполучення втулки та плунжера:

а) з найбільшою основою конуса, розташованим з боку верхнього торця головки, б) з найменшою основою конуса, розташованим з боку верхнього торця головки

При розміщенні в отворі втулки конусного плунжера (найбільша основа якого розташована з боку верхнього торця головки) переріз зазору та тиск рідини в зазорі по довжині сполучення будуть змінними рис. 1, а. Для елементарного зазору (щілини) довжиною  $dx$ , висотою по радіусу  $S$  і шириною по дузі кола  $d\omega$  справедливо тотожність, що зв'язує градієнт тиску з градієнтом витрати палива, що протікає в одиницю часу через перетин, перпендикулярне потоку, тобто

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{12z}{S^2} \cdot \frac{dg}{d\omega},$$

де – об'єм рідини, що протікає через площу зазору з шириною дуги, що дорівнює  $d\omega$ ;

$S$  – радіальний зазор

$$S = R - r,$$

$R$  – радіус втулки.

Елементарна радіальна сила, що діє на конусний плунжер, вісь якого зміщена щодо осі отвору втулки на величину ексцентриситету  $e$  і найбільша основа конуса розташована з боку верхнього торця головки, визначається за формулою (див. рис. 1, *a*)

$$dP_{r_1} = 2rl \left[ P_1 - \frac{\Delta P(S_1 + h + e \cos \theta)}{2S_1 + h + 2e \cos \theta} \right] \cdot \cos \theta d\theta,$$

де  $e$  – ексцентриситет;

$\theta$  – кут;

$$d\omega = rd\theta.$$

Повна величина невірноваженої радіальної сили, що діє на конусний плунжер з найбільшою основою, розташованою з боку верхнього торця головки, визначається за рівнянням

$$dP_{r_2} = \frac{\pi r l \Delta P}{4e} \cdot \left[ 1 - \frac{2S_1 + h}{\sqrt{(2S_1 + h)^2 - 4e^2}} \right].$$

Невірноважені радіальні сили, що виникають, змушують конусний плунжер з найбільшою основою, розташованою з боку верхнього торця головки, зайняти рівноважне положення у зазорі. Однак, в результаті дії невірноважених радіальних сил плунжер зміщуватиметься в зазорі та перекошуватиметься щодо осі втулки. Зі збільшенням ексцентриситету та перекошу зростатиме опір переміщенню плунжера. Усунення плунжера відбуватиметься лише межах найменшого зазору, тобто. зазору між отвором втулки та найбільшим розміром діаметра плунжера.

Елементарна невірноважена радіальна сила  $dP_r$ , що діє на конусний плунжер, вісь якого зміщена щодо осі отвору втулки на величину ексцентриситету  $e$  і найменша основа розташована з боку верхнього торця головки (рис. 1, *б*) і визначається за рівнянням

$$dP_{r_2} = 2rl \cdot \left[ P_1 + \frac{\Delta P(S_2 - h + e \cos \theta)}{h} \right] \cdot \cos \theta d\theta.$$

Повна величина невірноваженої радіальної сили  $P$ , що діє на плунжер, найменша основа конуса якого розташована з боку верхнього торця головки, визначиться за формулою

$$P_{r_2} = \frac{\pi r l e \Delta P}{h}.$$

Неврівноважена радіальна сила в цьому випадку також переміщатиме плунжер у рівноважне положення в зазорі, а внаслідок нерівномірного розподілу цих сил по довжині, сполучення відбуватиметься перекошування плунжера. Під час розташуванні плунжера з найменшою основою конуса з боку верхнього торця головки зсув і перекиє осі плунжера буде здійснюватися в межах найбільшого зазору по довжині сполучення. Так як дія неврівноваженої радіальної сили відбувається під час робочого ходу плунжера, є підстави припустити, що під впливом цієї сили плунжер буде переміщатися в радіальному напрямку протягом кожного подвійного ходу.

Зближенню поверхонь деталей пари тертя протидіє опір шару палива, що виникає при цьому. Ступінь зближення залежить від конфігурації поверхонь, що труться, деталей плунжерної пари, швидкості переміщення, в'язкості палива і величини зазору. Зі зменшенням довжини поверхні тертя гідродинамічний тиск знижується пропорційно квадрату довжини. На ділянках виїмок, западин, зовнішнього каналу палива, паливних отворів, у верхній і нижній мертвих точках руху плунжера гідродинамічний рух не виникає і плунжер на цих ділянках приходить у безпосередній контакт з втулкою під дією неврівноваженої радіальної сили, що виникає від перепаду тиску палива. У цьому випадку має місце тертя граничне мащення.

Під час граничного мащення поверхні деталей, що сполучаються між собою, розділені шаром палива завтовшки 0,1...0,5 мкм. Наявність граничного шару або граничної плівки знижує силу тертя в порівнянні з тертям без мастила в 2...10 разів і зменшує зношування сполучених поверхонь в  $10^2...10^4$  разів.

Міцність граничної плівки палива багато в чому залежить від природи палива та наявності у ньому активних молекул домішок. Палива, що використовуються в суднових дизелях, є механічною сумішшю різних вуглеводнів, які мають включення органічних кислот, смол, а також поверхнево-активних речовин. У зв'язку з цим палива, як і мастила, утворюють на металевих поверхнях граничну фазу квазікристалічної структури товщиною до 3...5 мкм, що володіє міцним зв'язком з поверхнею і поздовжньою когезією [33-36].

**Висновки та перспективи подальших досліджень.** У ПНВТ і розпилювачах форсунок прецизійні деталі, що переміщаються відно-

сно один одного і паливо, що знаходиться в проміжку між ними, утворюють тріаду тертя метал – мастильний шар палива – метал. У процесі роботи деталі ПА зношуються, у міру чого зростає радіальний зазор між втулкою та плунжером, а також місцеві зазори, одночасно погіршується процес подачі палива та сумішоутворення, падає гідравлічна щільність тріади тертя.

Під час роботи ПНВТ на плунжер, що здійснює зворотно-поступальний рух, діють неврівноважені радіальні сили, які виникають в результаті перепаду тиску рідини, нерівномірності швидкості відносного переміщення поверхонь, що труться, і конструктивних особливостей деталей як плунжерної пари, так і сполучення кулачок розподільного валу – ролик товкача.

Під час активного ходу плунжера перепад тиску рідини найбільше впливає на виникнення неврівноважених радіальних сил і на його зміщення в отворі втулки. Під час холостого ходу плунжера перепад тиску рідини практично відсутній. Крім того, при відносному переміщенні між поверхнями, що труться, деталей тріади тертя виникає гідродинамічний тиск шару рідини. Гідродинамічний тиск, нерівномірно розподілений поверхнею тертя, також призводить до зміщення плунжера в отворі втулки і перерозподілу радіальних зазорів. При порушенні співвісності між плунжером і втулкою та за наявності відхилень від циліндричності деталей створюються умови для нерівномірного зношування. Активним засобом попередження цього явища є утворення в зоні тертя орієнтованої стриктури молекулярного шару палива, що виконують функції мащення та попереджує безпосередній контакт пречензійних пар.

### *СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ*

1. Марченко О.О., Сагін С.В. Вдосконалення процесу очищення судових важких палив // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 41. – Одеса: НУ «ОМА». – 2020. – С. 10 - 14. DOI : 10.31653/smf341.2020.10-14.

2. Сагін С.В., Солодовников В.Г. Применение ультразвуковой обработки топлива для снижения сернистого износа двигателя // Технические науки – от теории к практике. Сб. ст. по материалам XXXV междунар. науч.-практ. конф. № 6(31). – Новосибирск: «СибАК», 2014. – С.42-48.

3. Сагін С.В., Заблоцкий Ю.В., Перунов Р.В. Технология использования и результаты испытаний присадок к топливам для судовых

дизелей // Проблемы техники: науч.-виробн. журнал. – 2012 . – № 3. – Одесса: ОНМУ. – С. 84 - 103.

4. Fomin O., Lovska A., Kučera P., Pištěk V. Substantiation of Improvements for the Bearing Structure of an Open Car to Provide a Higher Security during Rail/Sea Transportation // Journal of Marine Science and Engineering. – 2021. – Vol. 9(8). – 873. <https://doi.org/10.3390/jmse9080873>

5. Мацкевич Д.В., Сагин С.В., Ханмамедов С.А. Изменение реологических характеристик смазочных материалов в циркуляционной масляной системе в процессе эксплуатации среднеоборотного двигателя // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб, 2010. – Вып. 25. – Одесса : ОНМА. – С.109 - 118.

6. Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В. Определение триботехнических характеристик поверхностей по степени упорядоченности пристенных слоев углеводородных жидкостей // Проблемы техники : науч.-виробн. журнал, 2011. – № 3. – Одесса : ОНМУ. – С. 78 - 88.

7. Сагин С.В. Реология моторных масел при режимах пуска и реверса судовых малооборотных дизелей // Universum: Технические науки. – 2018. – Вып. 3(48). – С. 67 - 71.

8. Сагин С.В., Мацкевич Д.В. Оптические характеристики граничных смазочных слоев масел, применяемых в циркуляционных системах судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2011. – № 26. – Одесса: ОНМА. – С.116-125.

9. Sagin S.V., Stoliaryk T.O. Comparative assessment of marine diesel engine oils // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7-8 (July – August). – P. 29-35. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-29-35>.

10. Sagin S.V. Determination of the optimal recovery time of the rheological characteristics of marine diesel engine lubricating oils // Materials of the International Conference “Process Management and Scientific Developments”. Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4. – P. 195-202. DOI. 10.34660/INF.2020.4.52991

11. Zablotsky Yu.V., Sagin S.V. Maintaining Boundary and Hydrodynamic Lubrication Modes in Operating High-pressure Fuel Injection Pumps of Marine Diesel Engines // Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 20. – P. 208-216. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i20/94490.



12. Sagin S.V. Improving the performance parameters of systems fluids // *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences*, Vienna-2018. – № 7-8 (July-August). – P. 55 - 59. doi.org/10.29013/AJT-18-7.8-55-59.

13. Zablotskyi Yu.V., Sagin A.S. Applying of fuel additives in marine diesel engines // *Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник*. Вип. 43. – Одеса: НУ «ОМА». – 2021. – С. 5 – 17. doi: 10.31653/smf343.2021. 5-17.

14. Сагін С.В., Мадей В.В., Сагін А.С. Робота суднового дизеля на біодизельному паливі // *Автоматизація суднових технічних засобів : наук. -техн. зб.* – 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 93 - 107. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-93-107.

15. Сагін С.В. Определение диапазона стратификации вязкости смазочного материала в трибологических системах судовых дизелей // *Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту*. Зб. наук. праць. – 2019. – Вип. 1(58). – С. 89 -100.

16. Сагін С.В. Зниження енергетичних втрат в прецизійних парах паливної апаратури суднових дизелів // *Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб.* – 2018. – Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 132 - 142.

17. Зверьков Д.О., Сагін С.В. Зниження механічних втрат у суднових дизелях // *Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб.* – 2020. – Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 20 - 25. DOI : 10.31653/smf341.2020.20-25.

18. Сагін С.В., Столярик Т.О. Динаміка суднових дизелів під час використанні моторних мастил з різними структурними характеристиками // *Автоматизація суднових технічних засобів : наук. -техн. зб.* – 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 108 - 119. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-108-119.

19. Сагін С.В., Столярик Т.О. Динаміка суднових дизелів під час використанні моторних мастил з різними структурними характеристиками // *Автоматизація суднових технічних засобів : наук. -техн. зб.* – 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 108 - 119. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-108-119.

20. Руснак Д.Ю., Сагін С.В. Забезпечення екологічних вимог при ультразвуковій десульфурізації вуглеводних палив // *Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб.* Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – 2020. – С. 49-54. DOI : 10.31653/smf340.2020.49-54.

21. Zablotsky Yu.V., Sagin S.V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives //

Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P. 353-362. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i46/107516.

22. Sagin A.S., Zablotskiy Yu.V. Reliability maintenance of fuel equipment on marine and inland navigation vessels // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7–8 (July – August). – P. 14-17. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-14-17>.

23. Сагін С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил судових дизелів // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 43. – Одеса: НУ «ОМА». – 2021. – С. 69 - 80. doi: 10.31653/smf343.2021.69-80.

24. Сагін С.В., Кривий М.О. Розрахунок контактної тиску та зони контакту в парах ковзання судових дизелів // Автоматизація судових технічних засобів : наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 84 - 92. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-84-92.

25. Сагин С.В. Оптимизация расхода высокощелочного цилиндрического масла судовых малооборотных дизелей // Universum: Технические науки : электрон. научн. журн. – 2016. – № 7 (28) . URL: <http://7universum.com/ru/tech/archive/item/3385>.

26. Kuropyatnyk O.A., Sagin S.V. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NOx Emissions from Marine Diesel Engines // Naše more: International Journal of Maritime Science & Technology. – 2019. – Vol. 66. – Iss. 1. – P. 1 - 9. <https://doi.org/10.17818/NM/2019/1.1>.

27. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A. The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines // Naše more : International Journal of Maritime Science & Technology. – 2018. – Vol. 65. – № 2. – P. 78 - 86. [doi.org/10.17818/NM/2018/2.3](https://doi.org/10.17818/NM/2018/2.3).

28. Sagin S.V., Kuropyatnik A.A. Application of the system of recirculation of exhaust gases for the reduction of the concentration of nitric oxides in the exhaust gases of the ship diesels // American Scientific Journal. – 2017. – № 15. – Iss. 2. – P. 67 - 71.

29. Сагин С.В., Куропятник А.А. Оптимизация режимов работы системы перепуска выпускных газов судовых среднеоборотных дизелей // Автоматизация судовых технических средств : науч. -техн. сб. – 2019. – Вып. 25. – Одесса : НУ «ОМА». – С. 79 - 89.

30. Sagin S., Madey V., Sagin A. Stoliaryk T., Fomin O., Kučera P. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine

Transport Vessels // Journal Marine Science and Engineering. – 2022. Vol. 10. – Iss. 10. – P. 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse10101373>.

31. Sagin, S.V., Stoliaryk, T.O. Comparative assessment of marine diesel engine oils // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, 2021. – Vol. 7-8. P. 29-35. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-29-35>.

32. Sagin S., Madey V., Stoliaryk T. Analysis of mechanical energy losses in marine diesels // Technology Audit and Production Reserves. – 2021. № 5 (2(61)). – P. 26 - 32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.239698>.

33. Побережний Р.В., Сагін С.В. Забезпечення екологічних показників дизелів суден річкового та морського транспорту // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. – 2020. – Вип. 41. – Одеса: НУ «ОМА».. – С. 5-9. DOI : 10.31653/smf340.2020.5-9.

34. Куропятник А.А., Сагин С.В. Управление выпускными газами судовых дизелей для обеспечения экологических показателей // Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сборник. – 2018. – Вып. 24. – С. 72 - 80.

35. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A., Zablotskyi Yu.V., Gaichenia O.V. Supplying of Marine Diesel Engine Ecological Parameters // Nase More : International Journal of Maritime Science & Technology. – 2022.– Vol. 69. – Iss.1. – P. 53-61. DOI 10.17818/NM/2022/1.7.

36. Sagin S., Madey V., Sagin A., Stoliaryk T., Fomin O., Kučera P. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine Transport Vessels // Journal Marine Science and Engineering. – 2022. Vol. 10. – Iss. 10, 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse10101373>.

10.31653/smf44.2022. 132-141

Сагін С.В., Побережний Р.В.

Національний університет «Одеська морська академія»  
**АНАЛІЗ ОСНОВНИХ СПОСОБІВ ЗНИЖЕННЯ ЕМІСІЇ  
ОКСИДІВ АЗОТУ ДИЗЕЛІВ СУДЕН МОРСЬКОГО ТА  
ВНУТРІШНЬОГО ВОДНОГО ТРАНСПОРТУ**

**Постановка проблеми в загальному вигляді.** Напрямки вдосконалення з сучасних дизелів в даний час визначаються значною мірою екологічними стандартами, суттєво відрізняються в залежності від об'єктів, на які встановлюються дизелі. Тому при розробці робочого процесу енергетичної установки потрібно враховувати не тільки необхідність отримання високих техніко-економічних показників дизелів, а й вимоги, які висивають до паливної апаратури та інших елементів дизеля по забезпеченню зниження токсичності випускних газів відповідно до екологічних стандартів. Це може бути досягнуто шляхом використання:

циклу Міллера з високим (останнім часом все частіше двох-ступінчастим) наддувом [1, 2];

рециркуляції випускних газів [3, 4];

використання систем позациліндрового очищення газів (селективного каталітичного нейтралізатора та фільтра твердих частинок) [5, 6];

займання від стиснення гомогенізованого заряду [7, 8];

подачі водопаливних емульсій [9, 10].

Величина ефективних і екологічних параметрів двигуна визначається його робочим процесом, який залежить від сукупності різних чинників: конструкторсько-технологічних, регульованих, режимних, експлуатаційних [11-13].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Впродовж останнього десятиліття провідними компаніями, що будують двигуни, велася інтенсивна дослідницька і проектне-конструкторська робота по перекладу судових дизелів на дешеві важкі палива і зниженню емісії вихлопних газів у зв'язку із зростаючими вимогами захисту довкілля. Паралельно вирішувалися завдання по підвищенню надійності і ефективності двигунів, зниженню експлуатаційних витрат і підвищенню довговічності [14-16].

В даний час для всіх двигунів встановлюються екологічні стандарти, які істотно розрізняються як по кількості нормованих токсич-

них компонентів, так і по їх гранично допустимим рівням в залежності від призначення двигуна [17-19].

Способи зниження концентрація  $\text{NO}_x$  в випускних газах поділяються на первинні та вторинні. До первинних належать заходи по оптимізації процесу сумішоутворення, подачі і горіння палива, а також вдосконалення конструкції паливної апаратури. Вторинні способи (селективне або неселективне каталітичне відновлення) забезпечують очищення випускних газів, які утворились в циліндрі дизеля, перед їх безпосереднім випуском в атмосферу в додатково встановлених спеціальних пристроях (реакторах) [20-22].

**Постановка завдання.** В даний час актуальним є завдання пошуку шляхів поліпшення ефективних і екологічних параметрів двигуна за технологічними і регульовальними показниками.

Величина ефективних і екологічних параметрів двигуна визначається його робочим процесом, який залежить від сукупності різних чинників: конструкторсько-технологічних, регульованих, режимних, експлуатаційних.

**Виклад основного матеріалу.** Розглянемо та виконуємо оцінку основних методів, що забезпечують зниження емісії оксидів азоту дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту

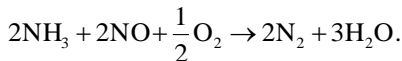
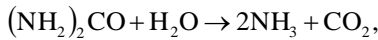
Одним з інтенсивно розвиваючих напрямків зниження емісії  $\text{NO}_x$  є застосування процесу займання від *стиснення гомогенізованого заряду* (PCCI – Premixed Charge Compression Ignition). Реалізація процесу PCCI здійснюється шляхом максимального підвищення ступені гомогенізації суміші палива та повітря до початку згоряння основної порції палива, щоб усунути зони локального перебагачення суміші киснем. Це складне завдання, яке вирішується шляхом оптимізації форми впускних каналів, камери згоряння, конструкції системи подачі палива, ступеня рециркуляції випускних газів, параметрів системи наддуву. Технологія PCCI забезпечує зниження емісії  $\text{NO}_x$  на 35...50 %.

Під час застосування *циклу Міллера* змінюються фази газувипускни. У двигуна, що працює за циклом Тринклера, впускний клапан закривається через 40...60 град повороту колінчатого валу (ПКВ) після нижньої мертвої точки (НМТ) для забезпечення додаткового заповнення циліндра повітрям (дозарядки). У циклі Міллера впускний клапан закривається в діапазоні 0...100 град ПКВ, до НМТ. Це знижує температури у кінці стиснення і відповідно максимальну те-

мпературу згорання. Цикл Міллера розглядається як спосіб значного (до 45...50 %) зниження викидів  $\text{NO}_x$ .

Зниження температури випускних газів має і негативні наслідки. В цьому випадку зменшується потужність турбіни турбокомпресора та погіршується ефективність роботи системи наддува, особливо на малих навантаженнях. Для компенсації зниження маси повітря, що надходить в циліндри через раннє закриття впускного клапана, потрібно підвищення тиску наддуву до 0,5...0,6 МПа. Таке підвищення тиску найкраще реалізується застосуванням двохступеневої системи наддуву. Це сприяє зростанню коефіцієнту корисної дії (ККД) системи наддуву.

Технологія *селективної каталітичної нейтралізації*  $\text{NO}_x$  з використанням як реагента аміаку була запатентована Engelhard Corporation в США в 1957 р., після чого активно використовується в автомобільній промисловості. З 1999 р. система селективного каталітичного відновлення (Selective Catalytic Reduction – SCR) впроваджується на дизелях суден морського та внутрішнього водного транспорту. Система SCR передбачає використання каталізатора на основі каталітично активних сполук металів перехідної валентності (наприклад, пентаоксиду ванадію  $\text{V}_2\text{O}_5$ ) на керамічних носіях кристалічної структури і реалізує протікання двох основних реакцій з утворенням азоту та води:



Принцип дії системи SCR зрозумілий з рис. 1.

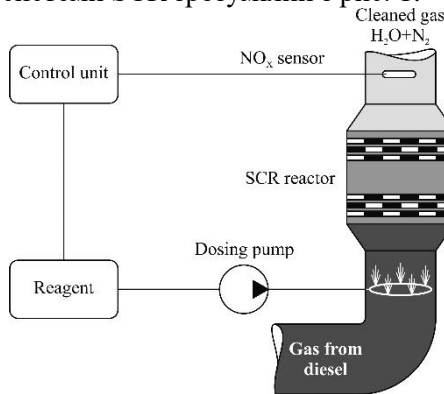


Рис.1. Схема дії системи SCR для очищення випускних від домішок  $\text{NO}_x$

Необхідно відзначити, що до останнього часу SCR і скрубери розглядалися як додаткові зовнішні опції до енергетичних установок. В даний час ці агрегати очистки випускних газів глибоко інтегровані в конструкцію двигуна і є його невід'ємною частиною.

Проблемою застосування SCR є їх робота в зимовий час або в полярних районах, коли потрібно застосовувати спеціальні заходи, пов'язані з запобіганням замерзання водного розчину сечовини, що впорскується в об'єм випускних газів.

Ефективність роботи SCR залежить від температури випускних газів. Зазвичай на малих навантаженнях дизеля SCR відключається шляхом припинення подачі розчину сечовини для виключення викидів аміаку в зв'язку з низькою ефективністю роботи каталізатора. Зазвичай мінімальні температури відпрацьованих газів знаходиться в діапазоні 260...340°C, хоча багато систем можуть працювати протягом короткого часу при більш низьких температурах. Фірми Hitachi Zosen і MAN-Diesel розробляють SCR, які успішно працюють на навантаженні дизелів 10 %.

Ефективність SCR, щодо очищення випускних газів від NO<sub>x</sub>, може досягати 90...95 %. В даний час системи SCR ефективно використовуються в автомобільному транспорті. Застосування системи SCR для очищення випускних газів суднових дизелів носить одиничний характер і обмежується високою вартістю реактора. Крім того, великі масові показники реактора і необхідність його установки над дизелем, змінюють метацентричну висоту судна, що може бути критично в умовах хвилювання моря.

Найбільш логічним, ефективним і технічно обґрунтованим шляхом розв'язання проблем екологічної безпеки двигуна є спеціальне *удосконалення робочого процесу*. Умови перебігу процесів, що виникають в циліндрі, визначають інтенсивність утворення шкідливих речовин.

Викиди твердих частинок ініціюються процесами утворення сажі, на поверхні якої абсорбуються шкідливі речовини, які є продуктами неповного згорання палива. Механізм утворення сажі в камері згорання дизеля представляється як високотемпературний крекінг крапель розпиленого палива, скорочення викидів твердих частинок може бути досягнуто в основному шляхом збільшення дисперсності розпилювання палива за рахунок підвищення тиску впорскування та більш рівномірного розподілу палива за об'ємом камери згорання, уникаючи підвищених концентрацій в пристінкових областях.

Другим нормованим шкідливим продуктом у випускних газах дизеля є оксиди азоту  $\text{NO}_x$ , утворення яких також безпосередньо пов'язане з умовами перебігу процесу згоряння. Прагнення до зниження питомої витрати палива призводить до підвищення динамічності процесу тепловиділення і, як наслідок, до зростання максимальних температур в циклі, рівень яких пропорційній термічному ККД циклу. При цьому швидке зростання температур робочого тіла до досягнення максимуму в циліндрі дизеля визначає кількісну характеристику утворення оксидів азоту, а різке зниження температури випускних газів на такті розширення не залишає часу на перебіг реакцій відновлення  $\text{NO}_x$ .

Що стосується вмісту в випускних газах оксидів сірки, то їх кількість залежить тільки від складу палива, і скорочення викидів  $\text{SO}_x$  не може бути досягнуто шляхом впливу на перебіг процесів, що виникають в циліндрі.

Таким чином, під час розгляду особливостей організації малотоксичних процесів, що виникають в циліндрі дизеля, в першу чергу постає завдання точного управління законом подачі палива, що визначає динаміку процесу тепловиділення. Це завдання дозволяють успішно вирішувати керовані акумуляторні системи подачі Common Rail Systems (CRS), здатні за рахунок формування багатоступінчастого упорскування палива реалізувати практично будь-який закон тепловиділення.

Не менш важливим аспектом організації робочого процесу низько токсичного дизеля є забезпечення спеціальних умов згоряння циклової подачі палива в камері згоряння. Оскільки утворення оксидів азоту є високотемпературним процесом, стає актуальним використання методів стримування зростання температур робочого тіла в циліндрі.

Для більш глибокої адаптації характеристик двигуна до всіх режимів роботи використовується технологія електронного управління зміною фаз газорозподілу – Variable Valve Timing (VVT). Електронне управління процесом газообміну в дизельному двигуні дозволяє поліпшити процеси очищення циліндра від випускних газів і наповнення циліндра свіжим зарядом для всього швидкісного і потужного діапазону його роботи.

Найбільш просто і ефективно система зміни фаз газорозподілу реалізується в разі застосування механізму з двома розподільними валами, коли кожен кулачковий вал керує своєю групою клапанів –



впускних і випускних. Це дозволяє забезпечити керований поворот будь-якого з розподільних валів на необхідний кут.

Надійне, стійке та довгострокове виконання вимог Tier III практично неможливо без використання в конструкції дизеля периферійних пристроїв, що забезпечують додаткове зростання показників екологічної безпеки сучасного дизеля. Периферійні пристрої, поперше, дозволяють змінювати склад свіжого заряду циліндра в забезпечення досягнення максимальної екологічної безпеки, і, подруге, роблять додаткове очищення випускних газів від шкідливих компонентів перед викидом в атмосферу.

Альтернативні палива для теплових двигунів традиційно розглядалася з позицій скорочення експлуатаційних витрат або в плані використання поновлюваних джерел теплової енергії. Новий погляд на альтернативні палива продиктований вимогами до забезпечення екологічних показників роботи суден морського та внутрішнього водного транспорту. Виходячи з цього, більшість виробників розглядають природний газ як екологічно чисте паливо, яке може забезпечити вимоги щодо викидів:

- оксидів сірки через відсутність сірки в природному газі;
- вуглекислого газу за рахунок малого вмісту вуглець-вуглецевих зв'язків в паливі, при згоранні якого кінцеві продукти згорання зміщуються до утворення водяної пари;
- незгорілих вуглеводнів і твердих частинок [23].

Цим зумовлюється зростий інтерес до розробок двофазних і газових двигунів. Успішне впровадження отримують двофазні системи низького тиску газу (LP-Gas), що реалізують гомогенний процес згорання палива (рис. 2), також і системи газу високого тиску (HP-Gas) зі згоранням гетерогенної суміші (рис. 3).

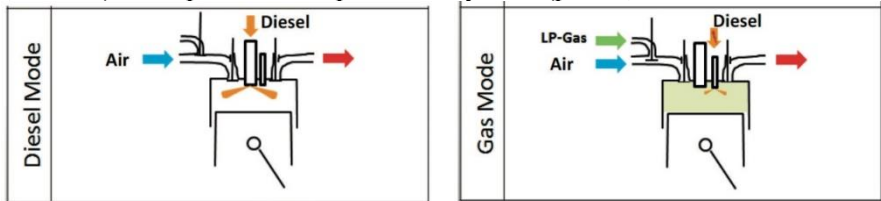


Рис. 2. Принцип дії двофазної системи в двох варіантах (Diesel Mode і Gas Mode) з газом низького тиску (LP-Gas)

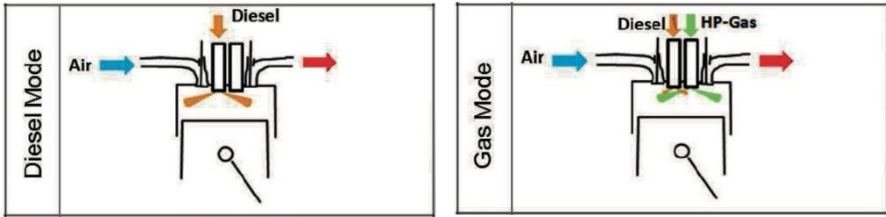


Рис. 3. Принцип дії двохпаливної системи в двох варіантах (Diesel Mode і Gas Mode) з газом високого тиску ((LP-Gas, до 35 МПа)

Перевага газових двигунів перед дизельними по емісії шкідливих компонентів (відповідно до досліджень, що виконано фірмою Yanmar на прикладі дизеля EYG26L) надана на рис. 4.

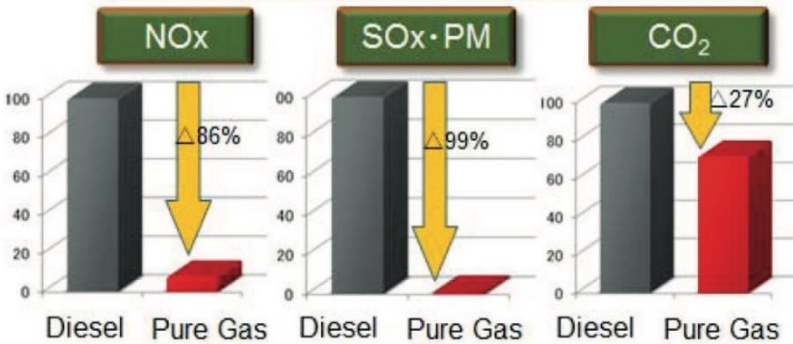


Рис. 4. Зменшення шкідливих речовин у випускних газах газового двигуна EYG 26L під час використання дизельного палива (Diesel) та газового палива (Pure Gas)

**Висновки та перспективи подальших досліджень.** Як основні способи, що сприяють зниженню емісії оксидів азоту дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту та використання яких можливо на дизелях, що знаходяться в експлуатації, необхідно визначити наступні:

- 1) застосування селективного каталітичного нейтралізатора SCR, що забезпечує 90...95 % зниження викидів NO<sub>x</sub>;
- 2) переведення дизелів на використання газового палива сприяє зниженню концентрації оксидів азоту в випускних газах на 85...90 %;
- 3) забезпечення перебігу робочого циклу дизеля за циклом Міллера призводить до 45...50 % зниження емісії оксидів азоту NO<sub>x</sub>;

4) за умовою реалізації процесу займання від стиснення гомогенізоване заряду досягається зниження викидів  $\text{NO}_x$  на 35...50 %.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ратайчук О.В., Сагін С.В. Підвищення ефективності процесу наддува суднових дизелів // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 41. – Одеса: НУ «ОМА». – 2020. – С. 15-19. DOI : 10.31653/smf341.2020.15-19.

2. Марченко О.О., Сагін С.В. Вдосконалення процесу очищення суднових важких палив // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 41. – Одеса: НУ «ОМА». – 2020. – С. 10 - 14. DOI : 10.31653/smf341.2020.10-14.

3. Kuropyatnyk O.A., Sagin S.V. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce  $\text{NO}_x$  Emissions from Marine Diesel Engines // Naše more: International Journal of Maritime Science & Technology. – 2019. – Vol. 66. – Iss. 1. – P. 1 - 9. <https://doi.org/10.17818/NM/2019/1.1>.

4. Sagin S.V., Kuropyatnik A.A. Application of the system of recirculation of exhaust gases for the reduction of the concentration of nitric oxides in the exhaust gases of the ship diesels // American Scientific Journal. – 2017. – № 15. – Iss. 2. – P. 67 - 71.

5. Sagin A.S., Zablotskiy Yu.V. Reliability maintenance of fuel equipment on marine and inland navigation vessels // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7–8 (July – August). – P. 14-17. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-14-17>.

6. Куропятник А.А., Сагин С.В. Управление выпускными газами судовых дизелей для обеспечения экологических показателей // Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сборник. – 2018. – Вып. 24. – С. 72 - 80.

7. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A., Zablotskiy Yu.V., Gaichenia O.V. Supplying of Marine Diesel Engine Ecological Parameters // Nase More : International Journal of Maritime Science & Technology. – 2022. – Vol. 69. – Iss.1. – P. 53-61. DOI 10.17818/NM/2022/1.7.

8. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A. The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines // Naše more : International Journal of Maritime Science & Technology. – 2018. – Vol. 65. – № 2. – P. 78 - 86. [doi.org/10.17818/NM/2018/2.3](https://doi.org/10.17818/NM/2018/2.3).

9. Sagin S.V., Stoliaryk T.O. Comparative assessment of marine diesel engine oils // *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal.* – 2021. – № 7-8 (July – August). – P. 29-35. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-29-35>.

10. Zablotsky Yu.V., Sagin S.V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives // *Indian Journal of Science and Technology.* – 2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P. 353-362. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i46/107516.

11. Sagin S., Madey V., Sagin A. Stoliaryk T., Fomin O., Kučera P. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine Transport Vessels // *Journal Marine Science and Engineering.* – 2022. Vol. 10. – Iss. 10. – P. 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse10101373>.

12. Zablotsky Yu.V., Sagin S.V. Maintaining Boundary and Hydrodynamic Lubrication Modes in Operating High-pressure Fuel Injection Pumps of Marine Diesel Engines // *Indian Journal of Science and Technology.* – 2016. – Vol. 9. – Iss. 20. – P. 208-216. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i20/94490.

13. Zablotskyi Yu.V., Sagin A.S. Applying of fuel additives in marine diesel engines // *Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник.* Вип. 43. – Одеса: НУ «ОМА». – 2021. – С. 5 – 17. doi: 10.31653/smf343.2021. 5-17.

14. Побережний Р.В., Сагін С.В. Забезпечення екологічних показників дизелів суден річкового та морського транспорту // *Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник.* – 2020. – Вип. 41. – Одеса: НУ «ОМА».. – С. 5-9. DOI : 10.31653/smf340.2020.5-9.

15. Руснак Д.Ю., Сагін С.В. Забезпечення екологічних вимог при ультразвуковій десульфурізації вуглеводних палив // *Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб.* Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – 2020. – С. 49-54. DOI : 10.31653/smf340.2020.49-54.

16. Сагін С.В., Заблоцкий Ю.В., Перунов Р.В. Технология использования и результаты испытаний присадок к топливам для судовых дизелей // *Проблемы техники: наук.-виробн. журнал.* – 2012. – № 3. – Одесса: ОНМУ. – С. 84 - 103.

17. Сагін С.В., Куропятник А.А. Оптимизация режимов работы системы перепуска выпускных газов судовых среднеоборотных дизелей // *Автоматизация судовых технических средств : науч. -техн. сб.* – 2019. – Вып. 25. – Одесса : НУ «ОМА». – С. 79 - 89.

18. Сагін С.В., Солодовников В.Г. Применение ультразвуковой обработки топлива для снижения сернистого износа двигателя //

Технические науки – от теории к практике. Сб. ст. по материалам XXXV междунар. науч.-практ. конф. № 6 (31). – Новосибирск: «СибБАС», 2014. – С.42-48.

19. Сагін С.В. Зниження енергетичних втрат в прецизійних парах паливної апаратури суднових дизелів // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2018. – Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 132 - 142.

20. Сагін С.В., Мадей В.В., Сагін А.С. Робота суднового дизеля на біодизельному паливі // Автоматизація суднових технічних засобів : наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 93 - 107. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-93-107.

21. Сагін С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил суднових дизелів // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 43. – Одеса: НУ «ОМА». – 2021. – С. 69 - 80. doi: 10.31653/smf343.2021.69-80.

22. Сагін С.В., Столярик Т.О. Динаміка суднових дизелів під час використанні моторних мастил з різними структурними характеристиками // Автоматизація суднових технічних засобів : наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 108 - 119. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-108-119.

23. Sagin S., Kuropyatnyk O., Sagin A., Tkachenko I., Fomin O., Píštěk V., Kučera P. Ensuring the Environmental Friendliness of Drillships during Their Operation in Special Ecological Regions of Northern Europe // Journal Marine Science and Engineering. – 2022. – Vol. 10. – Iss. 9. – P. 1331. <https://doi.org/10.3390/jmse10091331>.

10.31653/smf44.2022. 142-156

Столярик Т.О.

Національний університет «Одеська морська академія»

## ПРОГНОЗУВАННЯ МЕХАНІЧНИХ ВТРАТ В СУДНОВИХ ДИЗЕЛЯХ

**Постановка проблеми в загальному вигляді.** Двигуни внутрішнього згоряння морських суден (дизелі) є найпоширенішим типом енергетичних установок. Сьогодні дизелі використовуються на всіх типах суден, включаючи як вітрильні, так і судна з ядерною установкою. При цьому за своїм призначенням вони можуть бути головними (якщо їхня потужність передається на гребний гвинт) та допоміжними (коли їхня потужність використовується електричним генератором). Функціонування суднових дизелів забезпечується різними системами, однією з яких є система мащення. Головним компонентом цієї системи вважається моторне мастило, яке виконує функції як мащення, так і охолодження [1-3].

Робота моторного мастила у суднових дизелях супроводжується зміною його фізико-хімічного стану, у тому числі деформацією. Для моторного мастила, що знаходиться у зоні контакту, характерні основні ознаки деформації: наявність прикладеної зовні механічної сили та зміна структурної форми, що полягає у зміщенні частинок тіла (у даному випадку молекул мастила) одне до одного [4-6].

Мащення рамових і мотильових підшипників суднових дизелів супроводжується витоками мастила зі сполучення вкладиш-вал, у зв'язку з тим, що в даних точках контур мащення стає відкритим, а мастило піддається внутрішньої (від циркуляційного насоса) і зовнішньої (від тиску валу та шатуна) силової дії (рис. 1).

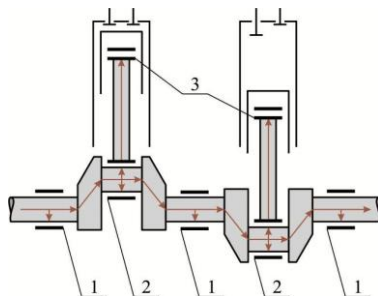


Рис. 1. Рух мастила в циркуляційній системі мащення (фрагмент):  
1 – рамовий підшипник; 2 – мотильовий підшипник; 3 – головний підшипник

Масило, яке знаходиться у поєднанні вкладиш-вал, забезпечує гідравлічну щільність і запобігає безпосередньому контакту цієї пари тертя. Збільшенню гідравлічної щільності сприяють сили поверхневого натягу, що виникають на поверхні мастильної плівки при контакті з повітряною фазою. Величина цих сил пропорційна значенню крайових кутів змочування  $\theta$  (рис. 2).

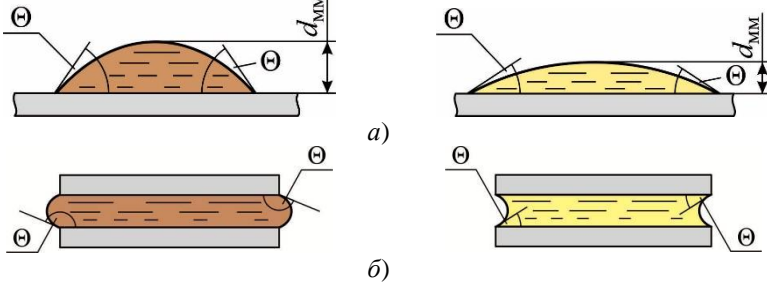


Рис. 2. Вплив крайових кутів змочування  $\theta$  на форму мастильного шару:  
 а – на поверхні ( $d_{MM}$  – товщина шару моторного мастила);  
 б – у трибосполученні

Збільшення крайових кутів змочування як на відкритій поверхні (на межі фаз метал-мастило-повітря), так і між поверхнями (на межі фаз метал-мастило-метал) сприяє підвищенню сили поверхневого натягу, зменшенню протікання мастила, підвищенню несучої здатності мастильного шару [7-9]. Підвищення витоків у поєднанні вкладиш-вал зменшує демпфуючі властивості мастила, що може призвести до підвищеного зносу вкладишів і збільшення витрати мастила на вигар. Крім того, при цьому (через збільшення сили тертя між поверхнями, що вступають у безпосередній контакт), збільшуються механічні втрати, а також знижується ефективна потужність дизеля [10, 11]. Таким чином, підвищення гідравлічної щільності трибосполучення вал-мастильний шар-вкладиш підшипника (яке може бути забезпечене за рахунок збільшення крайових кутів змочування мастильної плівки) сприяє зниженню механічних втрат, що виникають у судових дизелях під час отримання корисної роботи.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Забезпечення надійної та безпечної роботи систем мащення тронкових дизелів суден морського транспорту можливе шляхом керуючого впливу або на металеві поверхні (циліндрову втулку, поршневі кільця, вкладиші підшипників) або на мастило. Керуючий вплив на металеві поверхні може здійснюватися:

1) шляхом їх виготовлення або нанесення на них покриттів із металів із високою твердістю – молібдену, хрому, міді, титану, ванадію [12-14];

2) нанесення на них регулярного мікрорельєфу [15-17];

3) зміною їхньої геометрії [18-20].

Дані методи забезпечують потрібний ефект, однак мають певні недоліки. У першому випадку підвищується твердість локальних ділянок деталей дизеля (верхньої частини циліндрової втулки, кромок поршневого кільця), що зменшує їх знос [21]. Однак, вартість металів, що наносяться на поверхню, суттєво перевищує вартість сталевих сплавів, з яких виготовляються деталі дизеля. Друга технологія знижує коефіцієнт тертя між поверхнями та збільшує інтенсивність руху мастила між ними. При цьому потрібне спеціальне обладнання, яке забезпечує постійну глибину та однаковий крок нанесення рельєфних смуг [3]. У третьому випадку виключаються сухий і граничний, та постійно забезпечується гідродинамічний режим змащування в тріаді метал-мастило-метал. Однак при цьому зміна геометрії деталей знижує їхню міцність [22]. У зв'язку з цим наведені технології мають поодинокий характер.

Керуюча дія на моторне мастило, що використовується в системах мащення тронкових дизелів суден морського транспорту, здійснюється шляхом розчинення в його обсязі спеціальних присадок. Це активує міжмолекулярні сили мастила та сприяє виникненню додаткового розклинюючого тиску в мастильному шарі. Використання даної технології вимагає попереднього визначення оптимальної концентрації присадок в мастилі, а також установки в системі мащення додаткового обладнання, яке забезпечує дозування присадки [23, 24].

Одним із способів керуючого впливу на тріаду метал-масло-метал є нанесення на металеву поверхню спеціальних рідких антифрикційних покриттів [25]. При цьому через посилення міжмолекулярних взаємодій змінюється структура мастильних плівок, що забезпечує надійну та безпечну роботу тронкових дизелів суден морського транспорту.

Наведені технології розроблялися та впроваджувалися для автомобільного та залізничного транспорту, а також для стаціонарної енергетики (дизелів та турбін теплових та електричних станцій). Ці технології не набули поширення для дизелів морських суден. Насамперед це пов'язано з автономністю роботи морських суден та їх енергетичних установок, а також з періодичними замінами суднового



екіпажу. Перше обмежує логістику (виникають проблеми з доставкою на судна необхідних матеріалів), друге змушує проводити тренінги для суднових інженерів з експлуатації спеціального обладнання [26].

Комплексні дослідження (які дозволяють встановити взаємозв'язок структурних характеристик моторних мастил з механічними втратами суднових дизелів, а також виконувати прогнозування механічних втрат у суднових дизелях через характеристики моторного мастила), мають поодинокий характер та не мають системного підходу до розв'язання цієї проблеми.

**Постановка завдання.** Завданням дослідження було встановлення взаємозв'язку між структурними характеристиками моторних мастил, що використовуються в суднових дизелях, з механічними втратами, що виникають під час передачі потужності від дизеля до споживачів енергії, та визначення показнику моторного мастила, за яким можливо виконувати прогнозування механічних втрат в суднових дизелях.

**Виклад основного матеріалу.** Дослідження виконувались у два етапи:

1) у науковій лабораторії вивчалися структурні характеристики різних моторних мастил – крайових кутів змочування  $\theta$ , а також товщини шару моторного мастила  $d_{\text{мм}}$ ;

2) на морському транспортному судні вивчався вплив моторних мастил із різними структурними характеристиками на механічні втрати суднового дизеля.

Визначення крайових кутів змочування  $\theta$ , а також товщини шару моторного мастила  $d_{\text{мм}}$  можливе еліпсометричним способом, шляхом аналізу світлових променів, що відбиваються від мастила та від поверхні. В даний час існують електронні еліпсометричні установки, що дозволяють виконувати вимірювання цих показників з високою точністю.

Дослідження виконувались для моторних мастил Total Lub Marime AURELIA TI 15/30 та LukLub Marime NAVIGO TPEO 15/30. Основні характеристики моторних мастил наведено у табл. 1.

Оптичним методом еліпсометрії було визначено значення крайових кутів змочування та товщини мастильного шару. Визначення кутів змочування та товщини мастильного шару виконувалося для об'єму мастила (рівного 2 мл), нанесеного на металеву поверхню,

відполіровану за високим класом точності. Ці величини наведені у табл. 2.

Таблиця 1. Основні характеристики моторних мастил\*

Показник	Total Lub Marime AURELIA TI 15/30	LukLub Marime NAV-IGO TPEO 15/30
Клас SAE	30	30
Густина при 15°C, кг/м <sup>3</sup>	910	898
В'язкість при 100 °C, сСт	14,1	11,5
Загальне лужне число (TBN)	14,2	14,2
Температура палаху, °C	230	230

Примітка: \* – далі моторні довільно визначені як моторне мастило 1 та моторне мастило 2

Таблиця 2. Структурні характеристики моторних масел

Показник	Моторне мастило 1	Моторне мастило 2
Крайової кут змочування, $\theta$ , град	20,4	17,5
Товщина мастильного шару, $d_{MM}$ , мм	3,9	2,6

Номограми, що відображають структурні характеристики моторних мастил, наведені на рис. 3.

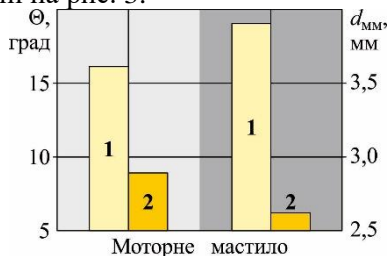


Рис. 3. Структурні характеристики моторних мастил

Другий етап досліджень виконувався на морському судні класу Multipurpose Vessel дедвейтом 27540 тонн, допоміжна енергетична установка якого складалася з трьох однотипних судових середньооборотних дизелів Yanmar 6EY18AL з наступними характеристиками:

- діаметр циліндра – 180 мм;
- хід поршня – 280 мм;
- частота обертання – 1000 об/хв;
- номінальна потужність – 800 кВт;
- питома витрата палива – 193 г/(кВт·год).

Експлуатація дизелів проводилася з використанням судових палив RME180 та DMAULS. Їхні основні характеристики наведені в табл. 3.

Таблиця 3. Основні характеристики суднових палив

Показник	RME180	DMAULS
Густина при 15°C, кг/м <sup>3</sup>	935	879
В'язкість при 50 °C, сСт	72,4	5,75
Вміст сірки, %	0,42	0,065
Нижча теплотворна здатність, кДж/кг	41750	42380

Експлуатація дизелів під час перебування судна у спеціальних екологічних районах (Sulphur emission control area – SECA) проводилася паливі DMAULS [27-29]. Під час роботи поза екологічними районами використовувалося паливо RME180 [30-32]. Потреби судна в електроенергії забезпечувалися одним (у разі навантаження до 500 кВт) або двома паралельно працюючими дизелями (у разі навантаження понад 500 кВт). Дослідження виконували на режимах роботи, коли використовувалися два дизелі. Паралельна робота дизелів забезпечувала рівний розподіл навантаження між ними. Третій дизель або перебував у стані stand-by, або експлуатувався на необхідному навантаженні (у разі, коли для забезпечення потужності споживачів було достатньо одного дизеля), при цьому перший та другий дизелі не експлуатувалися.

Забезпечення режимів мащення для дизелів подібного типу можливе за допомогою різних моторних мастил, які мають в'язкість 12...17 сСт, лужне число 14...17 мгОН/г і відносяться до класу SAE 30...40.

Дизелі мали загальну паливну систему (при якій усі три дизелі експлуатувалися на одному сорті палива) та автономні системи мащення. Це дозволяло для двох дизелів, на яких виконувались дослідження, використовувати різні моторні мастила. В системі одного з дизелів використовувалося моторне мастило Total Lub Marime AURELIA TI 15/30, в системі мащення другого – моторне мастило LukLub Marime NAVIGO TPEO 15/30. Обидві моторні мастила рекомендовані фірмами Wartsila, MAN-Diesel, Caterpillar MaK, Yanmar, Daihatsu, Himsen для використання в суднових тронкових дизелях.

Перед початком експериментів дизелі перебували у однаковому технічному стані. На дизелях були перевстановлені деталі циліндро-поршневої групи (втулки циліндрів, поршні, поршневі кільця) та кривошипно-шатунного механізму (шатуни та вкладиші мотилевих підшипників).

Дослідження виконувалися під час океанських переходів судна, тривалість яких становила 12...18 днів. При цьому (у зв'язку з відсут-

ністю маневрових та швартових режимів, а також вантажних операцій) експлуатація дизелів відбувалася без стрибкоподібної зміни навантаження [33, 34].

Стан паливної апаратури (паливних насосів високого тиску та форсунок), а також її регулювальні параметри (тиск нагнітання, кут початку подачі палива) всіх дизелів були ідентичні.

У системах мащення та охолодження дизелів підтримувалися однакові значення температури та тиску. Перед початком експериментів у циркуляційних системах мащення дизелів було повністю замінено мастило. Компенсація витрати мастила на вигар для кожного з дизелів виконувалася в обсязі 100 літрів через 100 годин експлуатації.

Для виконання завдання дослідження під час проведення експерименту визначався механічний коефіцієнт корисної дії (ККД) дизеля –  $\eta_m$ , а також фіксувалися значення TBN мастила у відповідні часові інтервали його роботи. Визначення механічного ККД здійснювалося методом постійної витрати палива, визначення TBN масла виконувалося в судновій технічній лабораторії фірми Cylinder Scrape-Down Oil Analysis відповідно до рекомендованих технологій та послідовності [35, 36].

Під час проведення експерименту контроль та діагностування технічного стану мастила виконувались шляхом триразового визначення BN з інтервалом відбору проб 1 год. Усереднені значення одержаних результатів експерименту наведено в табл. 4.

Таблиця 4. Зміна BN та  $\Delta$ BN моторних масел за різних умов експерименту

Час, год	Моторне мастило 1		Моторне мастило 2	
	BN	$\Delta$ BN, %	BN	$\Delta$ BN, %
100	14,1	-0,70	14,0	-1,41
200	13,7	-3,52	13,6	-4,23
300	13,1	-7,75	13,0	-8,45
400	12,8	-9,86	12,6	-11,27
500	12,6	-11,27	12,3	-13,38
600	12,3	-13,38	11,9	-16,20
700	12,0	-15,49	11,5	-19,01
800	11,8	-16,90	11,0	-22,54
900	11,5	-19,01	10,7	-24,65
1000	11,3	-20,42	10,4	-26,76

Для всіх інтервалів вимірювань (від 100 до 1000 годин) значення BN для моторного мастила 2 перевищувало аналогічне значення для моторного мастила 1. Порівняльну оцінку зміни BN моторних масел

можна виконати за відносною величиною  $\Delta BN$ , яка визначається за виразом

$$\Delta BN = \frac{BN_t - BN_{ном}}{BN_{ном}} \cdot 100\%$$

де  $BN_t$ ,  $BN_{ном}$  – значення  $BN$  у певний проміжок часу та номінальне значення.

Значення  $\Delta BN$  наведені в табл. 4. За значеннями табл. 4 побудовані номограми, що відображають зміну  $BN$  та  $\Delta BN$  моторних масел – рис. 4, 5.

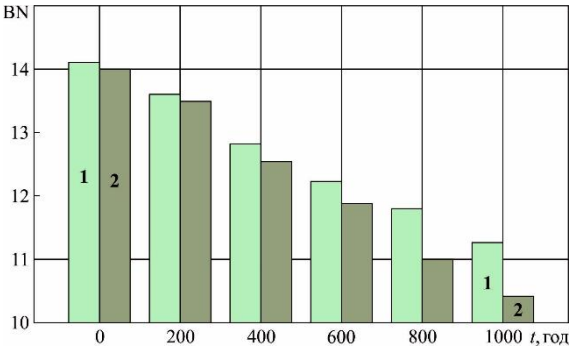


Рис. 4. Зміна  $BN$  суднових моторних масел: 1 – моторне мастило 1; 2 – моторне мастило 2

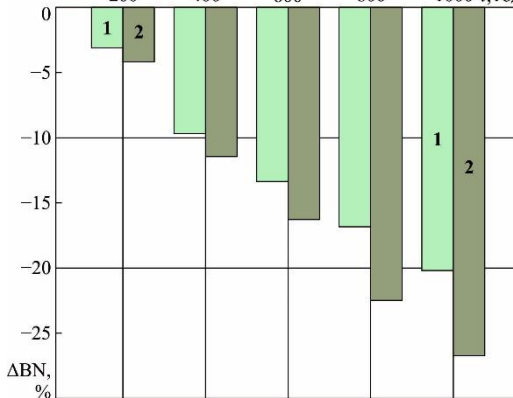


Рис. 5. Відносне зниження  $\Delta BN$  суднових моторних масел: 1 – моторне мастило 1; 2 – моторне мастило 2

Визначення механічного ККД виконувалося на різних, але рівних між собою навантаженнях суднових дизелів (в діапазоні 40...75 % від

номінального значення). Значення механічного ККД наведено у табл. 5.

Таблиця 5. Зміна механічного ККД  $\eta_m$ , %, суднового дизеля Yanmar 6EY18AL

за різних умов експерименту

Час, год	Навантаження на дизелі, %	Моторне мастило 1	Моторне мастило 2
100	55	87,7	84,5
200	50	86,3	83,0
300	40	83,8	80,1
400	45	84,1	80,7
500	60	87,7	84,8
600	60	87,6	84,8
700	75	88,6	86,3
800	70	88,3	85,8
900	75	88,7	86,3
1000	65	88,1	85,3

Відносне зниження механічного ККД  $\Delta\eta_m$  під час використання моторного мастила, структурні характеристики якого (крайовий кут змочування та товщина шару) мають менші значення, можна розрахувати за залежністю

$$\Delta\eta_m = \frac{\eta_{m1} - \eta_{m2}}{\eta_{m1}} \cdot 100\%,$$

де  $\eta_{m1}$ ,  $\eta_{m2}$  – механічний ККД при використанні моторних масел 1 і 2 в однаковий проміжок часу, %.

Значення  $\Delta\eta_m$  для різного часу експлуатації суднового дизеля Yanmar 6EY18AL наведено у таблиці 6.

Таблиця 6. Відносне зниження механічного ККД  $\Delta\eta_m$ , суднового дизеля

Час, год	$\Delta\eta_m$ , %	Час, год	$\Delta\eta_m$ , %
100	3,65	600	3,2
200	3,82	700	2,6
300	4,42	800	2,83
400	4,04	900	2,71
500	3,31	1000	3,18

За результатами таблиць 5 та 6 побудовано номограми, наведені на рис. 6.

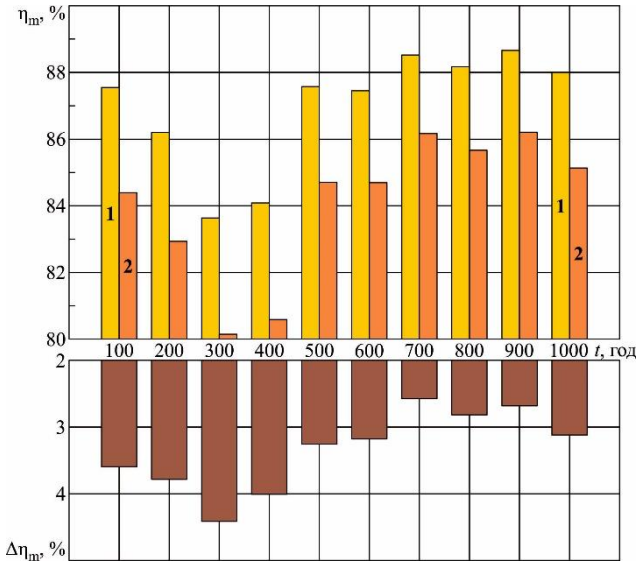


Рис. 6. Результати експерименту:  $\eta_m$  – механічний ККД, %;  $\Delta\eta_m$  – відносне зниження механічного ККД, %

Під час проведення досліджень експлуатація дизелів виконувалася відповідно до правил технічної експлуатації, без механічних та теплових перевантажень. Значення всіх контрольованих параметрів дизеля перебували у допустимому діапазоні.

### Висновки та перспективи подальших досліджень.

1. Моторні мастила, які використовуються в циркуляційних системах мащення суднових дизелів, повинні забезпечувати гідравлічну щільність у тріаді метал-мастило-метал. Цьому сприяють така структурна характеристика моторного мастила, як крайовий кут змочування  $\theta$ .

Оптичними дослідженнями встановлено, що підвищення крайових кутів змочування  $\theta$  сприяє збільшенню товщини мастильного шару  $d_{mm}$ , що утворюється на поверхні металу.

Для суднових моторних мастил (зокрема Total Lub Marime AURELIA TI 15/30 та LukLub Marime NAVIGO TPEO 15/30) структурні характеристики перебувають у таких межах:

- крайовий кут змочування  $\theta=17,5\dots20,4$  град;
- товщина мастильного шару  $d_{mm}=2,6\dots3,9$  мм.

2. Комплексними дослідженнями встановлено зв'язок структурних характеристик моторних мастил зі зміною їх експлуатаційних

характеристик та механічними втратами, що виникають під час передачі корисної потужності споживачам енергії. Як ці показники використовувалися залишкове лужне число масла BN і механічний ККД дизеля  $\eta_m$ .

Для моторного мастила, яке має наступні структурні характеристики: крайовий кут змочування  $\theta=20,4$  град, товщина масляного шару  $d_{mm}=3,9$  мм за 1000 годин експлуатації на різних режимах зниження залишкового лужного числа мастила становить  $\Delta BN=20,42$  %, зміна механічного ККД знаходиться в межах  $\eta_m=83,8... 88,7$  %.

Для моторного мастила, з характеристиками:  $\theta=17,5$  град,  $d_{mm}=2,6$  мм аналогічні параметри становлять:  $\Delta BN=26,76$  %,  $\eta_m=80,1...86,3$  %.

3. Наведені результати дозволяють зробити висновок про можливість діагностування механічних втрат судових дизелів за структурними характеристиками моторного мастила, яке використовується в його системі мащення, а також висунути наступну наукову гіпотезу – моторні мастила з більш вираженими структурними характеристиками забезпечують менші механічні втрати під час передачі корисної роботи споживачам енергії.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Sagin S.V. Determination of the optimal recovery time of the rheological characteristics of marine diesel engine lubricating oils // Materials of the International Conference “Process Management and Scientific Developments”. Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4. – P. 195-202. DOI. 10.34660/INF.2020.4.52991

2. Зверьков Д.О., Сагін С.В. Зниження механічних втрат у судових дизелях // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 20 - 25. DOI : 10.31653/smf341.2020.20-25.

3. Zablotsky Yu.V., Sagin S.V. Maintaining Boundary and Hydrodynamic Lubrication Modes in Operating High-pressure Fuel Injection Pumps of Marine Diesel Engines // Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 20. – P. 208-216. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i20/94490.

4. Мацкевич Д.В., Заблоцкий Ю.В. Определение смазочной способности дизельных топлив // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С.145 - 153.



5. Sagin S.V. Improving the performance parameters of systems fluids // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, Vienna-2018. – № 7-8 (July-August). – P. 55 - 59. doi.org/10.29013/AJT-18-7.8-55-59.

6. Сагин С.В. Определение диапазона стратификации вязкости смазочного материала в трибологических системах судовых дизелей // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту. Зб. наук. праць. – 2019. – Вип. 1(58). – С. 89 -100.

7. Мацкевич Д.В., Сагин С.В., Ханмамедов С.А. Изменение реологических характеристик смазочных материалов в циркуляционной масляной системе в процессе эксплуатации среднеоборотного двигателя // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб, 2010. – Вып. 25. – Одесса : ОНМА. – С.109 - 118.

8. Сагін С.В. Зниження енергетичних втрат в прецизійних парах паливної апаратури судових дизелів // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2018. – Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 132 - 142.

9. Сагин С.В., Солодовников В.Г. Применение ультразвуковой обработки топлива для снижения сернистого износа двигателя // Технические науки – от теории к практике. Сб. ст. по материалам XXXV междунар. науч.-практ. конф. № 6 (31). – Новосибирск: «СибБАН», 2014. – С.42-48.

10. Марченко О.О., Сагін С.В. Вдосконалення процесу очищення судових важких палив // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 41. – Одеса: НУ «ОМА». – 2020. – С. 10 - 14. DOI : 10.31653/smf341.2020.10-14.

11. Sagin S., Madey V., Stoliaryk T. Analysis of mechanical energy losses in marine diesels // Technology Audit and Production Reserves. – 2021. № 5 (2(61)). –P. 26 - 32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.239698>.

12. Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В., Перунов Р.В. Технология использования и результаты испытаний присадок к топливам для судовых дизелей // Проблемы техники: наук.-виробн. журнал. – 2012. – № 3. – Одесса: ОНМУ. – С. 84 - 103.

13. Ратайчук О.В., Сагін С.В. Підвищення ефективності процесу наддува судових дизелів // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 41. – Одеса: НУ «ОМА». – 2020. – С. 15-19. DOI : 10.31653/smf341.2020.15-19.

14. Sagin S., Madey V., Sagin A. Stoliaryk T., Fomin O., Kučera P. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine

Transport Vessels // Journal Marine Science and Engineering. – 2022. Vol. 10. – Iss. 10. – P. 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse10101373>.

15. Сагин С.В. Реология моторных масел при режимах пуска и реверса судовых малооборотных дизелей // *Universum: Технические науки*. – 2018. – Вып. 3(48). – С. 67 - 71.

16. Сагін С.В., Кривий М.О. Розрахунок контактної тиску та зони контакту в парах ковзання судових дизелів // *Автоматизація суднових технічних засобів : наук.-техн. зб.* – 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 84 - 92. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-84-92.

17. Сагин С.В. Оптимизация расхода высокощелочного цилиндрического масла судовых малооборотных дизелей // *Universum: Технические науки : электрон. научн. журн.* – 2016. – № 7 (28) . URL: <http://7universum.com/ru/tech/archive/item/3385>.

18. Сагин С.В., Заблочкий Ю.В. Определение триботехнических характеристик поверхностей по степени упорядоченности пристенных слоев углеводородных жидкостей // *Проблемы техники : науч.-виробн. журнал*, 2011. – № 3. – Одесса : ОНМУ. – С. 78 - 88.

19. Sagin, S.V., Stoliaryk, T.O. Comparative assessment of marine diesel engine oils // *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences*, 2021. – Vol. 7-8. P. 29-35. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-29-35>.

20. Сагин С.В., Мацкевич Д.В. Оптические характеристики граничных смазочных слоев масел, применяемых в циркуляционных системах судовых дизелей // *Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб.* – 2011. – № 26. – Одесса: ОНМА. – С.116-125.

21. Сагін С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил суднових дизелів // *Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник*. Вип. 43. – Одеса: НУ «ОМА». – 2021. – С. 69 - 80. doi: 10.31653/smf343.2021.69-80.

22. Сагін С.В., Столярик Т.О. Динаміка суднових дизелів під час використання моторних мастил з різними структурними характеристиками // *Автоматизація суднових технічних засобів : наук.-техн. зб.* – 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 108 - 119. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-108-119.

23. Руснак Д.Ю., Сагін С.В. Забезпечення екологічних вимог при ультразвуковій десульфурізації вуглеводних палив // *Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб.* Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – 2020. – С. 49-54. DOI : 10.31653/smf340.2020.49-54.

24. Zablotsky Yu.V., Sagin S.V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives //

Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P. 353-362. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i46/107516.

25. Sagin S.V., Stoliaryk T.O. Comparative assessment of marine diesel engine oils // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. – 2021. – № 7-8 (July – August). – P. 29-35. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-29-35>.

26. Lovska, A.; Fomin, O.; Pistek, V.; Kucera, P. Dynamic Load Modelling within Combined Transport Trains during Transportation on a Railway Ferry // Applied Science. – 2020, 10, 5710. <https://doi.org/10.3390/app10165710>

27. Kuropyatnyk O.A., Sagin S.V. Exhaust Gas Recirculation as a Major Technique Designed to Reduce NOx Emissions from Marine Diesel Engines // Naše more: International Journal of Maritime Science & Technology. – 2019. – Vol. 66. – Iss. 1. – P. 1 - 9. <https://doi.org/10.17818/NM/2019/1.1>.

28. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A. The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines // Naše more : International Journal of Maritime Science & Technology. – 2018. – Vol. 65. – № 2. – P. 78 - 86. [doi.org/10.17818/NM/2018/2.3](https://doi.org/10.17818/NM/2018/2.3).

29. Sagin S.V., Kuropyatnik A.A. Application of the system of recirculation of exhaust gases for the reduction of the concentration of nitric oxides in the exhaust gases of the ship diesels // American Scientific Journal. – 2017. – № 15. – Iss. 2. – P. 67 - 71.

30. Сагін С.В., Куропятник А.А. Оптимизация режимов работы системы перепуска выпускных газов судовых среднеоборотных дизелей // Автоматизация судовых технических средств : науч. -техн. сб. – 2019. – Вып. 25. – Одесса : НУ «ОМА». – С. 79 - 89.

31. Побережний Р.В., Сагін С.В. Забезпечення екологічних показників дизелів суден річкового та морського транспорту // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. – 2020. – Вип. 41. – Одеса: НУ «ОМА».. – С. 5-9. DOI : 10.31653/smf340.2020.5-9.

32. Куропятник А.А., Сагін С.В. Управление выпускными газами судовых дизелей для обеспечения экологических показателей // Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сборник. – 2018. – Вып. 24. – С. 72 - 80.

33. Сагін С.В., Столярик Т.О. Динаміка судових дизелів під час використанні моторних мастил з різними структурними характеристиками // Автоматизація судових технічних засобів : наук. -техн. зб.

– 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 108 - 119. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-108-119.

34. Sagin S., Madey V., Sagin A., Stoliaryk T., Fomin O., Kučera P. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine Transport Vessels // *Journal Marine Science and Engineering*. – 2022. Vol. 10. – Iss. 10, 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse10101373>

35. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A., Zablotskyi Yu.V., Gaichenia O.V. Supplying of Marine Diesel Engine Ecological Parameters // *Nase More : International Journal of Maritime Science & Technology*. – 2022.– Vol. 69. – Iss.1. – P. 53-61. DOI 10.17818/NM/2022/1.7.

36. Sagin S., Kuropyatnyk O., Sagin A., Tkachenko I., Fomin O., Pištěk V., Kučera P. Ensuring the Environmental Friendliness of Drillships during Their Operation in Special Ecological Regions of Northern Europe // *Journal Marine Science and Engineering*. – 2022. – Vol. 10. – Iss. 9. – P. 1331. <https://doi.org/10.3390/jmse10091331>.

10.31653/smf44.2022. 157-165

Шестопалов К. О., Хлієв Н. О., Хлієва О. Я.

Національний університет «Одеська морська академія»

## **АНАЛІЗ ДОЦІЛЬНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ КОМПРЕСОРНО-ЕЖЕКТОРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ У СУДНОВІЙ СИСТЕМІ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ**

### **Вступ**

Парокомпресійні холодильні машини, що працюють за рахунок споживання електроенергії, в даний час є практично переважним типом холодильних систем, що застосовуються у судновій галузі для кондиціювання повітря та отримання штучного холоду. Слід звернути увагу, що холодильні системи на судах споживають достатньо велику кількість електроенергії. Крім того, відомо [1, 2], що більшість викидів парникових газів від суднових холодильних установок є непрямыми, тобто викиди  $\text{CO}_2$  пов'язані з виробництвом електроенергії, яка переважно виробляється дизель-генераторами.

Одним із перспективних шляхів підвищення ефективності парокомпресійних холодильних машин є їх поєднання з тепловикористовуючими пароежекторними холодильними машинами, які в якості джерела теплоти можуть використовувати скидну теплоту. На морських торгових судах є великі кількості скидної теплоти, яка досі утилізується в повній мірі [3, 4]. Технічні можливості та економічна доцільність використання скидного тепла залежать від його якості, яка переважно визначається температурою – табл. 1. В судновій енергетиці переважна кількість джерел вторинної теплоти має низьку якість за температурою. Тому досить перспективним, інтересним та в тій же час складним завданням наукового дослідження у напрямку підвищення ефективної усїєї енергетичної системи судна є оцінка доцільності та технічної можливості утилізація саме низкопотенційної скидної теплоти.

Вторинне тепло на судні може утилізуватися для виробництва додаткового штучного холоду, що, безумовно, збільшує ефективність використання первинного палива на судні [5]. Тут великі перспективи мають тепловикористовуючі холодильні машини, наприклад ежекторні. Ежектор, який використовується як термокомпресор, не має рухомих частин, тому такі системи більш прості у конструкції та експлуатації та більш компактні, ніж інші тепловикористовуючі холодильні системи. Однак ККД ежекторних систем не дуже високий

у порівнянні з абсорбційними, там особливо з парокомпресійними, що є їх основним недоліком.

Таблиця 1 - Діапазон температур основних джерел скидного тепла суднових енергетичних та допоміжних установок [4]

Джерело теплоти	Інтервал температур, °С
Інсенератор	850...1200
Відхідні гази двигунів	200...500
Продувне повітря (вихід з компресора)	100...160
Вода охолодження двигунів	70...125

Найбільш доцільним з точки зору технічної реалізації на судні є утилізація теплоти гарячих потоків рідини, а не газу. Але зазвичай такі потоки мають не досить високу температуру. Температура води, що охолоджує двигун складає 80...90 °С, що є досить стандартною величиною для більшості двигунів. Тим не менш, для деяких двопаливних і газових двигунів температура води для охолодження головки блоку циліндрів може досягати 125 °С при тиску 3...4 бар [6]. Тепло, що відводиться водою, яка охолоджує дизельний двигун (вода з сорочки двигуна), зазвичай використовується в генераторі прісної води або скидається в навколишнє середовище через теплообмінники. Незважаючи на те, що це джерело тепла низької якості, тепло води в сорочці є великим за кількістю і постійно доступним на судні під час роботи двигуна.

Метою даного дослідження була попередня оцінка доцільності модернізації парокомпресійної холодильної машини у складі суднової системи кондиціонування повітря за рахунок заміни конденсатора водяного охолодження на тепловикористовуючу ежекторну холодильну машину, яка в якості джерела теплоти використовує воду з системи охолодження двигуна, з метою зниження температури конденсації парокомпресійної ступені та зниження електроспоживання системи кондиціонування. Для вирішення поставленої мети у роботі було заплановано виконати порівняльний аналіз електроспоживання парокомпресійної холодильної машини (базовий варіант) та комбінованої компресорно-ежекторної холодильної машини при різних температурах у випарнику-конденсаторі.

### Об'єкт дослідження та вхідні данні для аналізу

В якості об'єкта аналізу (базового варіанту) був обраний типовий судновий кондиціонер повітря виробництва HI AIR KOREA Co., Ltd., який в якості холодоагенту використовує R404A. Потенціал глобального потеплення (GWP) для R404A складає 3920, що є досить високою величиною, тому у майбутньому буде потрібна його заміна на альтернативний холодоагент. Холодопродуктивність та споживана компресором потужність при певних параметрах роботи кондиціонера повітря наведено в таблиці 2 (за даними виробника).

Таблиця 2 - Холодопродуктивність та споживана компресором потужність кондиціонера

Температура води на вході в конденсатор	36 °С
Температура конденсації холодоагенту	42,4 °С
Температура випаровування холодоагенту	7,2 °С
Холодопродуктивність	174,1 кВт
Потужність, споживана компресором	40,5 кВт

Електроспоживання компресором парокомпресійної холодильної машини оцінювалося при сталих параметрах її роботи, наведених в табл. 2. В схемі кондиціонера, що розглядається, наявний регенеративний теплообмінник, тому як додаткові параметри було прийнято перегрів парів холодоагенту у випарнику 1 °С, переохолодження рідкого холодоагенту в регенеративному теплообміннику 5 °С. Теплофізичні властивості холодоагенту R404A було визначено за [7].

В якості альтернативного варіанту була обрана комбінована компресорна-ежекторна холодильна машина [8, 9], яку можна розглядати як каскадну, де парокомпресійна холодильна машина є нижнім каскадом (ступеню), а ежекторна – верхнім. Принципова схема запропонованої комбінованої холодильної машини наведена на рис. 1.

В якості джерела теплоти ежекторної ступені запропоновано використовувати воду з системи охолодження двигуна, температура якої може забезпечити температуру кипіння холодоагенту в генераторі 85 °С. Слід зазначити, що температура генерації на практиці може відрізнитися від прийнятої як в меншу сторону, так і в більшу. Тому після попередньої оцінки доцільності використання ежекторної ступені будуть потрібні додаткові варіативні розрахунки для різних температур генерації.

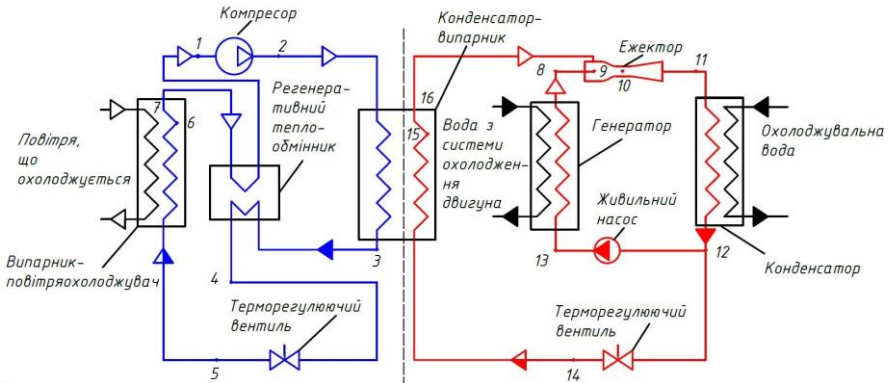


Рисунок 1 - Принципова схема комбінованої компресорно-ежекторної холодильної машини

Температура конденсації холодоагенту у конденсаторі ежекторної ступені прийнята такою, як для базового варіанту –  $42,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Тут слід звернути увагу, що температура води, що охолоджує конденсатор, залежить від району плавання судна та може змінюватися у меншу сторону від прийнятої. В такому випадку для підтримки стабільної роботи усієї ежекторної ступені температуру конденсації доцільно підтримувати постійною за рахунок автоматичного регулювання витрати охолоджувальної води.

Температура кипіння холодоагенту у ежекторній ступені для аналізу була вибрана в інтервалі  $20\dots30\text{ }^{\circ}\text{C}$ , при цьому температура конденсації холодоагенту компресійної ступені буде змінюватися в інтервалі  $25\dots35\text{ }^{\circ}\text{C}$ , відповідно.

Для ежекторної холодильної машини в якості холодоагенту було обрано R1233zd(E). Вибір ґрунтувався перш за все на вимогах до холодоагентів сучасних суднових холодильних систем та на величині критичної температури та температури нормального кипіння. Нажаль, з причини неможливості використання у судновій холодильній техніці горючих робочих тіл (окрім аміаку) [10], вибір альтернативних холодоагентів для ежекторної холодильної машини досить невеликий. Холодоагент R1233zd(E) володіє низьким значенням потенціалу глобального потеплення  $\text{GWP}=1$  та є негорючою речовиною [11]. Основним недоліком R1233zd(E) є його висока вартість та той факт, що він ще рідко застосовується у холодильному обладнанні та погано представлений на ринку. Але властивості його добре досліджені [7, 11], та опубліковані наукові роботи, які показують пер-



спективи використання R1233zd(E) у ежекторних холодильних машинах [12, 13].

Величину коефіцієнта ежекції було оцінено за методикою [14] з урахуванням теплофізичних властивостей R1233zd(E) [7].

Поєднані термодинамічні цикли за якими реалізуються процеси у парокompресійній та ежекторній ступенях комбінованої холодильної машини наведені на рис. 2. Вузлові точки на рисунку 1 та 2 відповідають одна одній.

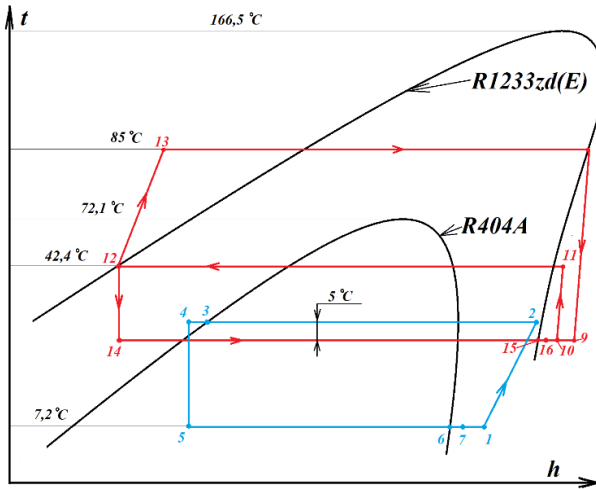


Рисунок 2 - Схематичне зображення термодинамічних циклів за якими реалізуються процеси у парокompресійній холодильній машині (нижня ступень комбінованої системи – голубий колір) та ежекторній холодильній машині (верхня ступень – красний колір)

### Результати аналізу та їх обговорення

Було виконано розрахунок потужності компресора парокompресійної холодильної машини у складі системи кондиціонування при параметрах, наведених в таблиці 2 та отримано значення  $N_{\text{компр}}=42,9$  кВт, що близько до заявленої виробником потужності (табл. 2).

Результати розрахунку потужності компресора комбінованої системи при різних температурах конденсації наведено на рис. 3. Зменшення потужності компресора при зниженні температури конденсації є явним ефектом. Але слід враховувати, що в схемі комбінованої холодильної системи, на відміну від парокompресійної (базовий варіант), наявні декілька насосів: живильний насос холодоагенту, насос гарячої води генератора. Тому додатково було виконано ро-

зрахунок потужності цих насосів при наявних масових витратах рідин та при ККД живильного насосу 0,5 та насосу гарячої води 0,8. Потужність насосу гарячої води було визначено орієнтовно, тому що вона буде залежати від конструкції генератора, тому у подальшому отримане значення потребує уточнення. Загальна споживана потужність комбінованої компресорно-ежекторної холодильної машини при різних температурах у випарнику-конденсаторі наведено на рис. 3.

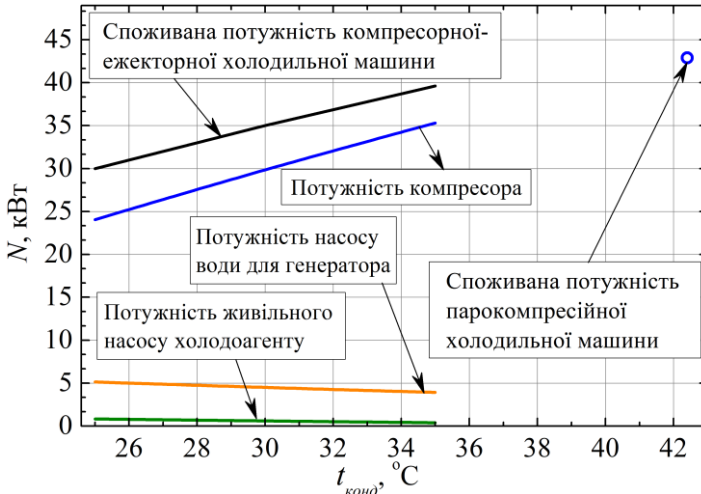


Рисунок 3 - Розрахункові значення потужності комбінованої компресорно-ежекторної холодильної машини при різних температурах конденсації холодоагенту R404A у парокompресійній ступені з парокompресійною холодильною машиною (базовий варіант)

Аналіз отриманих результатів (рис. 3) дозволяє зробити висновок, що навіть з урахуванням додаткового енергоспоживання насосами комбінованої системи, її загальна потужність менше, ніж у парокompресійної (базового варіанту) при усіх розглянутих температурах у випарнику-конденсаторі. Так, при температурі конденсації холодоагенту у компресорній ступені  $35\text{ }^\circ\text{C}$  (температурі кипіння у ежекторній ступені  $30\text{ }^\circ\text{C}$ ) загальне енергоспоживання у порівнянні з базовим варіантом зменшується на 8 %. При зниженні температури конденсації до  $30\text{ }^\circ\text{C}$  та до  $25\text{ }^\circ\text{C}$ , потужності комбінованої холодильної системи вже на 22 % та 43 % менше, відповідно, ніж традиційної парокompресійної. Але подальше зменшення температури конденсації вже неможливо з технічних причин, пов'язаних, перш за все, зі стабільною роботою компресора.

Отриманий результат показує доцільність подальшого дослідження у напрямку оцінки перспектив та технічних можливостей впровадження комбінованих компресорно-ежекторних холодильних систем у суднову систему кондиціонування повітря. Наведена робота є лише першим шагом у цьому напрямку. При оцінці потужності комбінованої системи в виконаних розрахунках не враховувалося, що конденсатор ежекторної ступені буде мати більший розмір, ніж конденсатор парокompresійної машини (базового варіанта), завдяки більшій витраті холодоагенту ежекторного контуру. Тобто й насос охолоджувальної води буде мати більшу потужність. Крім того, не враховувалася більша вартість комбінованої системи у порівнянні з традиційною парокompresійною системою. Також, слід звернути увагу на те, що холодоагент R404A в силу великого значення потенціалу глобального потеплення повинен поступово виводитися з використання у суднових холодильних системах [15]. Тому слід розглянути можливість застосування альтернативних робочих тіл з низьким потенціалом глобального потепління у компресорній ступені. Також доцільно розглянути вплив температури гарячої води (яка є джерелом теплоти для генератора) на енергетичні показники комбінованої холодильної системи. Відзначені недоліки представленої роботи вказують на актуальність обраного напрямку та відкривають простір для подальших досліджень.

### Висновки

Проаналізовано доцільність використання комбінованої компресорно-ежекторної холодильної машини замість традиційної парокompresійної у судновій системі кондиціонування повітря. В якості джерела теплоти для генератора ежекторної ступені запропоновано використовувати воду охолодження головного двигуна, яка може забезпечити температуру генерації 85 °С. Для аналізу було обрано судновий кондиціонер з холодопродуктивністю 174,1 кВт. Оцінено потужність комбінованої системи при температурі конденсації холодоагенту компресійної ступені  $t_{\text{конд}}=25\dots35$  °С (враховувалася потужність компресора, а також насосів холодоагенту та води генератору) та порівняно з потужністю традиційної парокompresійної холодильної машини при  $t_{\text{конд}}=42,4$  °С. Показано, що при  $t_{\text{конд}}=35$  °С у компресорній ступені (температурі кипіння у ежекторній ступені 30 °С) загальне енергоспоживання у порівнянні з традиційною парокompresійною машиною зменшується на 8 %. При  $t_{\text{конд}}$  30 °С та 25 °С,

потужності комбінованої холодильної системи на 22 % та 43 % менше, відповідно, ніж для традиційної парокомпресійної.

Отриманий результат вказує на перспективність обраного способу підвищення ефективності суднової холодильної техніки, але потрібний подальший більш глибокий аналіз, з паралельним урахуванням усіх технічних труднощів реалізації запропонованого рішення.

### ЛІТЕРАТУРА

1. Pigani L., Boscolo M., Pagan N. Marine refrigeration plants for passenger ships: Low-GWP refrigerants and strategies to reduce environmental impact // *Int. J. Refrig.* 2016. Vol. 64. P. 80–92. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.01.016>
2. Hafner I., Gabrielli C., Widell K. Refrigeration units in marine vessels: Alternatives to HCFCs and high GWP HFCs. Copenhagen: Nordic Council of Ministers. 2019. <https://doi.org/10.6027/TN2019-527>
3. Селивестров В.М. Утилизация тепла в судовых дизельных установках. Л.: Судостроение. 1973. 256 с.
4. Singh D. V., Pedersen E. A review of waste heat recovery technologies for maritime applications // *Energy Convers. Manage.* 2016. Vol. 111. P. 315-328. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.12.073>
5. Xu Z.Y., Wang R.Z., Yang C. Perspectives for lowtemperature waste heat recovery // *Energy*, 2019. Vol. 176. P. 1037–1043.
6. Kuiken K. Diesel engines for ship propulsion and power plants-I, Vol. 1. Onnen, The Netherlands: Target Global Energy Training. 2008.
7. Lemmon E. W., Bell I. H., Huber M. L., McLinden M. O. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0, NIST, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, 2018.
8. Hao X., Gao N., Chen G., Volovyk O., Wang X., Xuan Y. Experimental Investigation of the Ejector Refrigeration Cycle for Cascade System Application // *J. Therm. Sci.* 2022. Vol. 31. P. 1476–1486. <https://doi.org/10.1007/s11630-020-1367-2>
9. Ierin V., Chen G., Volovyk O., Shestopalov K. Hybrid two-stage CO<sub>2</sub> transcritical mechanical compression–ejector cooling cycle: Thermodynamic analysis and optimization // *Int. J. Refrig.* 2021. Vol. 132. P. 45-55. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.09.012>
10. Rules for the classification and construction of sea-going ships Part XII Refrigerating Plants ND No. 2-020101-138-E. 2021
11. ASHRAE Handbook – Fundamentals. American society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers. Inc.: Atlanta, GA, USA, 2017.
12. Wang X., Yan Y., Wright E., Hao X., Gao N. Prospect evaluation of low-GWP refrigerants R1233zd (E) and R1336mzz (Z) used in solar-driven ejector-

vapor compression hybrid refrigeration system // J. Therm. Sci. 2021. Vol. 30(5). P. 1572-1580. <https://doi.org/10.1007/s11630-020-1297-z>

13. Mahmoudian J., Mazzelli F., Rocchetti A., Milazzo A. A heat-powered ejector chiller working with low-GWP fluid R1233zd (E)(Part2: Numerical analysis) // Int. J. Refrig. 2021. Vol. 121. P. 216-227. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.10.016>

14. Shestopalov K.O., Huang B.J., Petrenko V.O., Volovyk O.S. Investigation of an experimental ejector refrigeration machine operating with refrigerant R245fa at design and off-design working conditions. Part 1. Theoretical analysis // Int. J. Refrig. 2015. Vol. 55. P. 201-211. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.01.016>

15. EU F-gas Regulation Guidance Information Sheet 31: Marine Refrigeration and AiRConditioning. Gluckmann Consulting. 2016 <http://www.gluckmanconsulting.com/wp-content/uploads/2014/12/IS-31-Marine-Applications.pdf>

## РЕФЕРАТИ

*Мадей В.В.* Використання в суднових дизелях паливних сумішей до складу яких входить паливо біологічного походження

Розглянута можливість використання в суднових дизелях паливних сумішей до складу яких входить паливо біологічного походження. Надано огляд світового виробництва та основних експлуатаційних характеристик рослинних олій, які використовуються в енергетичних установках як альтернативне паливо. Доведено, що найбільш доцільним видом рослинної олії, яку можливо використовувати в суміші з дизельним паливом для подальшого згорання в суднових двигунах внутрішнього згорання є ріпакова. Завданням дослідження було визначення впливу палива біологічного походження на економічні та екологічні показники суднового дизеля та визначення за цими показниками оптимальної концентрації біодизельного палива на різних експлуатаційних режимах роботи суднового дизеля. Дослідження виконувались на спеціалізованому судні дедвейтом 10820 тонн, що здійснювало короткочасні (протягом 4...6 днів) переходи між портами, в яких була передбачена можливість поповнення запасів альтернативного палива. Як таке використовувалось біопаливо B99.9 FAME, що складається з 99,9 % біодизельного палива та 0,1 % дизельного палива класу Ultra-Low Sulfur Diesel fuel (з наднизьким вмістом сірки 0,03 %). Як «базове» використовувалось паливо DMB, що рекомендовано для середньообертових дизелів, які виконують функції допоміжних двигунів. Вміст біопалива в паливній суміші змінювався в межах 5...20 % від загального об'єму. Дослідження виконувались на суднових середньообертових дизелях 5DC-17A Tier II Daihatsu Diesel.

Дослідженнями встановлено, що для 5...20 % концентрації палива біологічного походження в складі паливної суміші і діапазоні експлуатаційних навантажень на судновий дизель 5DC-17A 30...80 % номінальної потужності спостерігається зменшення концентрації оксидів азоту у випускних газах на 3,86...24,59 % та зменшення об'ємного вмісту оксиду вуглецю в випускних газах на 3,14...26,47 %. Також встановлено, що використання паливних сумішей до складу яких входить паливо біологічного походження призводить до підвищення питомої витрати палива, що зменшує економічність роботи дизеля. З підвищенням вмісту біопалива в паливній

суміші з 5 до 20 % питома ефективна витрата палива зростає на 1,54...8,53 %. При цьому найбільше зростання – 3,32...8,53 % відповідає навантаженню 30 %, найменше – 1,54...3,08 % навантаженню 80 % за умовою 20 % вмісту біопалива в складі паливної суміші. Під час навантаження 40...50 % збільшення питомої витрати палива досягає 6,76 та 5,94 % відповідно. У зв'язку з цим, під час навантаження дизеля в діапазоні 30...40 % доцільно використання паливних сумішей з вмістом біопалива 5...10 %. Перевищення цей концентрації суттєво знижує економічність роботи дизеля.

*Madey V.V.* The use of fuel mixtures in marine diesel engines, which include fuel of biological origin

The possibility of using fuel mixtures in marine diesel engines, which include fuel of biological origin, is considered. An overview of the world production and main operational characteristics of vegetable oils used in power plants as an alternative fuel is provided. It has been proven that the most appropriate type of vegetable oil, which can be used in a mixture with diesel fuel for further combustion in marine internal combustion engines, is rapeseed oil. The task of the study was to determine the influence of biological fuel on the economic and environmental indicators of a marine diesel engine and to determine the optimal concentration of biodiesel fuel based on these indicators in different operating modes of a marine diesel engine. The research was carried out on a specialized vessel with a deadweight of 10,820 tons, which made short-term (within 4...6 days) transitions between ports, in which the possibility of replenishing stocks of alternative fuel was provided. As such, B99.9 FAME biofuel was used, consisting of 99.9% biodiesel and 0.1% Ultra-Low Sulfur Diesel fuel (with an ultra-low sulfur content of 0.03%). DMB fuel, which is recommended for medium-speed diesels that perform the functions of auxiliary engines, was used as the "base". The content of biofuel in the fuel mixture varied within 5...20% of the total volume. The research was carried out on marine medium-speed diesel engines 5DC-17A Tier II Daihatsu Diesel.

Research has established that for a 5...20% concentration of biological fuel in the fuel mixture and a range of operating loads on a 5DC-17A marine diesel engine of 30...80% nominal power, a decrease in the concentration of nitrogen oxides in exhaust gases by 3.86...24.59% is observed and reducing the volume content of carbon monoxide in exhaust gases by 3.14...26.47%. It was also established that the use of fuel mixtures, which

include fuel of biological origin, leads to an increase in specific fuel consumption, which reduces the efficiency of diesel operation. With an increase in the content of biofuel in the fuel mixture from 5 to 20%, the specific effective fuel consumption increases by 1.54...8.53%. At the same time, the largest growth - 3.32...8.53 % corresponds to a load of 30%, the smallest - 1.54...3.08% to a load of 80% under the condition of 20% biofuel content in the fuel mixture. During a load of 40...50%, the increase in specific fuel consumption reaches 6.76 and 5.94%, respectively. In this regard, when the diesel is loaded in the range of 30...40%, it is advisable to use fuel mixtures with a biofuel content of 5...10%. Exceeding this concentration significantly reduces the efficiency of diesel operation.

**Ключові слова:** судновий дизель, паливо біологічного походження, паливна суміш, екологічні показники роботи суднового дизеля, економічні показники роботи суднового дизеля, емісія оксидів азоту, емісія оксидів вуглецю, питома витрата палива

**Key words:** marine diesel, fuel of biological origin, fuel mixture, environmental indicators of marine diesel operation, economic indicators of marine diesel operation, emission of nitrogen oxides, emission of carbon oxides, specific fuel consumption

*Столярик Т.О.* Прогнозування механічних втрат в суднових дизелях

Розглянута можливість діагностування механічних втрат суднових дизелів за структурними характеристиками моторного мастила, яке використовується в його системі мащення. Як механічні втрати приймався механічний коефіцієнт корисної дії дизеля, як структурні характеристики моторного мастила – крайовий кут змочування та товщина шару моторного мастила. Висунути та доведена наукова гіпотеза – моторні мастила з більш вираженими структурними характеристиками забезпечують менші механічні втрати під час передачі корисної роботи споживачам енергії.

Дослідження виконувались в науковій лабораторії та на суднових середньообертових дизелях. Завданням дослідження було встановлення взаємозв'язку між структурними характеристиками моторних мастил, що використовуються в суднових дизелях, з механічними втратами, що виникають під час передачі потужності від дизеля до споживачів енергії, та визначення показнику моторного мастила, за яким можливо виконувати прогнозування механічних втрат в судно-



вих дизелях. Дослідження виконувались у два етапи: у науковій лабораторії вивчалися структурні характеристики різних моторних мастил – крайових кутів змочування, а також товщини шару моторного мастила; на морському транспортному судні вивчався вплив моторних мастил із різними структурними характеристиками на механічні втрати суднового дизеля.

Комплексними дослідженнями встановлено зв'язок структурних характеристик моторних мастил зі зміною їх експлуатаційних характеристик та механічними втратами, що виникають під час передачі корисної потужності споживачам енергії. Як ці показники використовувалися залишкове лужне число масла і механічний коефіцієнт корисної дії дизеля. Для моторного мастила, яке має наступні структурні характеристики: крайовий кут змочування 20,4 град, товщина масляного шару 3,9 мм за 1000 годин експлуатації на різних режимах зниження залишкового лужного числа мастила становить 20,42 %, зміна механічного коефіцієнту корисної дії знаходиться в межах 83,8... 88,7 %. Для моторного мастила з крайовим ом змочування 17,5 град та товщиною мастильного шару 2,6 мм аналогічні параметри становлять 26,76 % та 80,1...86,3 %.

*Stoliaryk T.O.* Prediction of mechanical losses in marine diesel engines

The possibility of diagnosing the mechanical damage of ship diesel engines for the structural characteristics of the engine oil, as it is victorious in the engine system, has been examined. As a mechanical waste, the mechanical coefficient of the engine core of a diesel engine is taken, as is the structural characteristics of the engine oil – the marginal cut of the lubrication and the body of the engine oil ball. A scientific hypothesis has been brought to light – motor oil with more pronounced structural characteristics will ensure less mechanical waste and an hour of transmission of core robots to energy savings.

The studies were carried out in the scientific laboratory and on the ship's medium speed diesel engines. According to the results of the investigation, interrelationship between the structural characteristics of engine oils, which are found in ship diesel engines, with mechanical losses, which is blamed on the transmission of tension in the diesel engine to the reduction of energy, is attributed diesels. The investigations were carried out at two stages: at the scientific laboratory, the structural characteristics of various motor oils were studied - the marginal rinds of urination, as

well as those of the motor oil ball; on a marine transport vessel, the injection of engine oils with different structural characteristics on the mechanical inputs of a marine diesel engine was observed.

Comprehensive studies have established a link between the structural characteristics of motor oils and the change in their operational characteristics and mechanical losses, which are responsible for the transmission of the core tension to the energy savings. As these indicators, the residual alkalinity of the oil and the mechanical efficiency of the diesel engine were used. For motor oil, if there may be advancing structural characteristics: the marginal cut of the lubrication is 20.4 degrees, the thickness of the oil ball is 3.9 mm for 1000 years of operation in different modes of reducing the excess puddle number of the oil to become 20.42 %, the change in the mechanical coefficient between 83.8...88.7 %. For motor oil with a marginal cut of the lubrication of 17.5 degrees and a thickness of an oil ball of 2.6 mm, similar parameters become 26.76% and 80.1...86.3%

**Ключові слова:** судновий дизель, система мащення, моторне мастило, структурні характеристики моторного мастила, крайовий кут змочування, остаточне лужне число, механічні втрати, механічний коефіцієнт корисної дії

**Key words:** marine diesel, lubrication system, motor lubricant, structural characteristics of motor lubricant, marginal cut of the lubrication, total base number, mechanical losses, mechanical efficiency

*Kozytskyi S.V. and Kiriian S.V.* Self-organization of nano-sized metal-containing lubricant additives

Recently, significant improvement in the tribological performance of lube oils has been achieved with the application of nano-sized metallic powders. Metal oxide nanoparticles form self-repairing, ultrastrong and ductile, antiwear and antifriction adhesive tribo-coats, characterized by excellent tribotechnical characteristics. This paper presents a study of self-organization in nonequilibrium systems and its tribological applications.

Practically all nanosystems are thermodynamically unstable; they are developed under conditions far from equilibrium. Substantial disequilibrium allows for spontaneous nucleation, while external action stops the growth and aggregation of the formed nanoparticles. The nonequilibrium thermodynamic system loses stability when significantly deviating from the equilibrium state, and then small fluctuations can lead to self-organization

resulting in the formation of new spatial and time structures that do not develop at the equilibrium.

The formation of protective coatings on the rubbing surfaces from the nanoparticles has been explained by the ongoing nonequilibrium processes occurring in open thermodynamic systems. Under the load, metallic nanopowders, dispersed in lubricating fluids, form antiwear surface protective tribofilms of superior strength and enhanced ductility. The formed films exhibit high elasticity and ductility in a contact zone with the operating medium. Wear-resistance of interacting surfaces increases from 4 to 20 times (depending on the operating conditions) compared to micro-sized MoS<sub>2</sub> crystals due to the physical adsorption of MoS<sub>2</sub> particles caused by Van der Waals forces, and due to the mechanical implantation of nano-sized MoS<sub>2</sub> crystals into the metal surfaces. Similar results are observed for molybdenum and tungsten (MoW<sub>2</sub>) coatings 4 nm thick. The operational reliability of the frictional units, determined by the self-restoring tribo-coats, has been explained by self-organization of nanoparticles of metal oxides on the friction surfaces for an account of dissipated energy under load.

Keywords: nanoparticles, specific surface energy, nonequilibrium system, self-organization, self-restoring tribofilm.

*Козицький С. В. , Кіріян С. В.* Самоорганізація металічних нано розмірих добавок до мастильних метеріалів.

Останнім часом значне покращення трибологічних характеристик мастильних матеріалів було досягнуто завдяки застосуванню нанорозмірних металевих порошків. Наночастинки оксиду металу утворюють трибопокриття, що характеризуються чудовими триботехнічними характеристиками. У цій роботі представлено дослідження самоорганізації в нерівноважних системах та її трибологічні застосування.

Практично всі наносистеми термодинамічно нестабільні; вони розвиваються в умовах, далеких від рівноваги. Нерівноважна термодинамічна система втрачає стійкість при значному відхиленні від стану рівноваги, і тоді невеликі флуктуації можуть призвести до самоорганізації, що призведе до утворення нових просторово-часових

Утворення захисних покриттів на поверхнях тертя з наночастинок пояснюється триваючими нерівноважними процесами, що відбуваються у відкритих термодинамічних системах. Під навантаженням металеві нанопорошки, дисперговані в мастильних рідинах, утворю-

ють протизносні поверхневі захисні трибоплівки високої міцності та підвищеної пластичності. Сформовані плівки мають високу еластичність і пластичність в зоні контакту з робочим середовищем. Зносостійкість взаємодіючих поверхонь збільшується від 4 до 20 разів (залежно від умов експлуатації) порівняно з мікрокристаллами  $\text{MoS}_2$  за рахунок фізичної адсорбції частинок  $\text{MoS}_2$ , викликаної силами Ван-дер-Ваальса, та за рахунок механічної імплантації нано- кристали  $\text{MoS}_2$  розміру в металеві поверхні. Подібні результати спостерігаються для покриттів з молібдену та вольфраму ( $\text{MoW}_2$ ) товщиною 4 нм.

Надійність роботи вузлів тертя, що визначається самовідновлюваними трибопокриттями, пояснюється самоорганізацією наночастинок оксидів металів на поверхнях тертя за рахунок розсіяної енергії під навантаженням.

*Ключові слова:* наночастинки, питома поверхнева енергія, нерівноважна система, самоорганізація, трибоплівка, що самовідновлюється.

*Кнауб Л.В., Лебедев Б.В., Мельник А.А.* Спеціальні аспекти управління параметрами впрыскування палива з низьким цетановим числом.

Запропоновано метод аналізу параметрів уприскування палива в дизельних двигунах із додатковою системою живлення. На підставі запропонованих рівнянь доведено можливість врахування особливостей параметрів уприскування альтернативного палива.

Доведено, що для забезпечення безперебійної роботи дизеля, який працює на низькоцетановому паливі, на режимі запуску необхідні параметри уприскування та займання досягаються за допомогою паралельної роботи вихрового випаровувача-змішувача;

Електромагнітний та електродинамічний приводи голки форсунки дозволяють отримати задану швидкість уприскування малих циклових подач (до 12-18  $\text{мм}^3/\text{цикл}$ ) і якість розпилення в діапазоні середнього об'ємного діаметра крапель у межах 15-20  $\mu\text{м}$ .

У випадку використання роздільної подвійної подачі насосом з кулачковим приводом плунжера в об'ємах 80  $\text{мм}^3/\text{цикл}$  і більше перша доза 30-40  $\text{мм}^3/\text{цикл}$  повинна уприскуватися у всмоктувальний колектор або на початку процесу стиснення у циліндрі.

*Knaub L.V., Lebedev B.V., Melnik A. A.* Special aspects of parameter management of low cetane fuel injection.

A method of analyzing fuel injection parameters in diesel engines with an additional power supply system is proposed. On the basis of the proposed equations, the possibility of taking into account the features of alternative fuel injection parameters has been proved.

It has been proved that to ensure smooth operation of a diesel engine running on low-cetane fuel, in the start-up mode, the necessary parameters of injection and ignition are achieved with the help of parallel operation of the vortex evaporator-mixer;

Electromagnetic and electrodynamic drives of the nozzle needle allow to obtain the specified injection speed of small cycle feeds (up to 12-18 mm<sup>3</sup>/cycle) and the quality of spraying in the range of the average volume diameter of drops within 15-20 microns.

In case of using a separate double supply by a cam-driven plunger pump in volumes of 80 mm<sup>3</sup>/cycle and more, the first dose of 30-40 mm<sup>3</sup>/cycle should be injected into the intake manifold or at the beginning of the compression process in the cylinder.

*Khliyeva O., Sorokin R., Stukalenko O.* A direct contribution of marine refrigeration to anthropogenic greenhouse gases emission - a short review

The direct contribution of marine refrigeration systems to anthropogenic greenhouse gases emission is discussed in the study. A review of the annual leakage rate of refrigerants from marine refrigeration systems is presented. The prospect of low-GWP refrigerants for marine refrigeration systems is considered. The approaches of decrease the direct contribution of marine refrigeration systems to total greenhouse gases emission are discussed.

Keywords: Refrigerant – Greenhouse Gas (GHG) – Refrigerant Leakage – Global Warming Potential (GWP)

*Хлієва О. Я., Сорокін Р. Р., Стукаленко О.М.* Прямий внесок морських суднових холодильних систем у антропогенні викиди парникових газів - короткий огляд

У роботі розглядається прямий внесок морських суднових холодильних систем до антропогенних викидів парникових газів. Наведено огляд рівня річних витоків холодоагентів з морських суднових холодильних систем. Розглянуто перспективи переходу на використання у морських холодильних системах холодоагентів із низьким

потенціалом глобального потепління. Обговорюються підходи щодо зниження прямого вкладу морських холодильних систем у загальні викиди парникових газів.

Ключові слова: Холодоагент – Парниковий газ – Витоки холодоагенту – Потенціал глобального потеплення

*Журавльов Ю.І., Обертюр К.Л., Костюченко Є.Ф.* Оптимізація зношування поверхонь пар «вал-підшипник ковзання» деталей суднових технічних засобів (СТЗ).

Виконано вивчення змін структури і зміцнення вуглецевого  $\alpha$ -мартенситу при різних умовах фрикційного навантаження, в тому числі при знижених (до  $-196^{\circ}\text{C}$ ) температурах.

Дані структурні зміни істотно впливають на безпечне і контролює використання різних режимів фрикційного навантаження. Це, своєю чергою, впливає довговічність, надійність і працездатність з'єднань «вал-підшипник ковзання».

Систематичне вивчення структурних факторів, що визначають зносостійкість сплавів заліза є науковою основою для розробки ефективних способів термічних, деформаційних і комбінованих обробок сталей і чавунів, а також рекомендацій щодо оптимізації складу і структури матеріалів швидкозношуваних деталей машин і приладів також інструмент.

Показано, що у високолегованих вуглецевмісних сплавах заліза (швидкорізальні сталі, високохромисті сталі і чавуни) метастабільні структури високовуглецевого мартенситу і залишкового аустеніту володіють більш високим опором адгезійного і абразивного зношування порівняно зі стабільними структурами високовідпущеного мартенситу.

Показано, що короткочасний відпал тонкопластинчастого перліту, що не змінює морфологію і дисперсність карбідної фази, але усуває надлишковий вміст вуглецю в ферриті і підвищену дефектність цементиту, викликає зменшення здатності до зміцнення при терті і різке зниження зносотек. При цьому має місце порушення співвідношення типу Холла-Петча між тимчасовим опором розриву або напруженою руйнування та величиною міжпластинчастої відстані в перліті.

Показано вплив вмісту вуглецю в мартенситах, наявності залишкового аустеніту і карбідних фаз на зносостійкість і деформаційне зміцнення при різних видах зношування вуглецевих, низьколегованих і цементованих сталей.

Встановлено позитивний вплив на зносостійкість деформаційного динамічного старіння тетрагонального мартенситу і деформаційного перетворення метастабільного залишкового аустеніту, що може бути ефективно використано для підвищення опору адгезійного і абразивного зношування високолегованих сплавів, які містять в структурі значну кількість спеціальних карбідів.

*Zhuravlov Yu.I., Obertiur K.L., Kostyuchenko Ye.F.* Optimization of wear of shaft-sliding mating surfaces of shipborne technical devices (STS)

The study of changes in the structure and strengthening of carbon  $\alpha$ -martensite under different conditions of frictional loading, including at low (up to  $-196^{\circ}\text{C}$ ) temperatures.

These structural changes have a significant impact on the safe and controlled use of various modes of friction loading. This, in turn, affects the durability, reliability and performance of the “shaft-plain bearing” connections.

A systematic study of the structural factors that determine the wear resistance of iron alloys is the scientific basis for the development of effective methods for thermal, deformation and combined processing of steels and cast irons, as well as recommendations for optimizing the composition and structure of materials for wear parts of machines and devices, and also a tool.

It is shown that in high-alloy carbon-containing iron alloys (high-speed steels, high-chromium steels and cast irons) the metastable structures of high-carbon martensite and residual austenite have a higher resistance to adhesive and abrasive wear compared to the stable structures of highly tempered martensite hardened with special carbides.

It is shown that short-term annealing of thin-lamellar pearlite, which does not change the morphology and fineness of the carbide phase, but eliminates the excess carbon content in ferrite and the increased imperfection of cementite, causes a decrease in the ability to harden during friction and a sharp decrease in the wear resistance of hypereutectoid and eutectoid steels. In this case, there is a violation of the Hall-Petch type relationship between the tensile strength or fracture stress and the value of the interlamellar distance in pearlite.

The influence of the carbon content in martensite, the presence of residual austenite and carbide phases on the wear resistance and deformation hardening during various types of wear of carbon, low-alloy and cemented steels is shown.

A positive effect on the wear resistance of dynamic deformation aging of tetragonal martensite and deformation transformation of metastable residual austenite has been established, which can be effectively used to increase the resistance to adhesive and abrasive wear of highly alloyed alloys that contain a significant amount of special carbides in the structure.

*Голіков В.А., Нікольський В.В., Левінський М.В., Нікольський М.В., Слободянюк М.В.* Модернізація системи віддаленого управління та контролю аварійного дизель-генератора навчального машино-котельного відділення.

В навчальному машино-котельному відділенні національного університету «Одеська морська академія» використовується аварійний дизель-генератор від компанії Kohler у морському виконанні. Однак для використання в ряді дисциплін, зокрема «Технічне обслуговування, діагностика та ремонт суднових технічних засобів» він не придатний, оскільки не має можливості виводу основних параметрів для віддаленого управління та контролю.

В роботі аргументовано доведено необхідність модернізації системи управління за рахунок використання сучасного обладнання з можливістю відображення технологічного процесу в реальному часі за допомогою мобільних пристроїв.

Розроблена структурна схема модернізованої системи управління та контролю параметрів аварійного дизель-генератора в лабораторних умовах, а також здійснено вибір обладнання, зокрема програмованого логічного контролера з вбудованим Web-сервером від компанії Phoenix>Contact. Розроблено фрагмент інтерфейсу обміну інформацією між аварійним дизель-генератором і мобільним пристроєм в програмному середовищі PLCNEXT ENGINEER.

Проведені випробування довели можливість використання обраного обладнання для відображення в реальному часі процесів, які відбуваються при роботі аварійного дизель-генератора.

**Ключові слова:** аварійний дизель-генератор, система віддаленого управління та контролю, Kohler, Phoenix>Contact, EduNet, PLCnext Control.



*ymir Golikov, Vitalii Nikolskyi, Maksym Levinskyi, Mark Nikolskyi, Mykola Slobodianuk.* Emergency diesel generator remote control system upgrade in training engine room.

In training engine room of National University «Odessa Maritime Academy» Kohler marine emergency diesel generator is being used. However, it is not suitable for utilization in a number of disciplines, in particular «Maintenance, diagnostics and repair of ship's technical equipment», because it does not have the feature of outputting basic parameters for remote control.

The necessity of upgrading remote control system through the use of modern equipment with the possibility of displaying the technological process in real time using mobile devices has been proven in this article.

Structural diagram of upgraded control system for emergency diesel generator parameters control in laboratory conditions was created. Selection of equipment, in particular, programmable logic controller with built-in WEB server by Phoenix Contact company has been made.

A fragment of the information sharing interface between an emergency diesel generator and a mobile device in PLCNEXT ENGINEER integrated development environment has been developed.

The conducted trials proved the possibility of using selected equipment to display in real time the processes that occur during the operation of the emergency diesel generator.

**Key words:** emergency diesel generator, remote control system, Kohler, Phoenix\_Contact, EduNet, PLCnext Control.

*Коваленко І.В., Тютюнник С.В.* Дослідження процесу циклічного руйнування елементів кріплення суднових енергетичних та допоміжних установок

У статті представлено опис побудови моделі втомного руйнування, що поєднує стадії утворення та зростання тріщини в елементах суднових конструкцій з концентраторами напруг.

Отримані результати підтверджують висловлені міркування про те, що при знакозмінному пружно-пластичному деформуванні використання в якості матеріалу для виготовлення обладнання менш міцного металу, не може підвищити опору малоциклової втоми. Більше того, використання металу з дуже низькою межею плинності може призвести до істотного зниження довговічності композиції. Експерименти також показують, що зародження руйнування в ме-

талі, якщо судити про нього з моменту появи тріщини довжиною 1-2 мм, настає значно раніше, ніж слід було очікувати відповідно до теорії Менсона-Коффіна .

Також у статті показано що при відповідному підборі композиційних пар можна уникнути знакозмінного пластичного деформування в зразках для випробування. При цьому, однак, метал цього шару може відчувати пружне повторно-статичне деформування з деякою асиметрією циклу.

Дослідження впливу асиметрії циклу на опір зародження руйнування проводили на зразках Гросса-Стаута.

У статті показано що при визначенні значення параметра зі збільшенням товщини зразка та зростанням числа циклів до руйнування пояснюється переходом виду напружено-деформованого стану в зразках у вершині концентратора від плоского напруженого стану до плоскої деформації.

У повному обсязі розкрито порівняння розрахункових значень ефективного коефіцієнта концентрації напруги з експериментальними даними, наведеними в літературі, виконано їх зрівняння та показано їх досить гарну згоду для сталей різних класів. А також представлено порівняння експериментальних даних з розрахунковою кривою на межі втоми залежно від радіуса кругового отвору в плоских зразках із сталі 10X13.

Ключові слова: комп'ютерне моделювання, руйнування втоми, мікро та макропластичні деформації, зварний шов, дефекти, тріщностійкість.

*Kovalenko I., Tutunik S.V.* The article presents a description of the construction of a fatigue failure model that combines the stages of crack formation and growth in the elements of ship structures with stress concentrators.

The obtained results confirm the expressed reasoning that, with sign-changing elastic-plastic deformation, the use of a less durable metal as a material for the manufacture of equipment cannot increase the resistance to low-cycle fatigue. Moreover, the use of a metal with a very low yield strength can lead to a significant decrease in the durability of the composition. Experiments also show that the nucleation of destruction in metal, judging from the moment of the appearance of a crack 1-2 mm long, occurs much earlier than expected according to the Manson-Coffin theory.

The article also shows that with the appropriate selection of composite pairs, it is possible to avoid plastic deformation in the test samples. At the same time, however, the metal of this layer can experience elastic repeated-static deformation with some asymmetry of the cycle.

The study of the effect of cycle asymmetry on the resistance to fracture initiation was carried out on Gross-Stout samples.

The article shows that when determining the value of the parameter with an increase in the thickness of the sample and an increase in the number of cycles to failure, it is explained by the transition of the type of stress-strain state in the subsurface layers at the top of the concentrator from a plane stress state to a plane strain.

A comparison of the calculated values of the effective stress concentration coefficient with experimental data given in the literature is fully disclosed, their comparison is made and their fairly good agreement is shown for steels of different classes. A comparison of experimental data with the calculated curve at the fatigue limit depending on the radius of the circular hole in flat samples made of 10X13 steel is also presented.

Key words: computer modeling, fatigue failure, micro and macro-plastic deformations, weld, defects, crack resistance.

*Козьмініх М. А., Константинов О. І.* Оцінка доцільності застосування холодильного агенту в залежності від умов експлуатації.

Питання впливу властивостей холодильних агентів на атмосферу нашої планети в нинішній час мають вельми велике значення при проектуванні, експлуатації та модернізації систем охолодження, що застосовуються на транспорті.

Чинниками, які враховують цей вплив є показники GWP (Global Warming Potential), ODP (Ozone Depletion Potential), TEWI (Total Equivalent Warming Impact). Останній, в деякому ступені, враховує енерговитрати під час експлуатації холодильного обладнання.

Водночас напрямок пов'язаний зі зниженням енерговитрат та підвищення енергоефективності в процесі експлуатації холодильної установки залишається актуальним.

Найбільш простим та зручним при практичному використанні може бути метод, що дозволить зробити висновок про доцільність використання того чи іншого холодильного агенту з урахуванням як екологічних, так і енергетичних чинників.

Досягнути цієї цілі, в певній мірі, дозволяє застосування комплексного показника, при визначенні якого враховуються значення GWP та ODP, для врахування енерговитрат – значення холодильного коефіцієнту та потрібної потужності холодильного обладнання, для врахування конструктивних вимог до обладнання - значення тисків випарювання і конденсації та коефіцієнт подачі компресора.

Ключові слова: озоновий шар, парниковий ефект, енерговитрати, енергоефективність, холодильний агент, комплексний показник.

*Kozminykh M., Konstantinov O.* Evaluation of the expediency of the use of the refrigerant depending on the operating conditions.

The issue of the influence of the properties of refrigerants on the atmosphere of our planet is currently of great importance in the design, operation and modernization of cooling systems used in transport.

The factors that take into account this impact are GWP (Global Warming Potential), ODP (Ozone Depletion Potential), TEWI (Total Equivalent Warming Impact). The latter factor, to some extent, takes into account energy consumption during the operation of refrigeration equipment.

At the same time, the trend related to the reduction of energy consumption and increasing in energy efficiency in the process of operation of the refrigeration plant remains relevant.

The most simple and convenient in practical use can be a method that will allow us to make a conclusion about the feasibility of using a particular refrigerant, taking into account both environmental and energy factors.

To achieve this goal, to a certain extent, it is possible to use a complex indicator, in the determination of which the values of GWP and ODP are taken into account, to take into account energy consumption - the value of the refrigeration coefficient and the required capacity of the refrigeration equipment, to take into account the design requirements for the equipment - the value of evaporation and condensation pressures and the compressor volumetric efficiency.

Key words: ozone layer, greenhouse effect, energy consumption, energy efficiency, refrigerant, complex indicator.

*Duldier O.P.* Analysis of the combustion device characteristics taking into account the phenomenon of flow intermittency.

The possibility of using the method of evaluating the completeness of the combustion process in combustion devices as a function of the completeness of its combustion is considered, which determines the dependence of the flow temperature (heat loss) on the coefficient of excess air using the concept of "recovered" fuel concentration. It is shown that the main condition for using the method is the selection of regions of the process in which its scalar structure is different. At the same time, these areas are separated by narrow zones where the laws of combustion and the scalar structure of the process are changed. The composition of the combustion products and the temperature are determined under the condition of its thermodynamic equilibrium. The process is considered taking into account the phenomenon of intermittency for scalar fields using the variable "restored" fuel concentration. Due to the fact that the effect of the intermittency of the turbulent flow on the physical and chemical transformations of the fuel, heat release, movement and mixing of gases, is indirectly taken into account, the method makes it possible to evaluate the completeness of the combustion process in a new way, and as a result it affects the completeness of fuel combustion. At the same time, a qualitative change in the theory of combustion makes it possible to develop new approaches to solve the applied problems of fuel use. An example of the calculation of a combustion device with a rotary nozzle showed that the maximum completeness of fuel combustion is achieved for the value of the excess air coefficient  $\alpha=1.1\div 1.3$ , which corresponds to both operating data and experimental data that were obtained for the combustion device of the KW100 ship boiler plant.

Keywords: "restored" fuel concentration, completeness of fuel combustion, the phenomenon of intermittency, stoichiometric coefficient of fuel combustion, coefficient of excess air.

*Дулдієр О.П.* Аналіз характеристик топкового пристрою з урахуванням явища переміжності потоку.

Розглянута можливість використання методу оцінювання завершеності процесу горіння в топкових пристроях як залежності повноти його спалювання, яка визначає залежність температури потоку (теплових втрат) від коефіцієнта надлишку повітря з використанням поняття «відновленої» концентрації палива. Показано, що основною умовою використання методу є виділення областей процесу в яких

його скалярна структура відмінна. При цьому ці області розділені вузькими зонами, де змінюються закони горіння і скалярна структура процесу. Склад продуктів горіння і температура визначаються за умови його термодинамічної рівноваги. Процес розглянуто з урахуванням явища переміжності для скалярних полів з використанням змінної «відновленої» концентрацію палива. З огляду на те що опосередковано враховано вплив явища переміжності турбулентного потоку на фізико-хімічні перетворення палива, виділення тепла, рух і змішування газів метод дає можливість по новому оцінювати завершеність процесу горіння, а як результат на повноту спалювання палива. При цьому якісна зміна теорії горіння дає можливість розробки нових підходів до вирішення прикладних питань використання палива. Приклад розрахунку топкового пристрою з ротаційною форсуною показав що максимальна повнота спалювання палива досягається для значення коефіцієнту надлишку повітря  $\alpha=1.1\div 1.3$ , що відповідає як даним експлуатації так і експериментальним даними, які були отримані на для топкового пристрою суднової котлової установки KW100.

Ключові слова: «відновлена» концентрація палива, повнота спалювання палива, явище переміжності, стехіометричний коефіцієнт згорання палива, коефіцієнту надлишку повітря.

*Шестопалов К. О., Хлієв Н. О., Хлієва О. Я.* Аналіз доцільності застосування компресорно-ежекторної холодильної машини у суднової системі кондиціонування повітря

Актуальність роботи пов'язана з необхідністю підвищення ефективності суднової холодильної техніки з метою зниження електроспоживання та емісії парникових газів. Проаналізовано доцільність використання комбінованої компресорно-ежекторної холодильної машини замість традиційної парокомпресійної у суднової системі кондиціонування повітря. Система, що розглядається, складається з двох холодильних машин: парокомпресійної і ежекторної, де конденсатор першої та випарник другої є одним теплообмінником. В якості джерела теплоти для генератора ежекторної ступені запропоновано використовувати воду охолодження головного двигуна, яка може забезпечити температуру генерації 85 °С. Робочою речовиною ежекторної ступені було обрано холодоагент R123zd(E) з причини його низького потенціалу глобального потеплення та негорючості. Для аналізу було обрано судновий кондиціонер з холодопродук-

тивністю 174,1 кВт. Оцінено потужність комбінованої системи при температурі конденсації холодоагенту компресійної ступені  $t_{\text{конд}}=25\dots35$  °С (враховувалася потужність компресора, а також насосів холодоагенту та води генератору) та порівняно з потужністю традиційної пароконпресійної холодильної машини при  $t_{\text{конд}}=42,4$  °С. Показано, що при  $t_{\text{конд}}=35$  °С у компресорній ступені (температурі кипіння у ежекторній ступені 30 °С) загальне енергоспоживання у порівнянні з традиційною пароконпресійною машиною зменшується на 8 %. При  $t_{\text{конд}} 30$  °С та 25°С, потужності комбінованої холодильної системи на 22 % та 43 % менше, відповідно, ніж для традиційної пароконпресійної. Подальше зменшення температури конденсації недоцільно з технічних причин. Отриманий результат вказує на перспективність обраного способу підвищення ефективності суднової холодильної техніки, але потрібний подальший більш глибокий аналіз, з паралельним урахуванням усіх технічних труднощів реалізації запропонованого рішення.

Ключові слова: суднова холодильна техніка, комбінована компресорно-ежекторна холодильна машина, потенціал глобального потеплення холодоагенту, енергетична ефективність.

*Shestopalov K., Khliiev N., Khliyeva O.* Analysis of the feasibility of using a compressor-ejector refrigeration machine in the air conditioning system of the ship

The relevance of the work is related to the need to increase the efficiency of ship refrigeration equipment in order to reduce electricity consumption and greenhouse gas emissions. The expediency of using a combined compressor-ejector refrigeration machine instead of a traditional vapor-compression one in the ship's air conditioning system is analyzed. The considered system consists of two refrigeration machines: vapor compression system and ejector one, where the condenser of the first system and the evaporator of the second one constitute the same heat exchanger. As a heat source for the generator of the ejector stage, it is proposed to use the main engine cooling water, which can ensure a generating temperature of 85 °С. The refrigerant R1233zd(E) was chosen as the working fluid of the ejector stage due to its low global warming potential and non-flammability. A ship air conditioner with a cooling capacity of 174.1 kW was selected for the analysis. The capacity of the combined system was evaluated for the condensing temperatures of the refrigerant of the compression stage  $t_{\text{конд}}=25\dots35$  °С (the power of the compressor,

refrigerant pump and generator water pump power consumptions were taken into account) and it was compared to the power of the traditional vapor compression refrigerator at  $t_{cond}=42.4$  °C. It is shown that at  $t_{cond}=35$  °C in the compressor stage (evaporating temperature in the ejector stage is 30 °C), the total energy consumption is reduced by 8% compared to a traditional vapor compression machine. At  $t_{cond}$  of 30 °C and 25 °C, the capacity of the combined refrigeration system is 22% and 43% less, respectively, than for the traditional vapor compression system. Further reduction of the condensing temperature is impractical for technical reasons. The obtained result indicates the perspective of the chosen method of increasing the efficiency of ship refrigeration equipment, but a further deeper analysis is required, taking into account all the technical difficulties of implementing the proposed solution.

Keywords: ship refrigerating equipment, combined compressor-ejector refrigeration machine, global warming potential of the refrigerant, energy efficiency.

*Зінченко С., Фомін О., Бордун Т., Зінченко О.* Аналіз перевантаження зерна та кормових продуктів через морські порти України в особливих умовах

Виконано аналіз перевантаження зернових продуктів через морські порти України та подальше їх транспортування суднами морського транспорту. Наведені статистичні дані елеваторних потужностей основних портів Азовського та Чорного моря, а також транспортування їхньої продукції до країн Африки, Європи та Азії. Визначено, що майже половина сільськогосподарської продукції, що виробляється в Україні – це експортний потенціал, який зараз необхідно реалізувати, щоб не допустити голоду у Світі та забезпечити приплив іноземної валюти в Україну – цьому сприяє підтримка ООН та Туреччини у відкритті та функціонуванні «зернових коридорів» через вітчизняні Чорноморські порти. На прикладі розвитку агропромислового комплексу доведено, що у сучасних умовах соціально-економічного розвитку України виробництво та подальша реалізація морським транспортом зерна є найважливішими завданнями. Тому дослідження та пошук шляхів підвищення економічної ефективності функціонування ланцюжка виробництво зерна – транспортування до морських портів України – транспортування морським транспортом до іноземних портів сьогодні особливо актуальне. Також зростає необхідність комплексного підходу до формування нових мобільних



малих та ефективних підприємств, які займаються виробництвом комбікормів. На основі статистичних даних світових виробників зерна та логістичних компаній Alletch, Milagres, Strategyie Grains, Toerfer International вивчено динаміку та розроблено прогностичну модель світового морського трафіку зерна. Показано, що мобілізація та використання значних наявних резервів елеваторної промисловості України дозволить збільшити виробництво якісних та дешевих основних видів продовольства у 2,5...3 рази, сформувати необхідний фонд продовольчих товарів для подальшого забезпечення потреб внутрішнього ринку та створення їх потужного експортного потенціалу. Наведено дані експертів, згідно з якими експортний потенціал лише сільськогосподарських підприємств Приазов'я становить 3,2...3,5 млн. тонн вантажів. Показано, що весь цей продукт зберегти в Україні неможливо, його необхідно експортувати споживачам у всьому Світі, насамперед до Африки та Азії. Проаналізовано світовий ринок зернової та кормової продукції, згідно з яким до кінця 2022 року виробництво зерна в Європі та Україні, як її складової, скоротиться на 10 %. Одночасно проаналізовано обсяги транспортування зернових вантажів через морські порти України протягом останніх семи років. На основі цього встановлено, що понад 90 % зернових вантажів транспортується суднами морського транспорту. У зв'язку з цим розроблено рекомендації щодо відновлення та підвищення експортного потенціалу зерна морськими портами України, який може зрости на 1...2 млн. тонн.

**Ключові слова:** судна морського транспорту, морські порти України, перевантаження зернових вантажів, транспортування зернових вантажів, морські перевезення, прогностична модель світового морського трафіку зерна

*Zinchenko S., Fomin O., Bordun T., Zinchenko H.* Analysis of the transshipment of grain and feed products through the seaports of Ukraine in special conditions

The analysis of the transshipment of grain products through the seaports of Ukraine and their further transportation by sea transport vessels was carried out. The statistical data of the elevator capacities of the main ports of the Azov and Black Seas, as well as the transportation of their products to the countries of Africa, Europe and Asia are given. It has been determined that almost half of the agricultural products produced in Ukraine is an export potential that now needs to be realized in order to

prevent hunger in the world and ensure the inflow of foreign currency into Ukraine - this is facilitated by the support of the UN and Turkey in the opening and operation of "grain corridors" through domestic Black Sea ports. On the example of the development of the agro-industrial complex, it has been proved that in the current conditions of the socio-economic development of Ukraine, the production and further sale of grain by sea transport are the most important tasks. Therefore, research and search for ways to improve the economic efficiency of the functioning of the grain production chain – transportation to the seaports of Ukraine – transportation by sea to foreign ports are especially relevant today. There is also a growing need for an integrated approach to the formation of new mobile small and efficient enterprises engaged in the production of animal feed. Based on the statistical data of world grain producers and logistics companies Alletch, Milagres, Strategyie Grains, Toepfer International, the dynamics has been studied and a predictive model of the world maritime grain traffic has been developed. It is shown that the mobilization and use of significant available reserves of the elevator industry of Ukraine will increase the production of high-quality and cheap basic types of food by 2.5...3 times, form the necessary fund of food products to further meet the needs of the domestic market and create their powerful export potential. The data of experts are given, according to which the export potential of only agricultural enterprises of the Azov region is 3.2...3.5 million tons of cargo. It is shown that it is impossible to store all this product in the Ukraine, it must be exported to consumers around the world, primarily to Africa and Asia. The global market for grain and feed products has been analyzed, according to which, by the end of 2022, grain production in Europe and Ukraine, as its component, will be reduced by 10 %. At the same time, the volumes of transportation of grain cargo through the seaports of Ukraine over the past seven years were analyzed. Based on this, it was found that more than 90 % of grain cargo is transported by sea transport vessels. In this regard, recommendations have been developed to restore and increase the export potential of grain by the seaports of Ukraine, which can increase by 1...2 million tons.

**Key words:** sea transport vessels, sea ports of Ukraine, transshipment of grain cargoes, transportation of grain cargoes, sea transportation, prognostic model of global sea traffic of grain

*Заблоцький Ю.В., Сагін А.С.* Визначення динамічних навантажень під час зміни режимів мащення прецизійних пар паливної апаратури суднових дизелів

Зазначено, що в теперішній час основним джерелом енергії суднових двигунів внутрішнього згоряння є нафтове паливо, яке окрім головної функції – виділення енергії під час згоряння, також виконує ще одну важливу функцію – мащення прецизійних пар паливної апаратури. З урахуванням сучасних вимог, що висуваються до палива особливу увагу потрібно приділяти такої характеристики палива як здатність до мащення. Припущено, що саме здатність до мащення забезпечує якісну та надійну роботу паливної апаратури двигунів внутрішнього згоряння, яка у свою чергу є одним із відповідальних вузлів дизеля. Підкреслено, що у паливному насосі високого тиску та форсунках що є основними елементами паливної апаратури основну роботу виконують прецизійні деталі, які переміщаються щодо один одного та паливо, яке знаходиться в зазорі між ними. Саме вони утворюють тріаду тертя метал – мастильний шар палива – метал. У зв'язку з цим були і залишаються актуальними теоретичні та експериментальні дослідження, спрямовані на підвищення експлуатаційної надійності паливної апаратури суднових дизелів. Перспективними у цьому напрямі є методи та засоби, що дозволяють підвищити довговічність паливної апаратури за рахунок управління триботехнічними процесами, що перебігають на її робочих поверхнях. Зазначено, що під час роботи паливного насоса високого тиску на плунжер, що здійснює зворотно-поступальний рух, діють неврівноважені радіальні сили, які виникають в результаті перепаду тиску рідини, нерівномірності швидкості відносного переміщення поверхонь, що труться, і конструктивних особливостей деталей як плунжерної пари, так і сполучення кулачок розподільного валу – ролик товкача. Під час активного ходу плунжера перепад тиску рідини найбільше впливає на виникнення неврівноважених радіальних сил і на його зміщення в отворі втулки. Під час холостого ходу плунжера перепад тиску рідини практично відсутній. Крім того, при відносному переміщенні між поверхнями, що труться, деталей тріади тертя виникає гідродинамічний тиск шару рідини. Гідродинамічний тиск, нерівномірно розподілений поверхнею тертя, також призводить до зміщення плунжера в отворі втулки і перерозподілу радіальних зазорів. При порушенні співвідносності між плунжером і втулкою та за наявності відхилень від циліндричності деталей створюються умови для нерівномірного

зношування. Доведено, що активним засобом попередження цього явища є утворення в зоні тертя орієнтованої структури молекулярного шару палива, що виконує функції мащення та попереджує безпосередній контакт прецензійних пар.

**Ключові слова:** судновий дизель, суднове паливо, паливна апаратура, паливний насос високого тиску, мащення деталей судового дизеля, мастильний шар, орієнтована структура палива, динамічні навантаження

*Zablotskyi Yu.V., Sagin A.S.* Determination of dynamic loads during the change of lubrication modes of precision pairs of fuel equipment of marine diesel engines

It is noted that at the present time the main source of energy for marine internal combustion engines is petroleum fuel, which, in addition to the main function of fuel – releasing energy during combustion, also performs another important function – lubrication of precision steams of fuel equipment. Taking into account modern requirements for fuel, special attention should be paid to such a characteristic of fuel as the ability to lubricate. It is assumed that the ability to lubricate ensures high-quality and reliable operation of the fuel equipment of internal combustion engines, which in turn is one of the responsible components of a diesel engine. It is emphasized that in the high-pressure fuel pump and injectors, which are the main elements of the fuel equipment, the main work is performed by precision parts that move relative to each other and the fuel that is in the gap between them. It is they who form the friction triad metal – lubricating layer of fuel – metal. In this regard, theoretical and experimental studies aimed at increasing the operational reliability of the fuel equipment of marine diesel engines were and remain relevant. Promising in this direction are the methods and means that allow to increase the durability of the fuel equipment due to the management of tribotechnical processes that take place on its working surfaces. It is noted that during the operation of the high-pressure fuel pump, unbalanced radial forces act on the reciprocating plunger, which arise as a result of the fluid pressure drop, the non-uniformity of the speed of the relative movement of the rubbing surfaces, and the design features of the parts as a plunger pair, as well as the combination of cams of the camshaft - roller of the rammer. During the active stroke of the plunger, the fluid pressure drop has the greatest effect on the occurrence of unbalanced radial forces and on its displacement in the bushing hole. When the plunger is idling, there is

practically no fluid pressure drop. In addition, when the parts of the triad of friction are moved relative to each other between the rubbing surfaces, the hydrodynamic pressure of the liquid layer arises. Hydrodynamic pressure, unevenly distributed over the friction surface, also leads to displacement of the plunger in the bushing hole and redistribution of radial clearances. In the event of a misalignment between the plunger and the sleeve and in the presence of deviations from the cylindricity of the parts, conditions for uneven wear are created. It has been proven that an active means of preventing this phenomenon is the formation of an oriented structure of the fuel molecular layer in the friction zone,

**Key words:** marine diesel, marine fuel, fuel equipment, high-pressure fuel pump, lubrication of marine diesel parts, lubricating layer, oriented fuel structure, dynamic loads.

*Сагін С.В., Побережний Р.В.* Аналіз основних способів зниження емісії оксидів азоту дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту

Виконано аналіз основних способів зниження емісії оксидів азоту дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту. Визначено, що зниження токсичності випускних газів це може бути досягнуто шляхом використання циклу Міллера з одночасним високим наддувом (або двохступінчастим наддувом), забезпеченням рециркуляції випускних газів, використанням систем позациліндрового очищення газів (селективного каталітичного нейтралізатора та фільтра твердих частинок), забезпеченням займання від стиснення гомогенізованого повітряно-паливного заряду, створенням та використанням водопаливних емульсій. Зазначено, що в даний час для всіх суднових дизелів встановлюються екологічні стандарти, які істотно розрізняються за кількістю нормованих токсичних компонентів та їх гранично допустимим рівням в залежності від характеристик двигуна. Освітлено комплектація, особливості роботи та переваги наступних технології та систем, що використовуються з метою підтримання екологічності роботи суден морського та внутрішнього транспорту: технологія, що забезпечує процес займання від стиснення гомогенізованого заряду; технологія, що забезпечує перебіг робочого циклу в циліндрі дизеля за циклом Міллера; технологія селективної каталітичної нейтралізації оксидів азоту; системи, що сприяють удосконаленню робочого процесу (акумуляторні системи подачі палива, системи електронного управління зміною фаз газорозподілу, периферій-

ні пристрої сумішоутворення та очищення випускних газів). Також розглянута можливість використання альтернативних видів палива. Розглянута та виконана оцінка основних методів, що забезпечують зниження емісії оксидів азоту дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту. При цьому встановлено, що застосування селективного каталітичного нейтралізатора, що забезпечує 90...95 % зниження викидів оксидів азоту; переведення дизелів на використання газового палива сприяє зниженню концентрації оксидів азоту в випускних газах на 85...90 %; забезпечення перебігу робочого циклу дизеля за циклом Міллера призводить до 45...50 % зниження емісії оксидів азоту; за умовою реалізації процесу займання від стиснення гомогенізованого заряду досягається зниження емісії оксидів азоту на 35...50 %.

**Ключові слова:** судновий дизель, паливо для суднових дизелів, екологічні показники роботи дизелів, емісія оксидів азоту, паливна економічність

*Sagin S.V., Poberezhnyi R.V.* Analysis of the main methods of reducing the emission of nitrogen oxides from diesel engines of marine and inland water transport vessels

An analysis of the main methods of reducing the emission of nitrogen oxides from diesel engines of marine and inland water transport vessels was performed. It was determined that reducing the toxicity of exhaust gases can be achieved by using: the Miller cycle with simultaneous high supercharging (or two-stage supercharging), ensuring exhaust gas recirculation, using out-of-cylinder gas cleaning systems (selective catalytic converter and particulate filter), providing compression ignition homogenized air-fuel charge, creation and use of water-fuel emulsions. It is noted that currently environmental standards are established for all marine diesels, which differ significantly in terms of the number of standardized toxic components and their maximum permissible levels, depending on the characteristics of the engine. The equipment, features of operation and advantages of the following technologies and systems used to maintain the environmental friendliness of sea and inland transport vessels are highlighted: technology that ensures the ignition process from the compression of a homogenized charge; technology that ensures the course of the working cycle in a diesel cylinder according to the Miller cycle; technology of selective catalytic neutralization of nitrogen oxides; systems contributing to the improvement of the work process (accumulator fuel supply systems,

electronic gas distribution phase change control systems, peripheral devices for mixing and cleaning exhaust gases). The possibility of using alternative types of fuel is also considered. Considered and evaluated the main methods that ensure the reduction of nitrogen oxide emissions from diesel engines of marine and inland water transport vessels. At the same time, it was established that the use of a selective catalytic converter, which provides a 90...95 % reduction in nitrogen oxide emissions; the conversion of diesel engines to the use of gas fuel helps to reduce the concentration of nitrogen oxides in exhaust gases by 85...90 %; ensuring the operation of the diesel engine according to the Miller cycle leads to a 45...50 % reduction in the emission of nitrogen oxides; subject to the implementation of the ignition process from the compression of the homogenized charge, a reduction in the emission of nitrogen oxides by 35...50 % is achieved.

**Keywords:** marine diesel, fuel for marine diesels, environmental performance indicators of diesels, emission of nitrogen oxides, fuel efficiency

## ПРАВИЛА ОФОРМЛЕННЯ І ПОДАННЯ РУКОПИСІВ ДЛЯ ЗБІРНИКА «СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ»

Науково-технічний збірник національного університету «Одеська морська академія» «Суднові енергетичні установки» є науковим виданням, в якому можуть публікуватись основні результати дисертаційних робіт з профілю суднової енергетики.

Стаття повинна відповідати правилам оформлення наукових статей і містити постановку проблеми в загальному вигляді та її зв'язок з важливими науковими або практичними завданнями, аналіз останніх досліджень і публікацій за темою статті, формулювання цілей статті (постановку завдання), виклад основного матеріалу з необхідними обґрунтуваннями, висновки та перспективи подальших досліджень.

Рукопис подається на електронному носії у форматі \*.doc з паперовою копією і рефератами на українській, російській та англійській мовах, розміром не більше 2 МБ, підписаною всіма авторами, з контактною інформацією: адреси, телефони. Обсяг статті — до 0,5 авторського аркуша з урахуванням ілюстрацій, підмалюнккових підписів і реферату.

Формат паперу А5 (148×210) Усі поля — 16 мм. Текст - через 1 інтервал, Times New Roman, 11 пт; таблиці, заголовки таблиць, підмалюнкові підписи — 10 пт.

На першій сторінці рукопису повинні бути вказані наступні елементи: індекс УДК; ФІО авторів; найменування закладу, в якому виконувалася робота; назва статті, адреса електронної пошти авторів. Заголовок статті оформляти за стилем Заголовок 1, кегль 11 пт, без переносу, усі прописні, інтервал: перед — 8 пт, після — 2 пт.

Наприкінці рукопису наводиться реферат на трьох мовах — українській, російській, англійській, що містить ФІО авторів, назву статті, скорочений зміст та ключові слова.

Якщо рукопис не є повністю англомовним, він супроводжується анотацією на англійській мові обсягом не менше 1800 знаків, включаючи ключові слова.

Змінні, функції, вектори, матриці і т.п. оформляються латинським шрифтом. Змінні виконуються похилим шрифтом, вектори — напівжирним, без нахилу; грецькі символи — у всіх випадках без нахилу; індекси: латинські — з нахилом, кириличні — без нахилу. Розміри в Mathtype: основний — 11 пт, збільшений — 16,5 пт, індекс — 7 пт, субіндекс — 6 пт. У всіх випадках розмітка формул у копії



рукопису обов'язкова. Нумеруються тільки ті формули, на які є посилання в тексті. Формули відділяються від тексту рядками висотою 2 пт. Усі формули повинні бути набрані в MathType. Одиниці фізичних величин повинні відповідати ДСТУ 3651.0-97, ДСТУ 3651.1-97, ДСТУ 3651.2-97 "Метрологія. Одиниці фізичних величин" і мати загальноприйняті позначення.

Таблиці слід розташовувати на одній сторінці крім випадків, коли таблиця займає більше 1 сторінки. Заголовок — 10 пт, без переносу, інтервал перед — 8 пт, після — 2 пт, основний шрифт таблиці — 10 пт. Малюнки відділяються від тексту зверху інтервалом 8 пт, від назви — 2 пт. Назва малюнка — кегль 10 пт, без переносу, інтервал після — 8 пт. На всі таблиці і малюнки повинні бути посилання в тексті статті у скороченому вигляді (табл.).

Ілюстрації, які підготовлені в графічних редакторах, додаються в якості окремих файлів у вихідному форматі. Розмір написів повинен забезпечувати їхню читаність (8-10 пт). Для сканованих малюнків додається оригінал у туші на білому папері достатньої щільності. На звороті вказується номер і приналежність до статті.

Бібліографічні описи повинні відповідати діючим вимогам. Посилання на літературні джерела у тексті оформлюються у квадратних дужках з вказанням номера джерела.

Контактна інформація - e-mail: [ivanovich1zh@gmail.com](mailto:ivanovich1zh@gmail.com)

Суднові енергетичні установки:  
науково-технічний збірник.  
Випуск 44.

Підписано до печатки 30.11.2013. Формат 60×84/16.  
Уч.-изд. л. 9,89. Тираж 100. Зауважити, увести до ладу. № И12-12 52.

НУ «ОМА», центр „Видавінформ”  
Свідчення ДК № 1292 від 20.03.2003  
65029, м. Одеса, вул. Дидрихсона, 8  
тел./факс: (0482) 34-14-12  
[publish@ma.odessa.ua](mailto:publish@ma.odessa.ua)