

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

В.Г. 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення ефективності роботи головних двигунів MAN L28/32H судна «Highland Spirit» шляхом вдосконалення паливної системи

Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-23

Рожко **Рожко М.О.**
(підпис)

Керівник роботи:

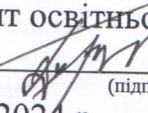
проф. кафедри ЕМ, д.т.н., проф.
(посада, науковий ступень, вчене звання)

Білоусов **Білоусов Є.В.**
(підпис)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»
Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми


(підпис)

«__» 2024 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

студенту Рожко Михайло Олегович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи: Підвищення ефективності роботи головних двигунів MAN L28/32H судна «Highland Spirit» шляхом вдосконалення паливної системи

Керівник роботи Білоусов Євген Вікторович, д.т.н., проф.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджено: розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2024 року № 53.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 25.11.2024 року.

3. Вихідні дані до роботи: Як об'єкт дослідження пропонується розглянути можливість підвищення ефективності робочого процесу судових середньо-обертових дизелів, за рахунок зміни закону впорскування палива на всіх режимах навантаження та внесення змін до конструкції валу приводу ПНВТ шляхом зміни профілю кулака.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Розробці підлягають питання пов'язані з удосконаленням закону подачі палива у середньообертових дизелів з та змін до їх робочого процесу.

9. Перелік графічного матеріалу Графічне відображення результатів аналізу й розрахункових досліджень (6-8 позицій), креслення, з розточуванням обладнання, перетин двигуна, схеми. Матеріали що підтверджують Ефективність запропонованих у роботі технічних заходів

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання

«09» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Підготовка та проробка літературних джерел	16.09.2024	
2	Написання першого розділу	23.09.2024	
3	Виконання розрахунків та написання другого и третього розділу	07.10.2024	
4	Розробка технологічної частини та написання четвертого п'ятого розділу	28.10.2024	
5	Оформлення кваліфікаційної роботи, та графічної частини	18.11.2024	
		25.11.2024	

Студент

Рожко

(підпис)

Рожко М.О.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

Білоусов

(підпис)

д.т.н., проф. Білоусов Є.В.

(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Представлена кваліфікаційна робота містить у собі 104 сторінки, 32 рисунка, 7 таблиць, 1 додаток. При підготовці роботи було використано 18 джерел інформації.

У роботі розроблений комплекс заходів щодо вдосконалювання паливної системи дизеля MAN L28/32H шляхом застосування раціонального профілю паливних кулачків та клапанів коректорів закону впорскування палива. Виконано оцінку ефективності використання запропонованих технічних рішень. Розроблено комплекс заходів з охорони праці під час обслуговування паливних систем середньооборотних дизелів, та заходів з охорони навколишнього середовища під час експлуатації суднової енергетичної установки.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, профіль кулачка, клапан коректор

ABSTRACT

The presented qualification work includes 104 pages, 32 figures, 7 tables, 1 appendix. In preparing the work, 18 sources of information were used.

The work developed a set of measures to improve the fuel system of the MAN L28/32H diesel engine by using a rational profile of fuel cams and fuel injection law corrector valves. An assessment of the effectiveness of the proposed technical solutions was carried out. A set of labor protection measures for servicing fuel systems of medium-speed diesel engines and environmental protection measures for the operation of a marine power plant was developed.

Keywords: internal combustion engine, cam profile, corrector valve

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Загальна характеристика судна та аналіз конструкції головного двигуна	6
1.1 Загальна характеристика судна.....	6
1.2 Двигуни L28/32H.....	14
1.2.1 Загальна інформація про двигун L28/32H.....	15
1.2.2 Аналіз конструкції двигуна L28/32H.....	19
1.2.3 Паливна апаратура.....	31
1.2.4 Турбонаддув.....	34
Розділ 2. Аналіз шляхів удосконалення системи паливopocтaчaння у сучасних судових дизелів.....	37
2.1 Аналіз тенденцій удосконалювання паливopocтaчaльних систем та вибір технічного рішення стосовно дизеля L28/32H.....	37
2.1.1 Форсування паливopocтaчaльної системи.....	38
2.1.2 Стабілізація процесу упорскування на режимах холостих ходів і малих навантажень двигуна.....	39
2.1.3 Корекція швидкісних характеристик паливної апаратури.....	41
2.1.4 Оптимізація закону подачі палива в циліндр двигуна.....	43
2.1.5 Вибір профілю паливного кулака.....	46
2.1.6 Застосування паливних насосів із трапецеїдальним законом зміни швидкості плунжера.....	47
2.1.7 Застосування паливних насосів із трикутним законом зміни швидкості плунжера.....	49
2.2 Вибір закону упорскування для двигуна що модернізується.....	49
Розділ 3. Розрахунок модернізованої паливної апаратури дизеля та його робочого процесу стосовно до нових умов роботи.....	53
3.1 Визначення діаметра й ходу плунжера.....	54
3.1.1 Максимальна циклова подача.....	54
3.1.2 Об'єм що описує плунжером при його русі від НМТ до ВМТ...	54

					<i>ПННІ НУК 131.61.29.29.ПЗ</i>		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Пояснювальна записка</i>		
<i>Розроб.</i>		<i>Рожко М.О.</i>					
<i>Перевір.</i>		<i>Білоусов Є.В.</i>					
<i>Реценз.</i>		<i>Дубовець А.І.</i>					
<i>Н. Контр.</i>							
<i>Затверд.</i>		<i>Нестеренко В.В.</i>					
						<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>
							<i>Аркушів</i>
						2	110

3.1.3	Діаметр плунжера.....	55
3.1.4	Хід плунжера.....	55
3.2	Профілювання кулачка.....	55
3.2.1	Вихідні дані для профілювання.....	55
3.3	Профілювання профілю прямого ходу.....	57
3.4	Вибір й обґрунтування вихідних даних для теплового розрахунку двигуна.....	66
3.4.1	Процес впуску.....	68
3.4.2	Процес стиску.....	73
3.4.3	Процес згоряння.....	75
3.4.4	Процес розширення.....	78
3.4.5	Процес випуску.....	79
3.4.6	Індикаторні показники циклу.....	79
3.4.7	Ефективні показники двигуна.....	81
3.4.8	Уточнення основних розмірів двигуна результатами розрахунку робочого процесу.....	82
3.4.9	Побудова індикаторної діаграми.....	84
Розділ 4. Охорона праці та охорона навколишнього середовища...		90
4.1	Охорона праці.....	90
4.1.1	Нормативно-правова та законодавча база охорони праці на суднах.....	90
4.1.2	Аналіз шкідливих і небезпечних факторів у машинному відділенні судна розглянутого у кваліфікаційній роботі.....	92
4.1.3	Техніка безпеки та забезпечення комфортних умов праці при експлуатації енергетичної установки судна.....	95
4.2	Розрахунок системи вуглекислотного пожежогасіння.....	98
4.3	Запобігання забруднення навколишнього середовища.....	100
Висновки.....		102
Список літератури.....		103
Додатки		
Додаток А. Поточне значення ходу S, швидкості C, прискорення W плунжера й радіусів кривизни профілю R.....		105

ВСТУП

У складі комплексів, пов'язаних з розвідкою і бурінням нафтових і газових родовищ актуальні завдання вирішує група суден забезпечення бурових платформ. До таких комплексів необхідно підвозити матеріали і обладнання, забезпечувати їх утримання на місці буріння, безпеку при аваріях і загальне підтримання рівня безпеки людини на морі [1]. Для забезпечення роботи бурових платформ, які видобувають нафту і газ, останнім часом склався відносно новий комплекс суден, до складу якого входить велика група суден щодо нового типу, потреба в яких виникла лише при освоєнні шельфових зон. Основна частина таких суден працює в районах Арктичного шельфу, тому для суден забезпечення поряд з підвищеним рівнем мореплавства необхідно мати відповідний льодовий клас.

Судна обслуговування морських споруд, це переважно багатофункціональні судна, з системою динамічного позиціонування. Вони обслуговують підводний інфраструктуру трубопроводів при освоєнні нафтових полів, здійснюють роботи зі створення фундаментів і встановлення паль на великих глибинах, створення систем якірного кріплення для: плавучих бурових платформ укладання кабелів на глибинах до 3500 м.

Судна постачання (Platform Supply Vessel, PSV) – судна забезпечення нафтових платформ матеріалами і обладнанням. Довжина суден коливається від 55 до 100 метрів. Такі судна використовуються для постачання платформ водою і паливом, для перевезення рефрижераторних контейнерів, різних мастильних матеріалів і хімікатів, сипучих і рідких вантажів, необхідних для забезпечення нафтових платформ, а також для транспортування екіпажів, евакуації людей, збору забруднених нафтопродуктами вод. Крім того універсальні судна використовуються для заведення якорів (Anchor-handling Tug/Supply – буксир для роботи з якорями) призначені для заведення «підриву» і перекладки робочих якорів бурових установок, буксирування

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

морських споруд, бурових платформ, а також для зміни траєкторії дрейфу криги і айсбергів окачування стаціонарних бурових платформ по периметру від льоду.

Саме до таких суден відноситься судно «Highland Spirit» розглянуте у даній кваліфікаційній роботі.

Цілю кваліфікаційної роботи є розгляд можливості оптимального вибору фаз вприскування палива головних двигунів судна «Highland Spirit» та пов'язані з таким вибором зміни до системи паливостачання.

Задачі розв'язувані в роботі зводяться до наступного:

- проаналізувати основні тенденції розвитку середньообертових судових дизелів і шляхи їхнього подальшого вдосконалювання;
- проаналізувати конструкції сучасних дизелів фірми MAN визначити їхній рівень надійності в експлуатації;
- розробити комплекс заходів щодо оптимальних режимів вприску палива для головного двигуна судна;
- розробити заходи щодо модернізації системі паливостачання двигуна L28/32 що є головним судна «Highland Spirit»;
- виконати економічні розрахунки;
- розробити заходи щодо охорони праці при виконанні робіт у машино-котельному відділенні.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є робочі процеси, що відбуваються в середньообертовому головному двигуні, та вплив їх перебігу на ефективність його роботи.

Предметом розгляду в роботі є вирішення проблем пов'язаних з покращенням ефективності роботи середньообертового дизельного двигуна за рахунок вдосконалення процесів вприску палива на режимах часткових навантажень.

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА

1.1 Загальна характеристика судна

Судно «Highland Spirit» (IMO № 8325793) взяте у якості прототипу для даного кваліфікаційної роботи належить компанії Gulf Mark Offshore, Inc., що розташовано у місті Х'юстон (Houston), штат Техас (Texas) США.

Побудовано судно у 1998 році на верфі SANTAN SLIPWAY & ENGINEERING, що розміщена у місті Сінгапур (Singapore). Судно побудовано на калс DNV A1, (E), Offshore Supply Vessel, AMS, ACCU, DPS-2 Порт приписки судна – Лондон (London).

Експлуатацією судна займається фірма GULF OFFSHORE зі штаб-квартирою у місті Абердин (Aberdeen) Сполучене Королівство Великої Британії та Північної Ірландії. Судно ходить під прапором Ісландії (Iceland), позивний судна – TFNE.

Судно призначене для буксирування і постановки на якір платформ, їх точне позиціонування на ділянці видобутку, постачання морського обладнання і виконання спеціальних операцій, наприклад, – робота маніпуляторів з дистанційним управлінням. Звичайно ж, забезпечення самого видобутку нафти і газу, зберігання і вивантаження блоків, тобто – всі транспортні послуги, включаючи підвезення персоналу, доставку продуктів і різних товарів. Крім того, судно забезпечує рекультивацію навколишнього середовища в разі його забруднення, виконує рятувальні операції. Це судно представляє нове покоління багатофункціональних універсальних суден які спроектовані для забезпечення поставок, реагування в разі надзвичайних ситуацій з можливостями ведення рятувальних операцій і гасіння пожеж, криголамних операцій, буксирування і супроводу суден в районі платформи.

Судно спроектовано з урахуванням всіх правил, стандартів і вимог

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

міжнародних конвенцій, національних і регіональних правил. Воно обладнано спеціально спроектованою кормою для плавання в льодових умовах, а також системою забезпечення руху з двома блоками рульового управління і системою динамічного позиціонування, що дозволяє йому забезпечувати стійке положення у платформи.

Конструкція і обладнання судна забезпечує можливість його безпечної експлуатації в зимових умовах в льодах полях товщиною до 0,7 м. Дизель-електрична енергетична установка, що включає два основних двигуна, забезпечить загальну потужність 4,4 МВт.

Архітектурно-конструктивний тип судна.

Для суден даного типу характерні високий бак і помітно зрушена в ніс надбудова (у більшості найсучасніших суден бак плавно переходить в надбудову). У кормі є вільна вантажна палуба і зрізана транцева корма. Ця плоска палуба займає основну частину довжини судна. Є леерна огорожа і фальшборт для обмеження переміщення вантажів, що перевозяться на палубі. Вантажна палуба покрита дерев'яним настилом, це пов'язано з тим, що на палубі постійно працюють люди, а також для сприйняття ударних навантажень.

Машинне відділення зміщене від міделю в ніс, а парні димові труби суміщені з надбудовою. Під головною палубою розташовані цистерни і бункери для сипучих вантажів. Така архітектурна форма забезпечує безпечне і надійне швартування судна кормою до морських бурових установок, зручне проведення навантажувально-розвантажувальних робіт, а також можливість проведення буксирувальних операцій.

Як видно з рис. 1.1 та 1.2, в структурі судна різні ролі грають носова і кормова частини. У першій розміщується екіпаж і засоби управління судном, знаходиться велика частина енергетичного обладнання. З точки зору мореплавства, вона схильна до найбільших впливів хвиль.

Характеристики судна надано у табл. 1.1 та 1.2.

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 1.2 – Судно для обслуговування бурових платформ «Highland Spirit»
(загальний вигляд)

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

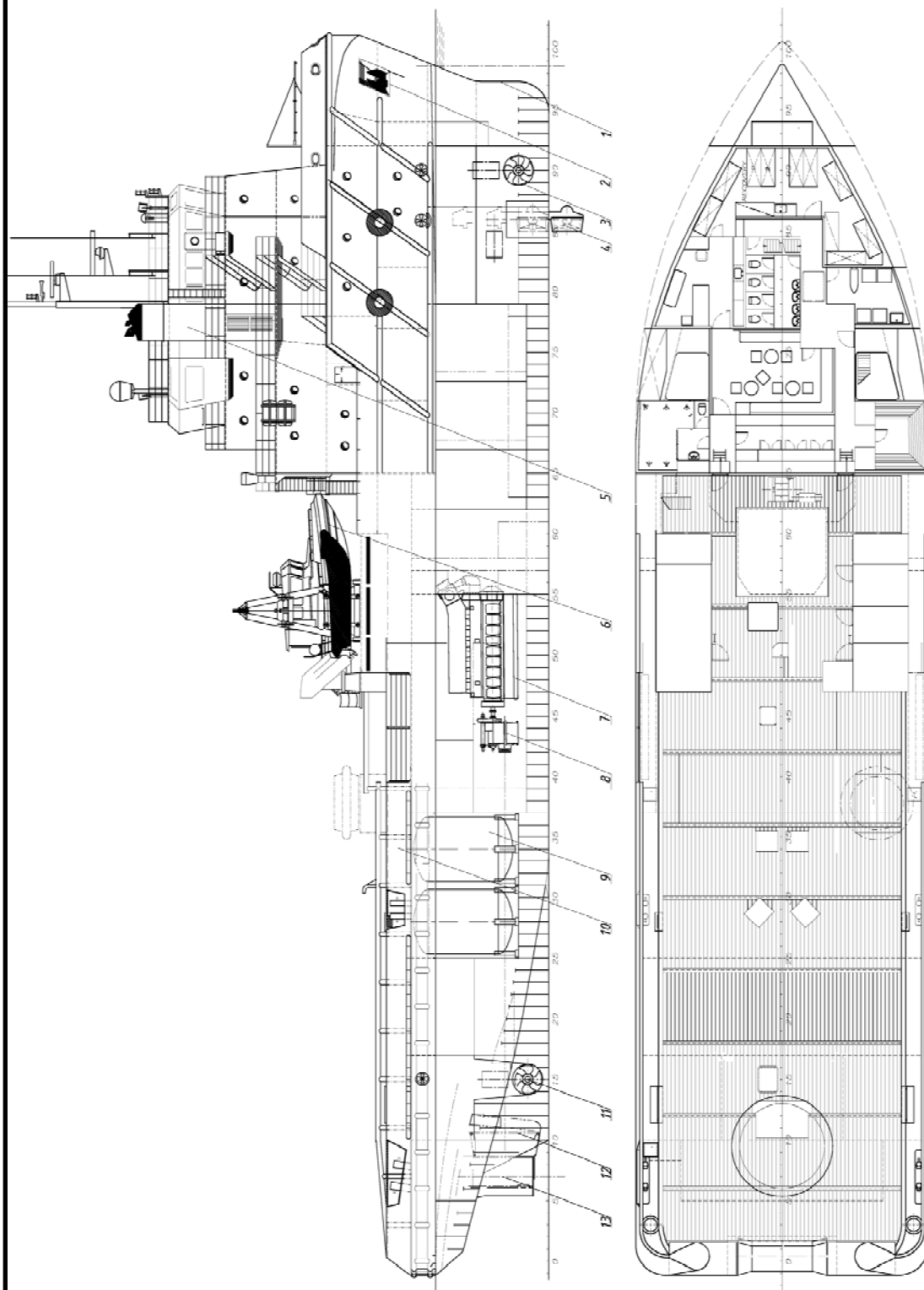


Рисунок 1.2 – Загальний вигляд судна забезпечення бурових платформ «Highland Spirit» 1 – архітевінь; 2 – якірний кліз; 3 – носовий підрулюючий пристрій; 4 – висувна гвинтульова колонка; 5 – штурманська рубка; 6 – рятувальний катер; 7 – головний двигун; 8 – головний редуктор; 9 – цистерни для цементного розчину; 10 – вантажна палуба; 11 – кормовий підрулюючий пристрій; 12 – насадки гвинта; 13 – кермо

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ

Кормова і центральна частина корпусу призначена для вантажів. Її верхній район представляє собою прямокутну вантажну площадку, а в нижньому районі переважають порівняно дрібні цистерни.

Палубний вантаж, що перевозиться судном являє собою найчастіше довгомірні труби, різне обладнання, контейнери. У розглянутого судна маса палубного вантажу становить в середньому 60% від маси дедвейту. Основний вантаж – це труби (обсадні, бурильні, оболонкові колони). Їх розміри змінюються в інтервалі 6-23 м; діаметр від 0,14 до 0,63 м. З точки зору вимог міцності, конструкція палуби розрахована на прийняття вертикального навантаження 5 т/м², а в окремих частинах (ближче до баку для важких вантажів) 10 т/м². Для носової частини судна головну роль відіграють навантаження від хвиль.

Таблиця 1.1 – Основні розміри й характеристики судна

Параметр	Значення
Загальна довжина	61,60 м.
Довжина між перпендикулярами	54,60 м.
Зареєстрована довжина	57,55 м.
Загальна ширина	14,53 м.
Зареєстрована ширина	14,50 м.
Надлишкова висота борту	1,20 м.
Висота борту	6,80 м.
Осадка	5,60 м.
Водотоннажність	2000 т.
Валова місткість	1717 т.
Чиста місткість	515т.
Дедвейт	1620 т.
Надбудови бака	24,32 м.
Кількість водонепроникних перебирань	4

Таблиця 1.2 – Характеристики запасів

Параметр	Значення
Площа вантажної палуби, м×м/м ²	29,5×11,5/240
Маса допустимого вантажу на палубі, т	750
Паливо, м ³	432,23
Питна вода, м ³	516,63
Технічна вода, м ³	850,62
Водяний баласт, м ³	651,0
Масло для приготування бурового розчину, барель	23,09
Вспінювач, барель	23,09
Масло основне, барель	23,09

Дальність плавання по основних запасах палива при швидкості 11 вуз. (20,4 км/год.) становить приблизно 3500 миль (6500 км).

Автономність плавання по величині запасів на борті судна – 25 діб.

Каюти для екіпажу та пасажирів. Судно обладнано 20 одномісними каютами та 12 двомісними.

Морехідні якості. Судно при проектному осіданні 5,6 м і тихій погоді, хвилюванні моря не більше 2 балів, вітрі не більше 3 балів по шкалі Бофорта, потужності на валах 4100 кВт і глибокій воді не менш 75 м повинне показати швидкість не менш 11 вузлів. Остійність судна при всіх варіантах навантаження повністю відповідає вимогам ІМО для суден крижаного плавання. Плавуність судна забезпечується відповідно до вимог ІМО – при затопленні одного або двох суміжних відсіків. Діаметр розвороту судна при повному ході вперед і куті повороту руля 35° дорівнює чотирьом довжинам корпусу судна без використання підрулюючих пристроїв.

Силова установка (рис. 1.3) складається з:

- двох дизель-редукторних агрегатів в яких використано двигуни з турбонаддувом типу 9L28/32 фірми MAN, потужність по 2020 кВт кожен;

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

- двох дизель-генераторів на які встановлено двигуни з турбонаддувом типу N14-G1 фірми Cummins Inc., потужність по 300 кВА кожен;

- комбінованого допоміжного котла, виробництвом 1,15 т/год.;

Усі двигуни и котел працюють на важкому паливі в'язкістю до 180 сСт при 50°C з температурою спалаху не більш 61°C.

Витрата палива 9L28/32 – 194 г/(кВт×год.). Загальна витрата палива не перевищує 9,0 т/добу взимку й 6,5 т/добу влітку.

Системи силової установки. На судні є наступні системи обслуговування силової установки:

- система подачі палива;
- система мастила;
- система водяного охолодження;
- система вихлопу відпрацьованих газів;
- система пускового повітря;
- система вентиляції машинного відділення.

Для ремонту й переміщення важких частин та їхнього вивантаження з машинного відділення є наступні вантажопідйомні механізми:

- кран машинного відділення в/п 2,5 т;
- один електричний тельфер в/п 1,0 т;
- 5 ручних талів в/п 1,0 т.

Гребна установка має два гвинта змінного кроку у насадці, виробництва фірми Rolls-Royce Oy Ab що приводяться в дію за допомогою дизель-редукторного агрегату, частота обертання гвинта 261 хв⁻¹.

Електричне встаткування. Основний струм – 380 В 3 фази 60 Гц. Крім того, є напруги 220 В, 12 В, 27 В.

Токорозподільчі пристрої:

- головний розподільний щит (встановлено у ЦПК);
- аварійний розподільний щит (встановлено у приміщенні АРЩ);
- щит живлення з берега 380 В 50 Гц.

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

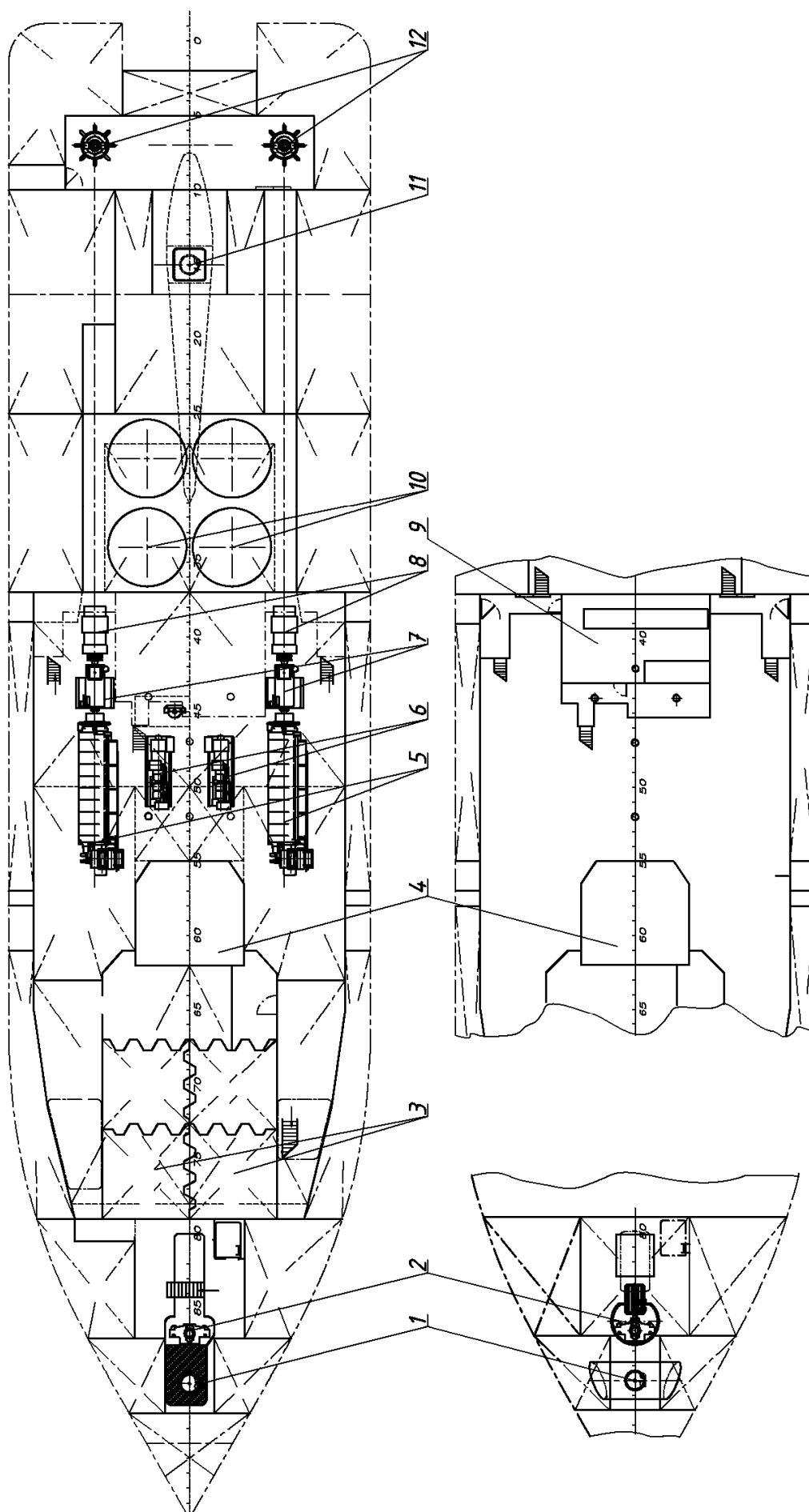


Рисунок 1.3 – Загальний план машинного відділення судна «Highland Spirit»: 1 – носовий підрулюючий пристрій; 2 – висувна гвинтульова колонка; 3 – баластні цистерни; 4 – вентиляційна шахта; 5 – головні двигуни; 6 – допоміжні двигуни; 7 – головні редуктори; 8 – валогенератори; 9 – центральний пост керування; 10 – цистерни для цементного розчину; 11 – кормовий підрулюючий пристрій; 12 – гвинтульові колонки

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ

Арк.

13

Системи керування технічними засобами. Керування рухом судна, його маневруванням, радіозв'язок і контроль за механізмами здійснюються з містка. Керування рухом судна, його маневруванням здійснюються також із крил містка. Судно оснащено інтегрованою автоматичною системою контролю, що базується на мікропроцесорній техніці й клавіатури, і монітори для введення й одержання інформації. Рівень автоматизації механізмів й обладнання відповідає вимогам ІМО для суден класу автоматизації МСЕ AUT з вахтою у ЦПК, якщо судно на ходу, і без вахти, якщо судно в порту. Система контролю й керування забезпечує:

- дистанційне керування головним двигуном;
- дистанційне керування електростанцією;
- дистанційне керування корабельними системами;
- аварійно-попереджувальну сигналізацію по параметрах стану силовий; установки, електростанції, судових систем, з виводом у ЦПК;
- ведення машинного журналу;
- видача даних у вигляді діаграм;
- відстеження тенденцій;
- самодіагностика.

1.2 Двигуни L28/32

Суднові енергетичні установки на базі двигунів моделі L28/32 дозволяють виробляти потужність 1470...2205 кВт. Модель N в рядному виконанні з 6; 7; 8 або 9 циліндрами – це потужний дизель, придатний для установки на сучасних суднах в якості головного та допоміжного для приводу дизель-генераторів. Конструкція фундаментної рами, а також стандартні роз'єми для підключення газоходів і труб дозволяють спростити установку і забезпечити легке підключення зовнішнього допоміжного обладнання. Конструкція двигуна забезпечує рівну, без вібрацій, роботу і

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

низький рівень механічних напруг, що, в свою чергу, визначає хороші експлуатаційні якості і низьку ступінь зносу. Двигун має великий міжремонтний інтервал. Фірма стверджує, що ресурс двигунів між переробками становить 20...25 тис. годин. Для двигунів розглянутого класу ці цифри є дуже високими. Малі вібрації, низькі рівні шуму і емісії вихлопу є так само не менш важливими завданнями. Двигуни призначені для використання в якості суднових головних і допоміжних, можуть працювати як в складі дизель-редукторних, так и дизель-генераторних установок, а також у складі багатомашинних агрегатів як наприклад у судна взятого у якості прототипу у даній кваліфікаційній роботі.

1.2.1 Загальна інформація про двигун L28/32

Головна проблема при створенні середньооборотних двигунів здатних працювати на високов'язкому паливі, це велика затримка самозапалювання, що пояснюється відносно невеликим вмістом у таких паливах летучих вуглеводневих фракцій.

При розробці L28/32 використовувалося відразу кілька підходів що дозволяють домогтися якісного сумішоутворення й згоряння важкого палива в циліндрах двигуна, навіть при роботі на режимах низьких навантажень не дивлячись на обмежені розміри камери згоряння.

До числа такого роду нововведень відноситься підвищення тиску упорскування палива до 130 МПа, більш високий тиск відкриття форсунки, використання розпилювачів із меншим прохідним перетином отворів, підвищення ступеня стиску до 13,9, збільшення максимального тиску згоряння до 13,0 МПа.

Крім того, кришка циліндра була спроектована таким чином, щоб максимально турбулізувати потік повітря в циліндрі для більш якісного перемішування його із паливом. Для цього впускні канали у головці циліндра з підклапанним простором були з'єднані спеціально відпрофільваними

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

каналами.

Кардинальний переробці був підданий блок-картер двигуна: всі елементи, масляні й водяні насоси, охолоджувачі повітря, фільтри, пристрої безпеки й регулятор розмішені в спеціальній коробці в передній частині двигуна, що забезпечує простоту доступу при технічному обслуговуванні й ремонті. Всі канали, виконані у вигляді свердлінь у блоці. Такі зміни конструкції дозволили на 40% скоротити загальну кількість вузлів, у порівнянні із двигунами більш ранніх конструкцій.

Всі допоміжні агрегати, розташовані в коробці можуть бути замінені без розбирання з'єднань трубопроводів. Загальний вигляд двигуна показаний на рис 1.4. На рис. 1.5. наведено поперечний перетин дизеля L28/32. Основні характеристики двигуна надано в таблиці 1.2.

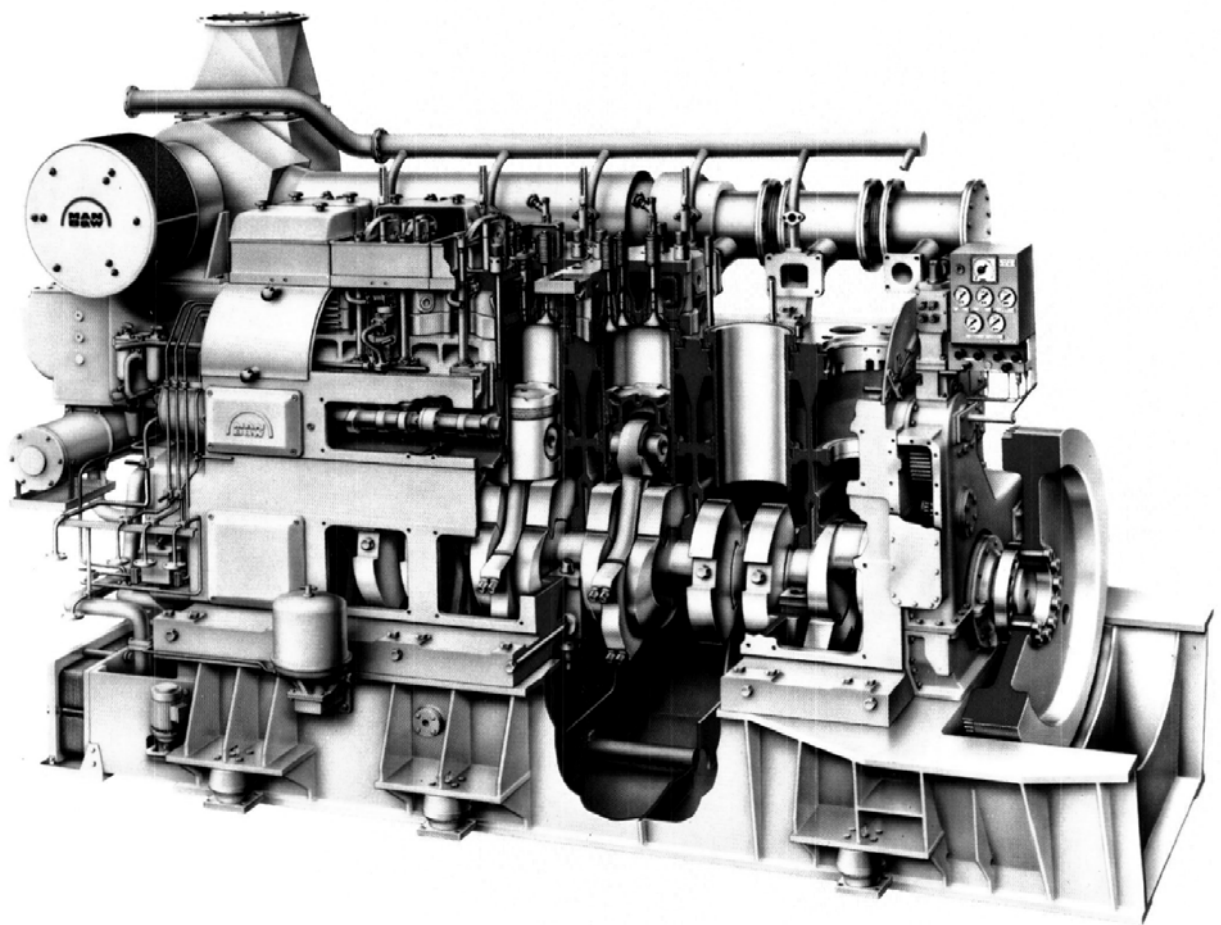


Рисунок 1.4 – Загальний вигляд двигуна L28/32

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Таблиця 1.2 – Основні характеристики двигунів L28/32

Параметр	Розмірність	Величина
Марка двигуна	—	L28/32
Хід поршню	мм	280
Діаметр циліндру	мм	320
Робочій об'єм циліндра	дм ³	
Головна розмірність	—	1,14
Циліндрова потужність по ISO 3046/1 (тривала)	кВт	220
Ступінь стискання	—	13,9:1
Частота обертання номінальна	хв. ⁻¹	775
Мінімальна частота обертання	хв. ⁻¹	360
Максимальний тиск згоряння	МПа	13,0
Тиск наприкінці стискання	МПа	11,0
Середній ефективний тиск	МПа	1,93
Тиск наддування	МПа	0,32
Температура повітря після компресору	°С	175,0
Температура повітря після повітроохолоджувача	°С	45,0
Температура газів перед турбіною	°С	430,0
Температура газів після турбіни	°С	300,0
Тиск вихлопу	МПа	0,22
Питома витрата повітря при $t_a = 20\text{ °С}$	кг/(кВт×год.).	7,67
Витрата повітря при $t_a = 20\text{ °С}$	м ³ /год.	15230
Коефіцієнт надлишку повітря	—	2,45
Питома витрата палива $n = \text{const}$ ¹ 100 %	г/(кВт×год.)	194
85 %	г/(кВт×год.)	192
Питома витрата масла	г/(кВт×год.)	1,0
Середня швидкість поршню	м/с	8,27

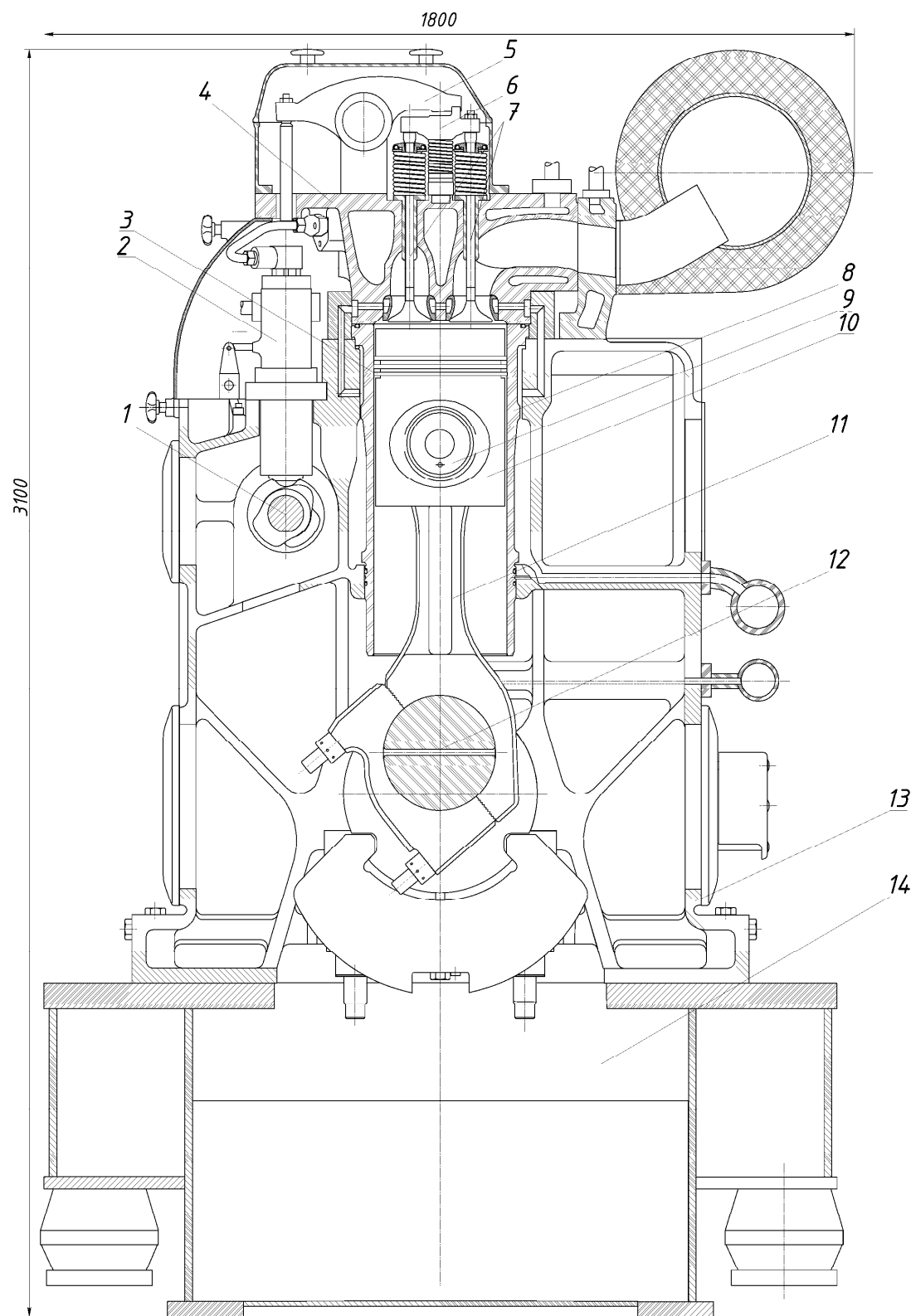


Рисунок 1.5 – Загальне компонування суднового чотиритактного середньооборотного двигуна L28/32. 1 – розподільний вал привода клапанів та ПНВТ; 2 – ПНВТ; 3 – поршневі кільця; 4 – кришка циліндра; 5 – коромисло; 6 – штанга штовхача випускного клапана; 7 – випускний клапан; 8 – гільза циліндра; 9 – поршковий палець; 10 – поршень; 11 – шатун; 12 – колінчатий вал; 13 – картер; 14 – кришка картера

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ

Арк.

18

1.2.2 Аналіз конструкції двигуна L28/32

Фундаментна рама при дизель-редукторному виконанні єдина для кріплення дизеля та редуктору. Одночасно фундаментна рама виконує функції масляного піддона дизеля (рис. 1.6). До суднового фундаменту кріпиться за допомогою еластичних шпильок через циліндричні подовжуючі проставки.

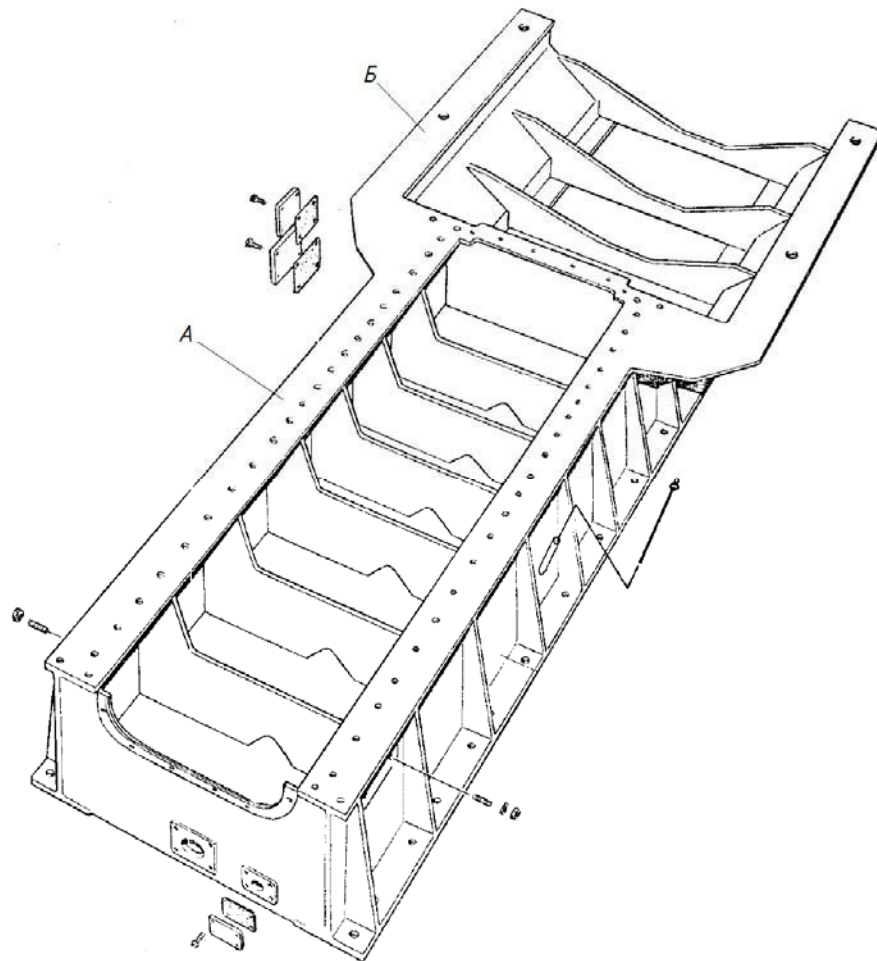


Рисунок 1.6 – Фундаментна рама дизель-редукторного агрегату з двигуном L28/32: А – площина для кріплення дизеля; Б – площина для кріплення редуктору

Остів двигуна являє собою монолітний, сухий блок-картер (рис. 1.7). Цільна станина двигуна виготовлені із чавуну. Вона містить у собі підшипник колінчатого вала, підшипники валу приводу клапанів газорозподілу та валу приводу ПНВТ.

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

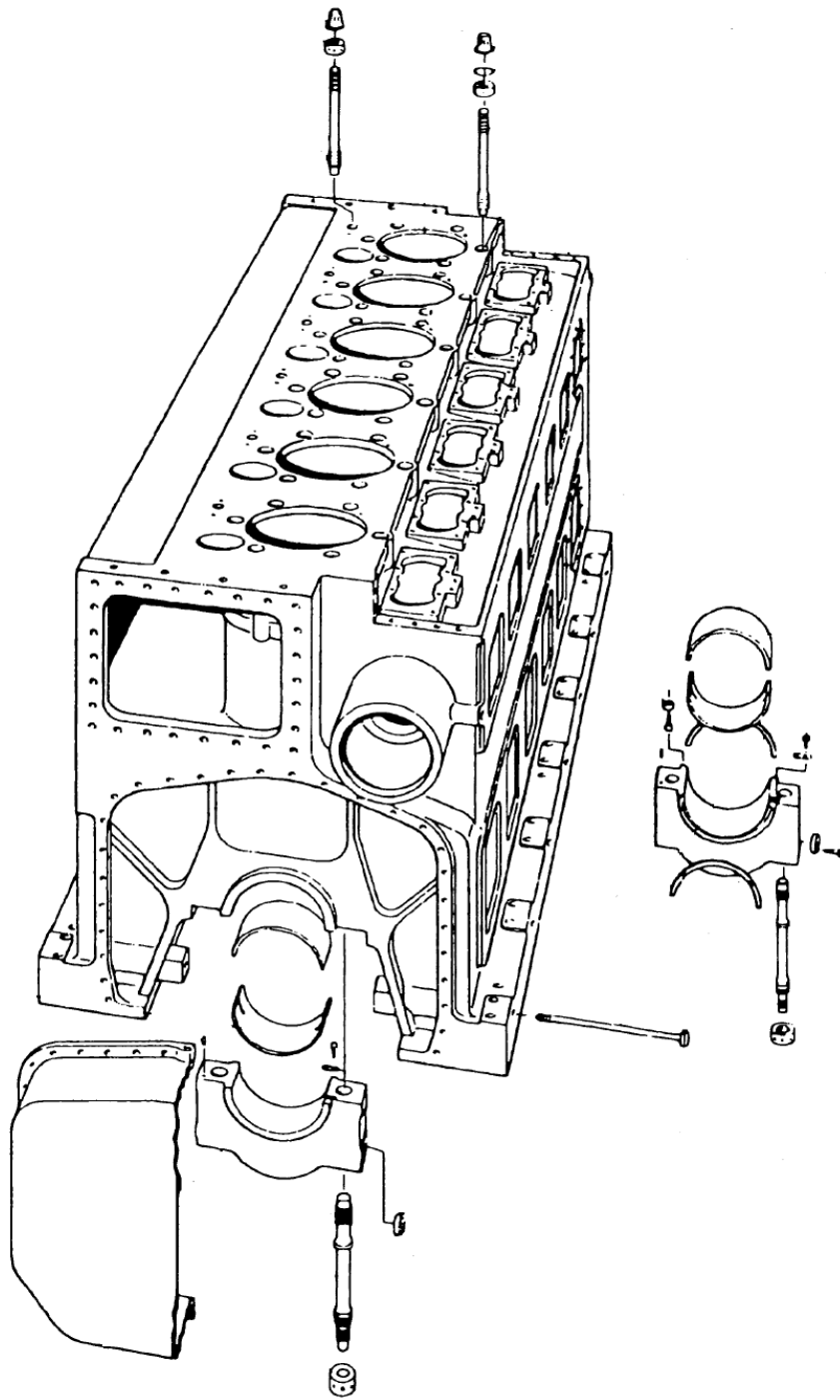


Рисунок 1.7 – Остів двигуна L28/32

Враховуючи, що блок-станина відлита з чавуну, всі її компоненти з допомогою анкерних зв'язків і поперечних шпильок знаходяться в попередньо стислому стані при передачі зусиль від кришок циліндрів до колінчастого валу відчують виключно напруги стиснення, що сприятливо

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

позначається на міцності. Таке рішення обумовлено тим, що чавун відмінно працює на стиск, але має малу міцність під дією розтягуючих напруг. Рамові підшипники підвісної колінчастого валу мають потужну підтримку у вигляді анкерних зв'язків верхній кінець яких закріплений в потужній проміжній полиці станини. Кришки підшипників розміщуються в вертикальних направляючих станини і утримуються гідравлічно затягувати шпильками.

На верхню площину блоку встановлюється висока сорочка, зверху на неї опирається кришка циліндра й між ними утворена порожнина охолодження. З її охолодна вода переходить у кришку, а частина води (до кришки) відбирається на охолодження ГТК. В останній модифікації турбокомпресор не проохолоджується, що виключає можливість корозії його корпусу. З метою запобігання пошкодження двигуна у випадку вибуху у картері пар масла, бокові пройоми блок-картеру закрито кришками оснащеними противубуховими клапанами (рис. 1.8).

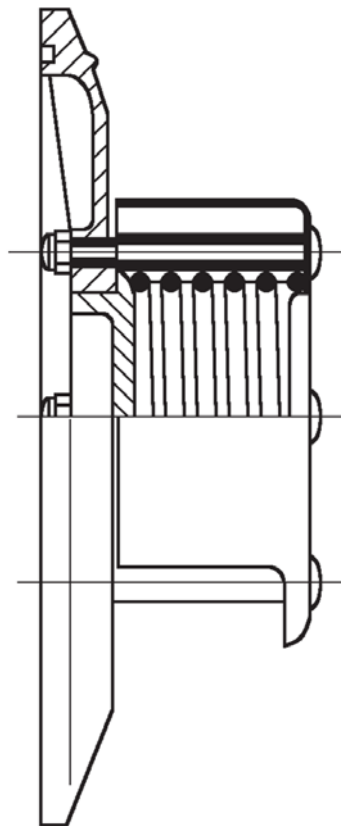


Рисунок 1.8 – Кришки блок-картеру двигуна L28/32 оснащені противубуховими клапанами

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

Для зменшення шуму та теплового випромінювання, усі елементи двигуна закриті тепло-шумопоглинаючими щитками.

Втулка циліндра відлита відцентровим способом зі спеціального чавуну, вставляється в отвір в станині і спирається на неї низькорозташованим фланцем (рис. 1.9).

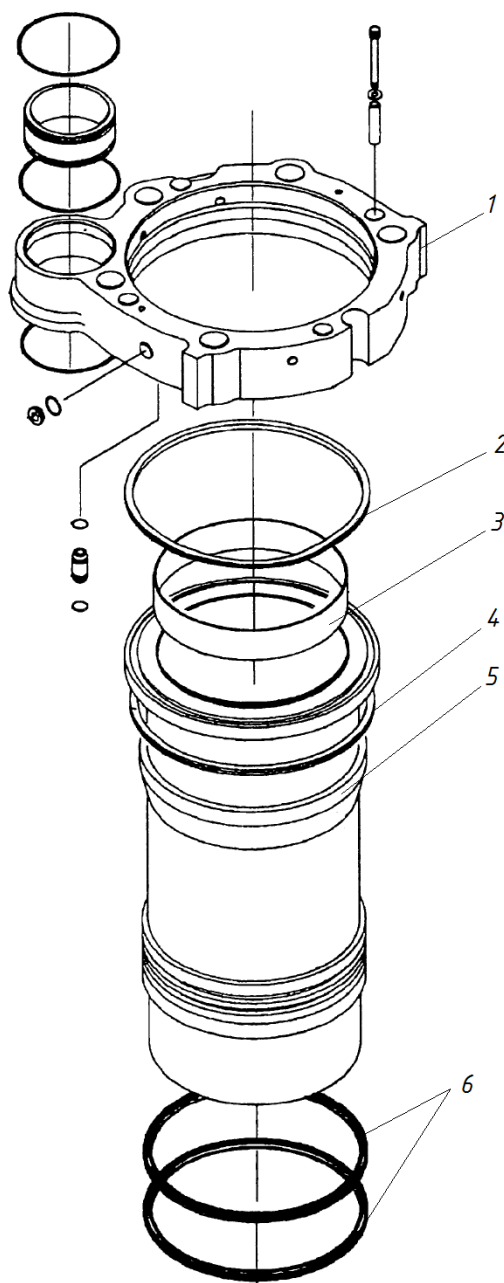


Рисунок 1.9 – Втулка циліндра двигуна L28/32. 1 – сорочка охолодження; 2 – ущільнююче металеве кільце газового стику; 3 – антіполірувальне кільце; 4, 6 – ущільнююче полімерне кільце водяного та повітряного стику; 5 – втулка циліндру

Завдяки цьому верхня охолоджувана частина втулки знаходиться над станиною, порожнина охолодження утворюється між цією частиною втулки і сорочкою, виконаної у вигляді кільцевої порожнини в нижній частині кришки циліндра. Частина втулки, розташована нижче опорного фланця, не охолоджується і це дозволяє підтримувати в ній досить високі температури і тим, самим, уникнути низькотемпературною корозії.

Відсутність води в картері виключає можливість обводнення масла при протіканнях. Для утримання масла необхідного для змащення поршневих кілець, на робочу поверхню втулки нанесено мікрорельєф шляхом її хонінгування. Для зниження полірування робочої поверхні втулки і витрати масла у верхню частину встановлюється антиполірувальне кільце, а поверхня втулки азотована. Ущільнення поверхонь втулки і кришки забезпечується через проміжне чавунне кільце.

Кришка циліндра суцільнолита окрема для кожного циліндра. Відлита з високоміцного чавуну спільно з інтегрованою з нею частиною каналу для підводу до клапанів газорозподілу надувочного повітря.

Вогневе днище товсте і витримує високі механічні навантаження (максимальний тиск згоряння досягає 13 МПа), але для виключення появи в ньому високих температурних напружень його охолодження здійснюється по розташованим в ньому каналах. Охолоджувальна вода нагнітається від периферії до центру, забезпечуючи ефективне охолодження найбільш важливих ділянок. У кришці передбачені розточення для установки чотирьох клапанів (двох впускних та двох випускних), форсунки, повітряного пускового клапану, запобіжного клапану та індикаторного крану. Впускні клапани стеліровані, а клапанні штоки хромовані. Кільця сідел клапанів зроблені зі спеціального легованого чавуну, вони заміняються. Сідла випускних клапанів мають безпосереднє охолодження водою.

Загальний вигляд кришки циліндру показаний на рис. 1.10. Кріпиться кришка до станини шістьма шпильками.

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

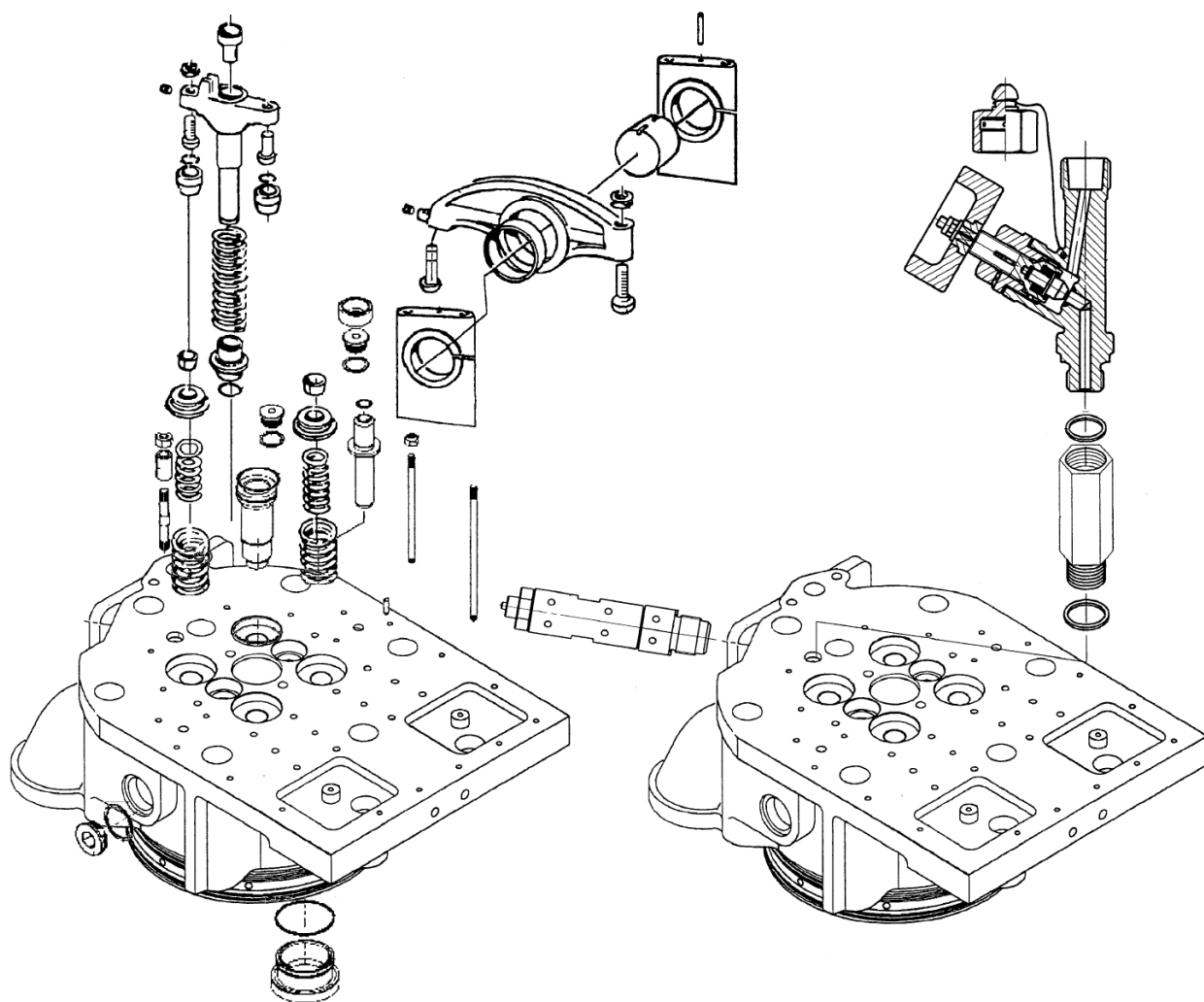


Рисунок 1.10 – Кришка циліндра двигуна L28/32

Колінчастий вал – деталь складної форми, що має шийки для кріплення шатунів, від яких сприймає зусилля і перетворює їх в обертовий момент. Складова частина кривошипно-шатунного механізму (КШМ).

На розглянутому дизелі встановлено цільнокутий, підвісний колінчастий вал (рис. 1.11) з навішеними противагами й відбором потужності на споживачі із заднього фланця (від першого циліндра), і відбором потужності на привод допоміжних механізмів з переднього носка валу. Противаги – забезпечують розвантаження корінних підшипників від відцентрових сил інерції першого порядку невіднованих мас кривошипа і нижній частині шатуна. Для змащення шатунних підшипників у щоках та шийках валу є масляні канали.

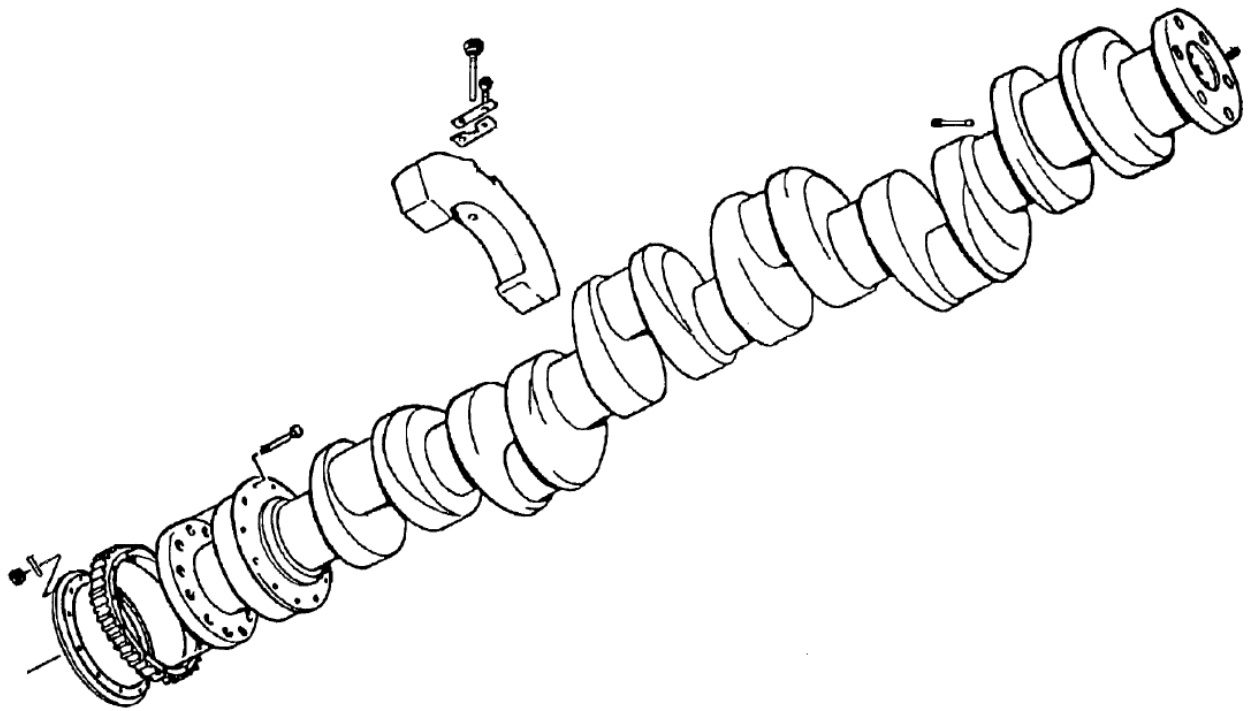


Рисунок 1.11 – Колінчатий вал двигуна L28/32

Для зменшення впливу крутильних коливань на валу встановлено пружинний демпфер (рис. 1.12)

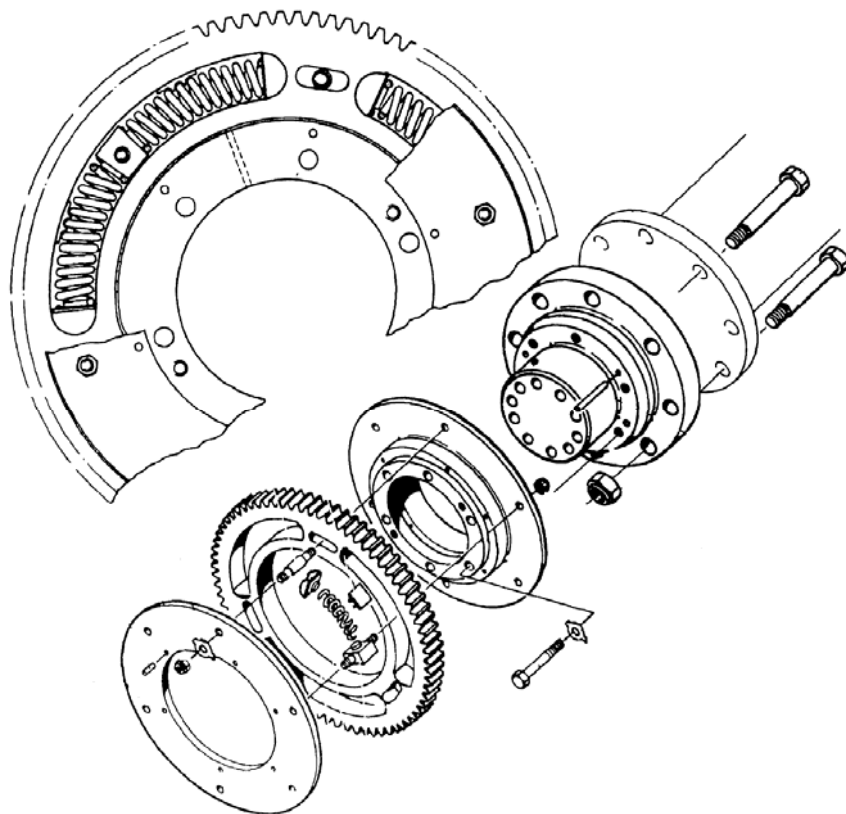


Рисунок 1.12 – Пружинний демпфер крутильних коливань двигуна L28/32

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

Розподільний вал. На двигуні встановлено вал приводу паливних насосів та клапанів газорозподілу. Вал має складову конструкцію й складається із секцій по числу циліндрів, що істотно спрощує його демонтаж і заміну окремих секцій (рис. 1.12).

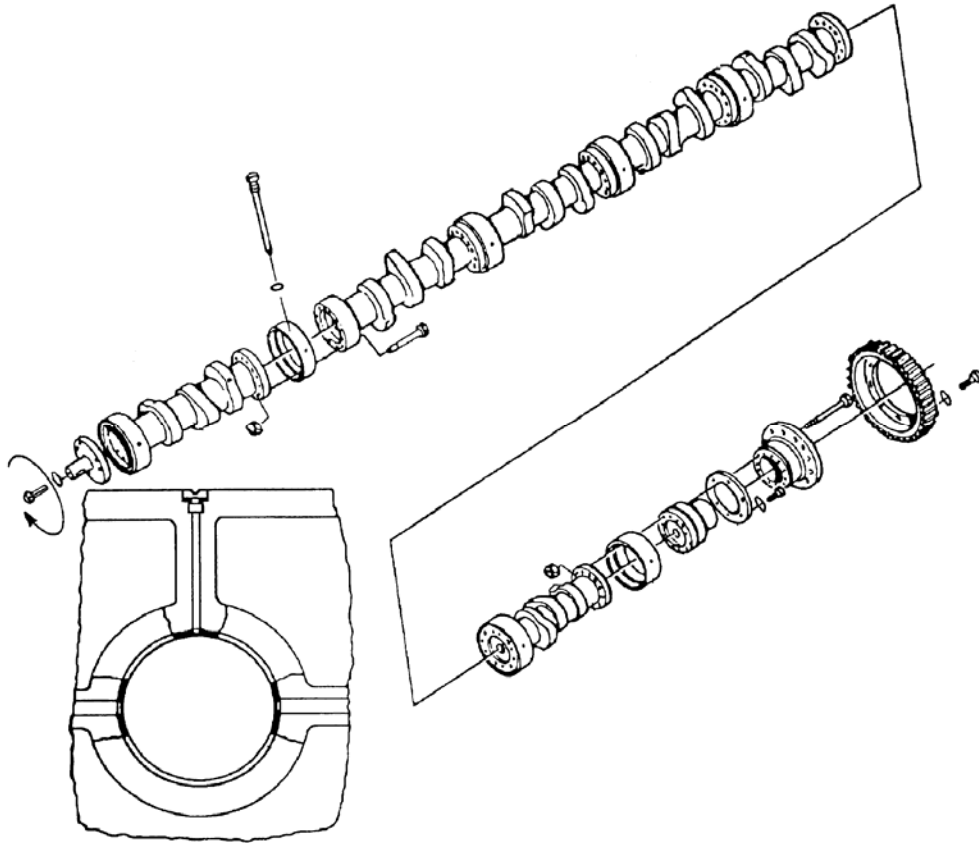


Рисунок 1.12 – Розподільчий вал двигуна L28/32

Привод розподільних валів здійснюється від колінчатого вала через зубчасту передачу. Зубчаста передача складається із зубчастого вінця, що є рознімним і кріпиться до фланця колінчатого вала осьовими гвинтами, проміжної шестірні і приводної шестірні колінчатого вала (рис.1.14).

Деталі підшипників проміжних шестірень посаджені в блоці циліндрів. Ведуча шестірня колінчатого вала зафіксована між подовжувальним елементом осьовими гвинтами.

Для привода регулятора обертів, на кінці розподільчого вала розташована спіральна шестірня. Форсунки машинного масла забезпечують

змащення й охолодження зубчастих передач.

Розподільний вал обертається із частотою вдвічі менше, ніж частота обертання колінчатого вала, але в зворотному напрямку.

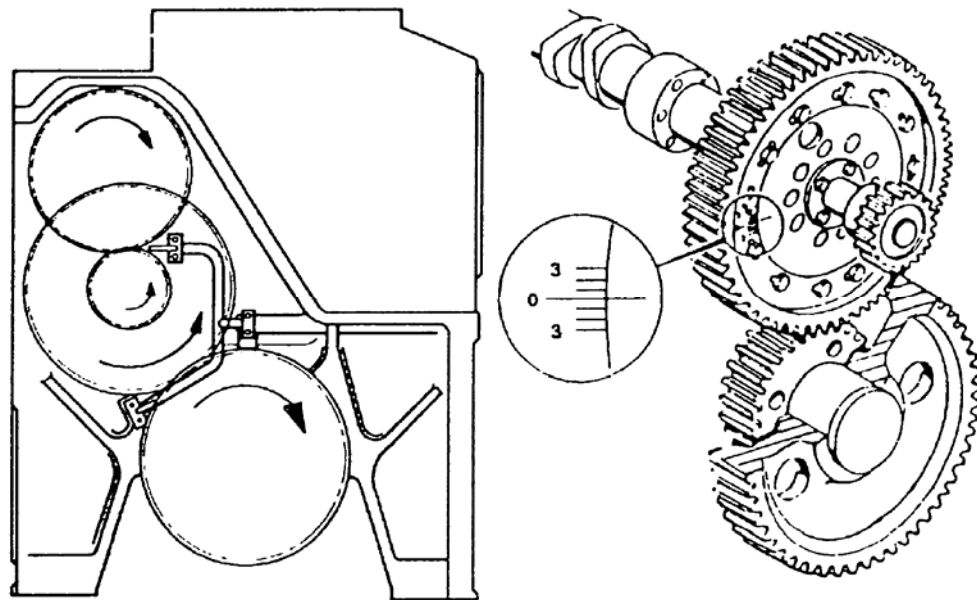


Рисунок 1.14 – Привод розподільного валу двигуна L28/32

Поршень служить для перетворення зміни тиску газу в механічну роботу. На дизелі, що розглядається, встановлено охолоджуваний, складовий поршень спідниця якого відлита з сферичного чавуну, головка сталева кована і охолоджується маслом. Масло надходить в охолоджувальну порожнину по каналу в шатуні (рис.1.15).

У середині головки тепловіддача реалізується методом збовтування (так зване шейкірне охолодження), що виникає при зміні прискорень при русі поршня. Конструкція охолоджувальної порожнини забезпечує оптимальний ефект збовтування. Відведення масла з головки здійснюється через спеціальне свердління в картер.

У головці поршня розташовуються два компресійних й одне маслоз'ємне кільця. На робочу поверхню кільця нанесене протизносне наплавлення. Компресійні кільця мають бочкоподібні форму і хромове

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

покриття робочих поверхонь, що забезпечують відмінне ущільнення при мінімальному зносі. Канавки верхніх кілець загартовані. Термін служби кілець досягає 30 тис. годин.

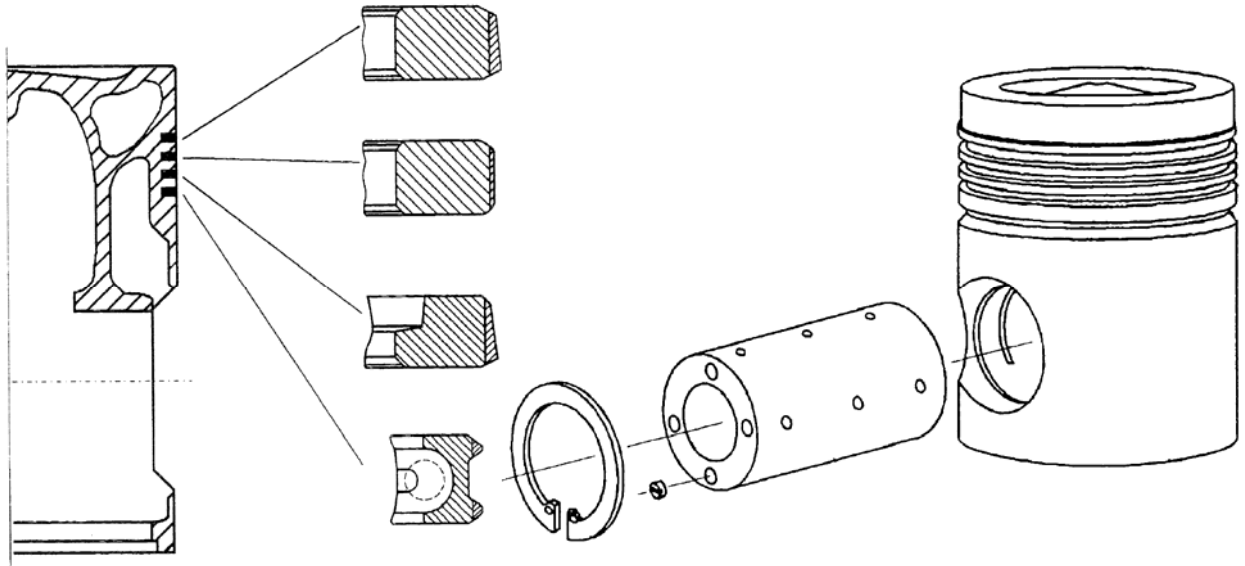


Рисунок 1.15 – Загальний вигляд та конструкція поршня та поршневих кілець дизеля L28/32

Шатун кутий. Його мотильова головка з косим розніманням. Шатун і поршень демонтуються разом із втулкою циліндра, у такий спосіб забезпечуючи великий діаметр підшипника й низький питомий тиск на нього. Вкладиші тришарові з покриттям для прискорення припрацювання. Новим є використання тришарової втулки головного підшипника натомість традиційно застосовувалася втулки з свинцевої бронзи.

Загальний вигляд шатуна наведено на рис. 1.16.

Вкладиші мотильових і рамових підшипників тонкостінні, двох- або тришарові, застосовуються також підшипники канавкового типу. (рис. 1.17) Підшипники нижніх головок шатунів повністю взаємозамінні. З метою полегшення приробітки підшипників і захисту шийок вала від задирів, які можуть виникати від можливих не співвісностей при його укладанні, а також невеликих деформацій вала й фундаментної рами при роботі фірма прибігає

до електролітичного покриття вкладишів м'яким цинком або оловом, товщиною до трохи тисячних міліметра.

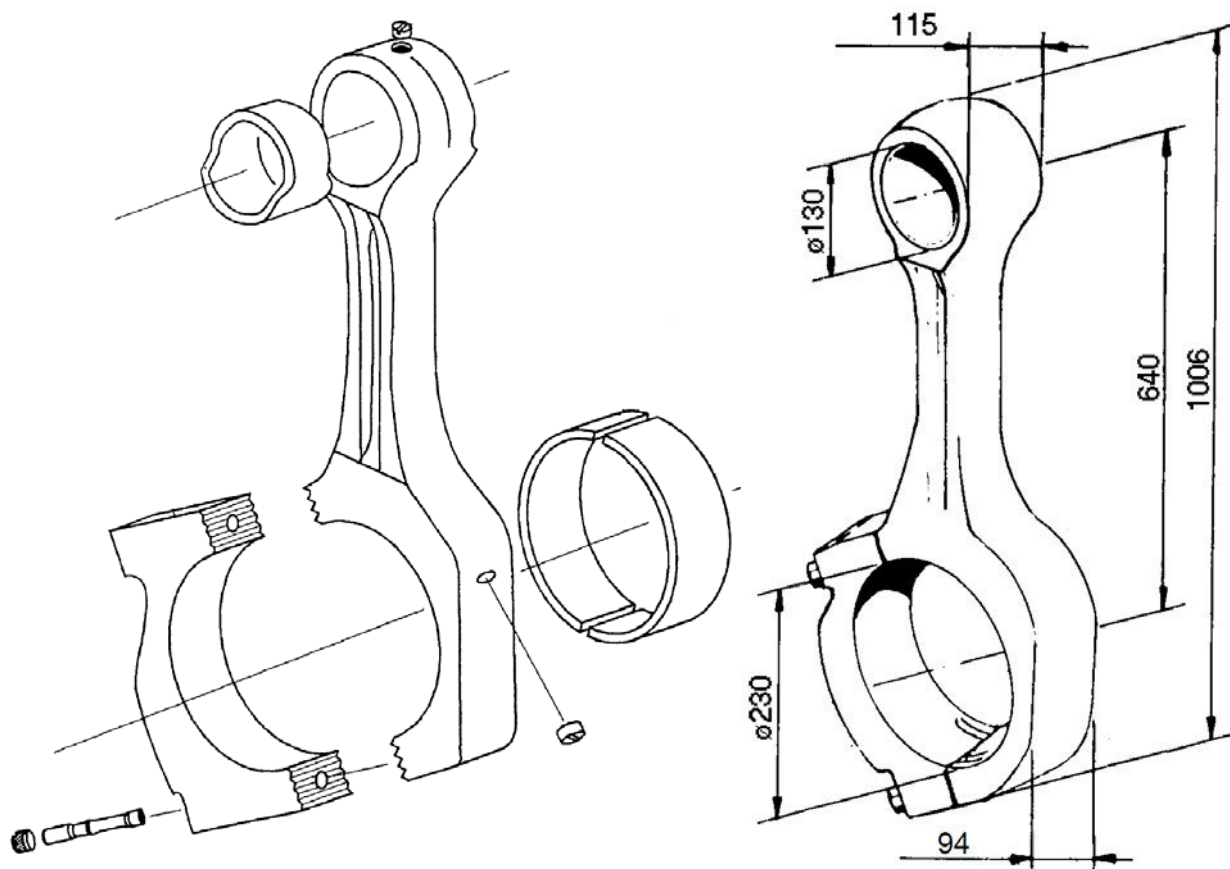


Рисунок 1.16 – Загальний вигляд та розміри шатуна двигуна дизеля L28/32

Термін служби підшипників понад 30 тис. годин.

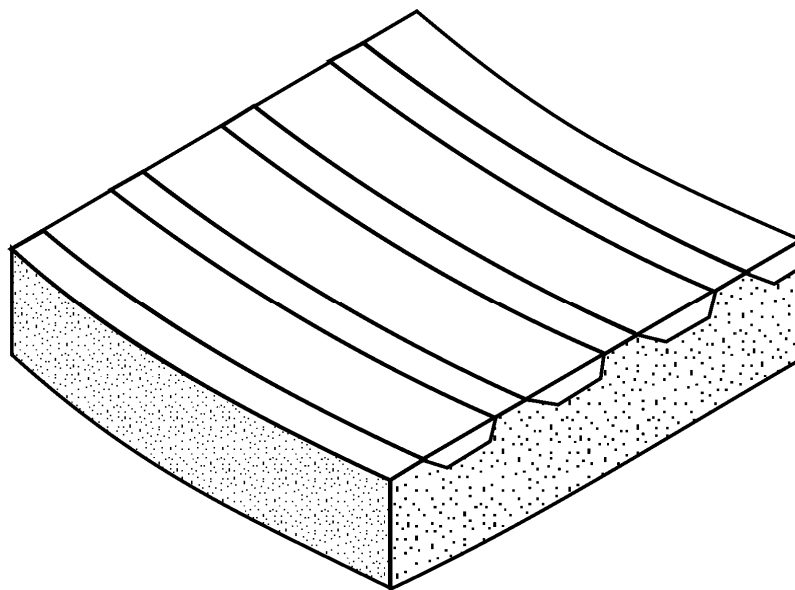


Рисунок 1.17 – Підшипники канавкового типу фірми Міба

Газорозподільний механізм (ГРМ) – служить для своєчасного впуску свіжого заряду і випуску відпрацьованих газів в циліндрах двигуна. Здійснюється шляхом перекриття та відкриття і закриття впускних і випускних клапанів, що мають привід від розподільного валу і кулачкового механізму. Розподільний вал має жорстку синхронізацію обертання з колінчастим валом.

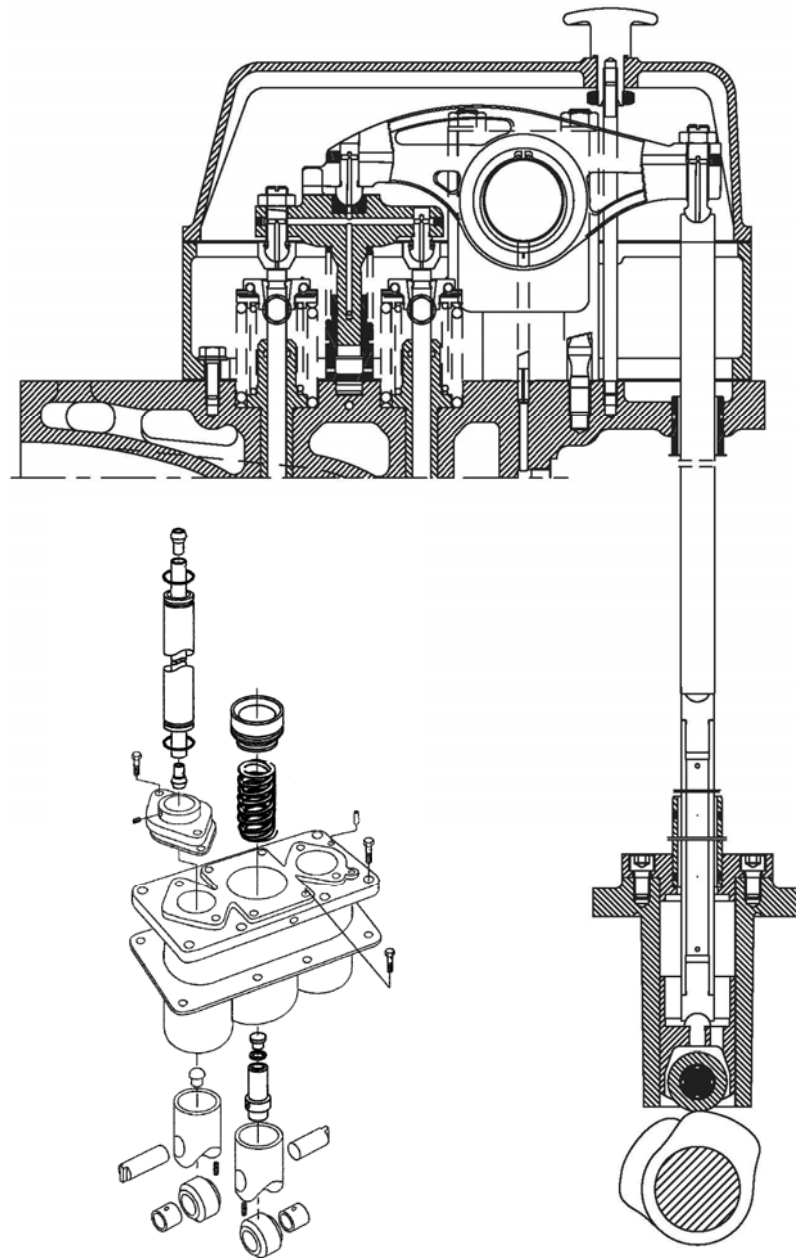


Рисунок 1.18 – Привід клапанів газорозподільного механізму дизеля L28/32

У розглянутого двигуна застосовано схему з верхніми клапанами

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

підвісного типу. Привид клапанів здійснюється за допомогою роликів штовхачів важільного типу. Зусилля від штовхачів до коромисел приводу клапанів передається за допомогою штанг (рис. 1.17). Верхнє розташування клапанів дозволяє збільшити ступінь стиснення двигуна, поліпшити наповнення циліндрів повітрям і спростити технічне обслуговування двигуна в експлуатації.

Клапани виготовлені з термо-і корозійно-стійкої сталі, на тарілках і сідлах мається наплавлення. Для запобігання утворення відкладень на робочих поверхнях передбачений механізм повертання клапанів типу «ротокап».

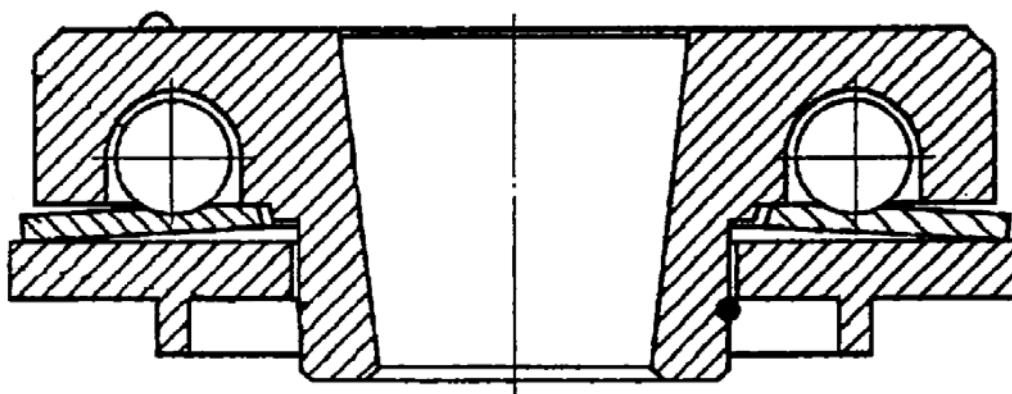


Рисунок 1.18 – Механізм повертання клапанів типу «ротокап»

1.2.3 Паливна апаратура

Паливовприсківающа апаратура включає паливний насос золотникового типу з регулюванням по кінцю подачі і форсунку багатодирчату, неохолоджувану. Паливні трубки високого тиску одягнені у захисний кожух, що виключає проникнення протікання палива за межі кожуха (рис. 1.19). Протікання можуть виникати як при ослабленні штуцерних з'єднань форсуночної трубки, так і при її розриві, що особливо небезпечно, так як зі струменя палива і утворюється туман з частинок палива, які можуть потрапити на гарячі деталі й запалиться.

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

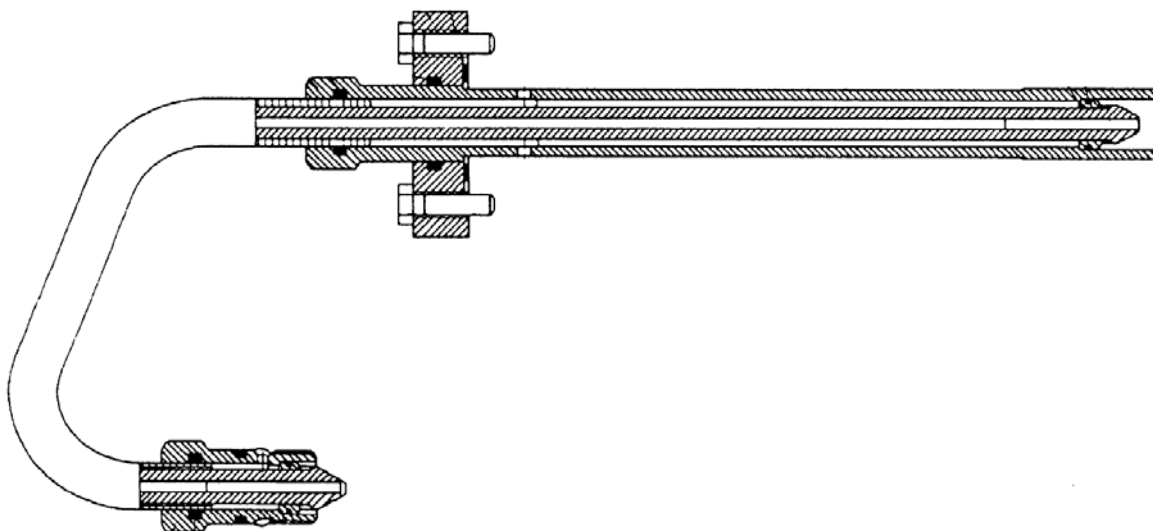


Рисунок 1.19 – Паливні трубки високого тиску

Форсунки багатодирчаті, неохолоджувані (рис 1.20). Форсунка з декількома отворами, так само як і втулка форсунки, встановлюється по центрі в головці циліндрів. Втулка інжекторного клапана втримує інжекторний клапан на місці. Термін служби розпилювачів становить 8 тис. годин.

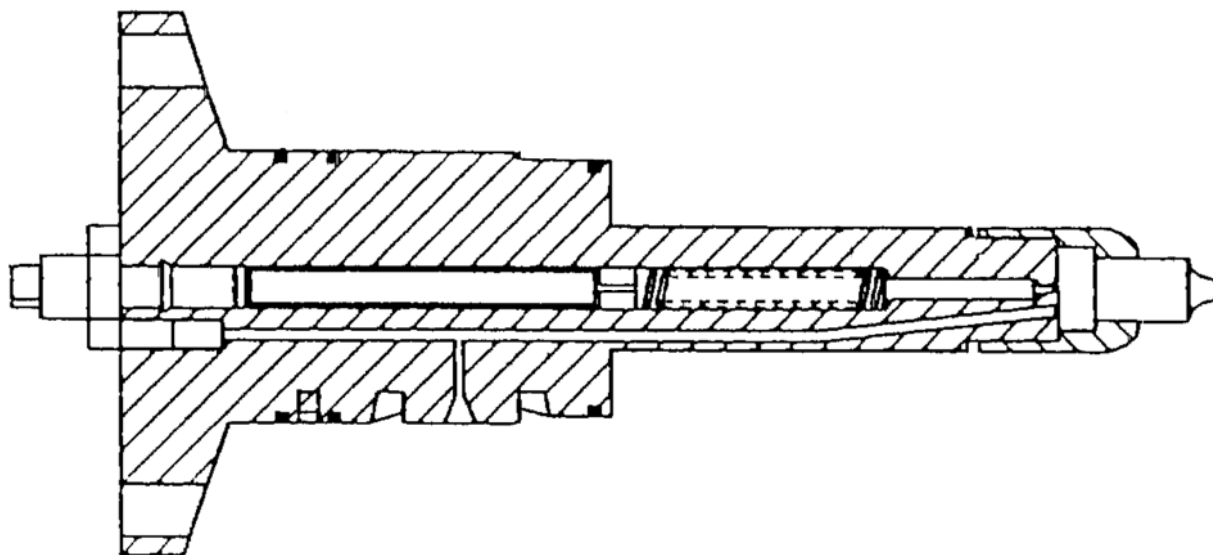


Рисунок 1.20 – Форсунка дизеля L28/32

Привод плунжера ПНВТ здійснюється через важіль із роликом, що сидить на осі.

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

ПНВТ золотникового типу виробництва фірми Бош (рис. 1.21), з регулюванням по кінці подачі.

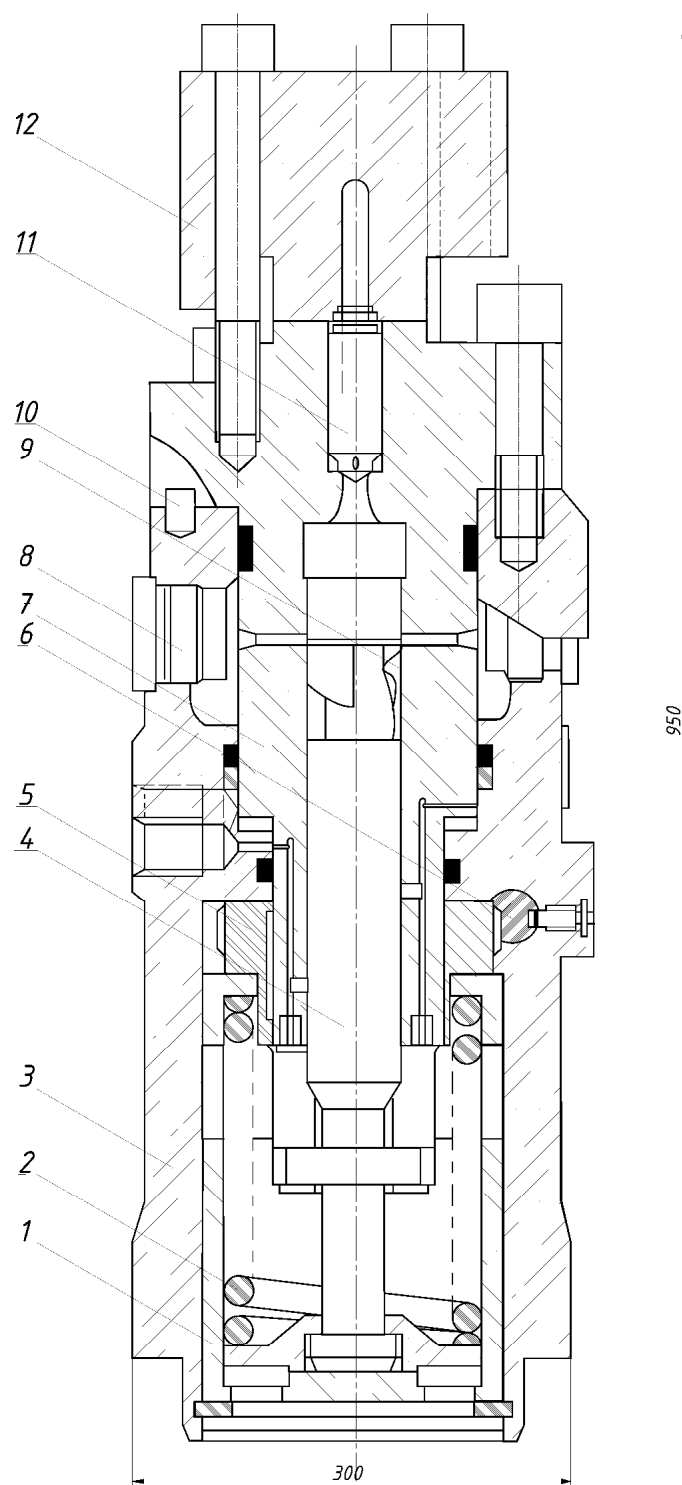


Рисунок 1.21 – ПНВТ дизеля L28/32: 1 – штовхач; 2 – зворотна пружина штовхача; 3 – корпус; 4 – плунжер; 5 – зубчастий сектор; 6 – втулка; 7 – рейка; 8 – контрольні пробки з дифузійним компенсатором; 9 – відсічна кромка; 10 – установчий штифт; 11 – зворотний клапан; 12 – кришка

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

Паливні насоси являють собою одноплунжерні насоси з окремими штовхачами. Плунжерна пара цільного типу, змазується паливом. Паливо, що зливається, направляється в убудовану систему трубопроводів під дією атмосферного тиску назад до сторони низького тиску паливного насоса.

Кожний ПНВТ оснащено циліндром аварійної зупинки, приєднаним до електропневматичної системи захисту двигуна від розносу.

Паливний насос подає паливо у форсунку. Він має механізм дозування палива залежно від навантаження й обертів двигуна. Насоси управляються регулятором якій встановлюється один на весь двигун.

Плунжер штовхається розподільним валом через роликовий штовхач нагору й відтягається назад пружиною, що діє на плунжер, здійснюючи зворотно-поступальний рух плунжерної пари на встановлену величину ходу для подачі палива під тиском. Кількість палива, що впорскується, також регулюється плунжером, шляхом зміни положення спіральної частини щодо отвору скидання. На цій стороні плунжера є похила канавка. Коли плунжер перебуває в крайньому нижньому положенні, паливо через впускний канал надходить через впускний отвір плунжерної пари. Кількість палива регулюється залежно від навантаження двигуна шляхом повороту плунжера на певний кут, що б змінити положення спіралі, при якому канали зачиняються. Хід плунжера, протягом якого нагнітається паливо, називається ефективним ходом. Обертаючись, розподільний вал переміщає плунжер нагору. Коли верхня кромка щабля плунжера досягає рівня каналів, починається нагнітання палива. При подальшому переміщенні плунжера нагору з каналами збігається спіраль плунжера, паливо під високим тиском тече через протоку в канали, і нагнітання палива завершується.

1.2.4 Турбонаддув

Турбонаддув (рис. 1.22) організований за схемою, з наддуванням при постійному тиску перед турбіною турбокомпресора ($p=\text{const}$). Тиск

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

наддування на режимі повної потужності становить 0,325 МПа, температура повітря за повітроохолоджувачем 45°C.

Охолоджувачі повітря, що нагнітається, мають жорстку раму й у рядних двигунах встановлені збоку на блоці циліндрів (рис. 1.22).

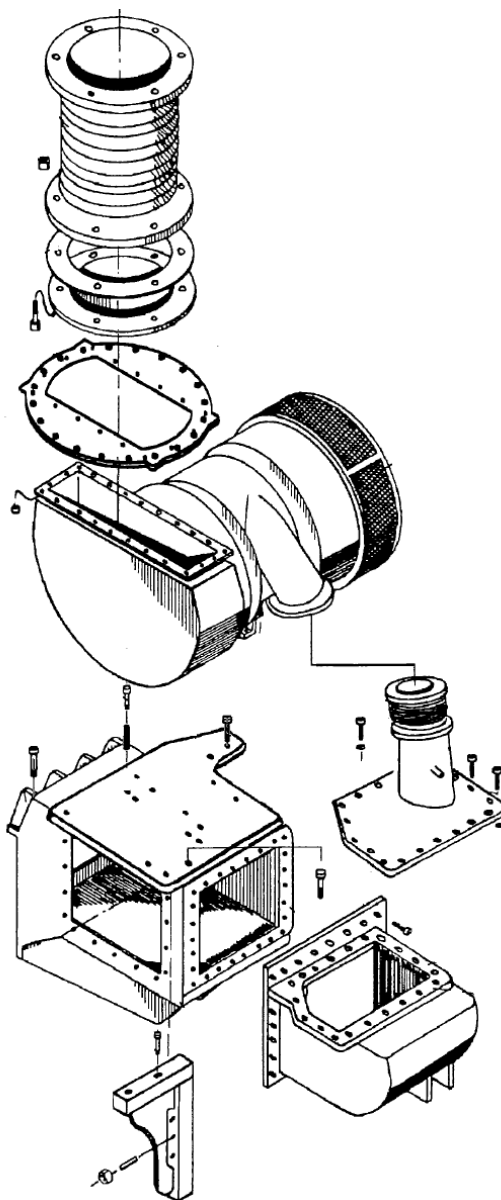


Рисунок 1.21 – Основні елементи системи наддуву

Турбокомпресора аксіального турбінного типу.

Турбокомпресор оснащений підшипниками ковзання й приєднаний до мастильної системи двигуна.

Отвір виходу повітря приєднане до повітропроводу за допомогою металевого гофрованого пристрою. Труби випуску відпрацьованих газів із циліндрів також приєднані до турбокомпресора за допомогою металевого гофрованого пристрою. Труба відпрацьованих газів після турбокомпресора забезпечується фіксованою опорою безпосередньо після гофрованого пристрою.

Турбокомпресор оснащений пристроєм для очищення компресора й турбіни струменем води.

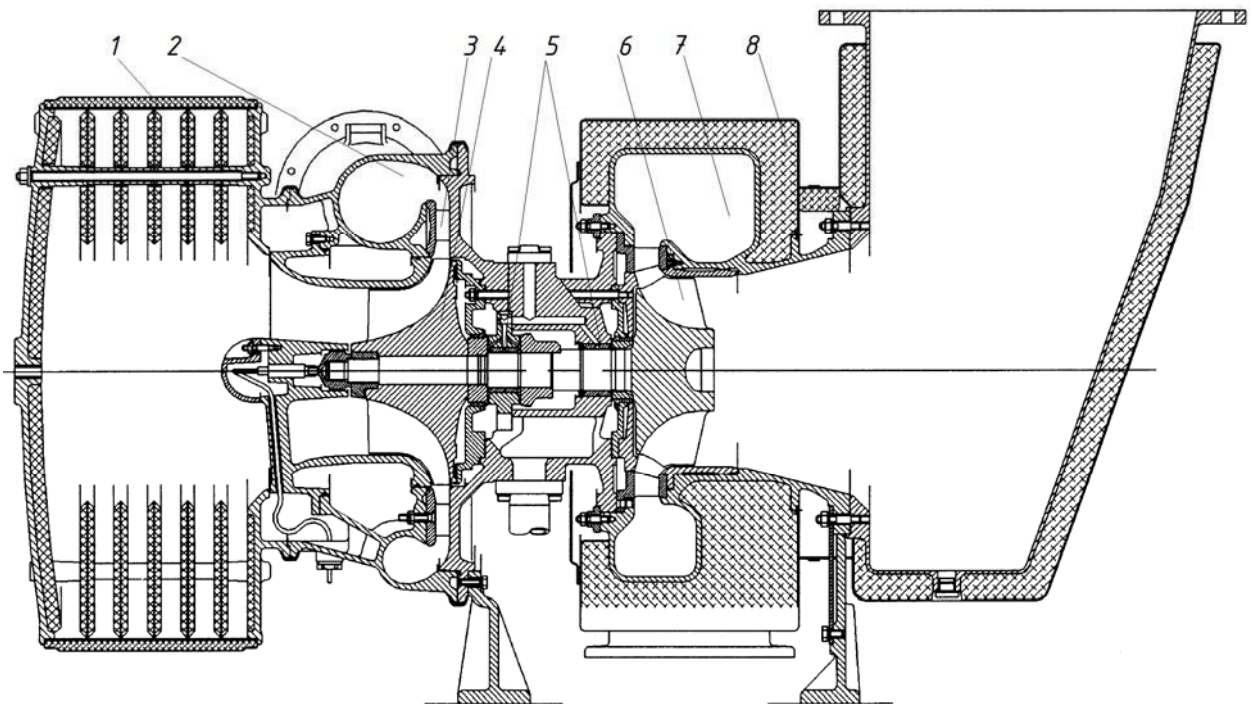


Рисунок 1.22 – Турбокомпресор радіально-осьового типу дизеля L28/32 (NR 24R): 1 – фільтр повітря; 2 – улітка компресору; 3 – направляючий апарат компресору; 4 – колесо компресору; 5 – корпус підшипникового вузла; 6 – колесо турбіни; 7 – короб з дефлекторами для подачі газів на турбіну; 8 – теплозахисне покриття

Відзначені конструктивні зміни дозволили істотно спростити й скоротити операції по технічному обслуговуванню й ремонту двигунів.

РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ ШЛЯХІВ УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ПАЛИВОПОСТАЧАННЯ У СУЧАСНИХ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

2.1 Аналіз тенденцій удосконалювання паливопостачальних систем та вибір технічного рішення стосовно дизеля L28/32

Для вибору оптимальних методів підвищення ефективності робочого процесу розглянутого в кваліфікаційній роботі дизеля проаналізуємо сучасні тенденції в розвитку паливних систем СДВЗ.

Основні прогресивні тенденції розвитку дизелебудування в цілому пов'язані з форсуванням дизелів, особливо шляхом наддування, з поліпшенням їхньої економічності, надійності й терміну служби.

У цьому комплексі загальних завдань, що стоять перед сучасним дизелебудуванням, немаловажним є також питання використання в дизелях різних сортів палив з метою забезпечення рівномірного балансу їхнього споживання.

Зазначені обставини ставлять перед паливними апаратурами цілком певні вимоги, що насамперед полягають в істотному збільшенні її продуктивності й забезпеченні якісного упорскування палива в широкому діапазоні чисел обертів і циклових подач.

Відомо, що індикаторні показники робочого процесу дизеля в значній мірі визначаються законом паливопостачання й, насамперед, так називаним фактором динамічності циклу, що представляє собою відношення кількості палива, поданого за перший період згоряння, до всієї кількості палива, поданій за робочий цикл.

Зі збільшенням фактору динамічності циклу максимальний тиск згоряння, а також жорсткість роботи дизеля різко зростають, що сприяє прискореному зношуванню основних деталей і вузлів дизеля.

Таким чином, закон паливопостачання, нарівні з іншими обставинами, є

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

чинником надійності й моторесурса дизелів.

Природно, що широку проблему створення прогресивних конструкцій дизелів варто вирішувати комплексними шляхами, у яких паливні апаратури повинна відігравати роль лише одного з найважливіших елементів.

З даної причини всі заходи щодо поліпшення робочих властивостей паливних апаратів для одержання належного ефекту повинні поєднуватися із заходами, що відносяться до дизеля в цілому (поліпшення робочого процесу й т.д.).

2.1.1 Форсування паливопостачальної системи

Форсування паливних апаратів звичайного типу по числу обертів і продуктивності пов'язане з зростанням максимальних тисків упорскування, що створюють умови для додаткового підйому голки форсунки після упорскування. Цей підйом голки виникає через гідравлічний коливання палива в системі високого тиску при відсіченні, викликаних різкою посадкою нагнітального клапана на сідло. Здійснюється він при поганій якості розпилювання через відносно низькі тиски упорскування й у невідповідні фази по процесові згоряння – на лінії розширення, що сприяє чадінню двигуна й росту питомої витрати палива. З метою виключення шкідливих наслідків підвищення тиску упорскування, останнім часом намітився шлях застосування нагнітальних клапанів з гідравлічним гальмуванням при посадці.

На рис. 2.1 представлена конструктивна схема подібного клапана, у якого завершальна фаза посадки клапана на сідло можлива тільки при гідравлічному гальмуванні за рахунок видавлювання палива через зазор, утворений головкою клапана й спеціальним коміром корпусу.

Деякі провідні виробники паливних систем випробували подібні клапани на дизелях з високим наддуванням, де вони показали гарні результати.

У випадку їхнього застосування необхідно враховувати особливість,

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

пов'язану з відносним збільшенням фактичної тривалості упорскування на $3...4^\circ$ по куту повороту колінчатого вала двигуна [7]. Клапана подібного типу використовуються більшістю фірм виробників ППА, у тому числі й фірмою MAN, виробником модернізованого в кваліфікаційній роботі дизеля L28/32. Більша тривалість упорскування в даного двигуна компенсується більш раннім випередженням упорскування палива й можливістю керувати кутом випередження упорскування.

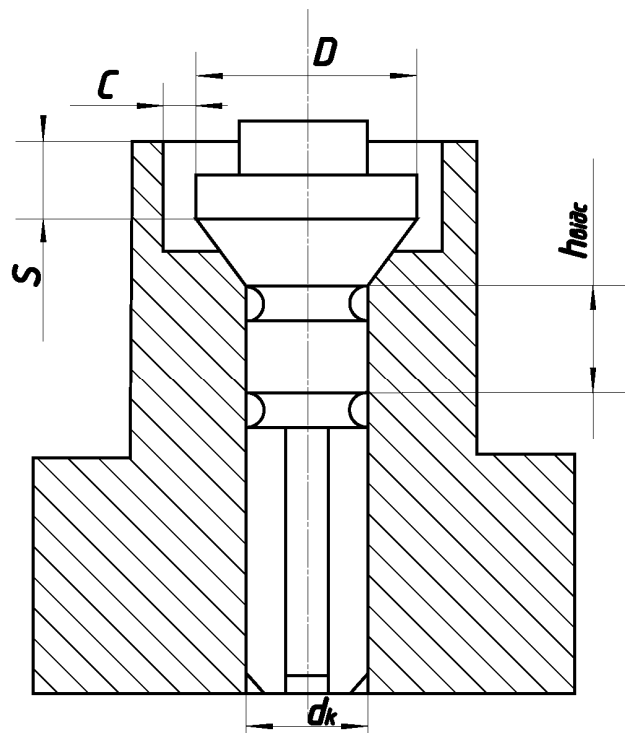


Рисунок 2.1 – Нагнітальний клапан з гідравлічною подушкою:
 d – діаметр клапана; D – діаметр головки; C – дрослюючий зазор;
 S – величина дрослюючого ходу клапана; h_{omc} – хід відсмоктування

2.1.2 Стабілізація процесу упорскування на режимах холостих ходів і малих навантажень двигуна

Дане питання є складовою частиною загального питання забезпечення якісної роботи паливної апаратури у широкому діапазоні циклових подач і

чисел обертів. Воно особливо актуальне, коли мова йде про дизелі транспортного призначення й у першу чергу суднових.

Одним з найбільш можливих дефектів роботи паливної апаратури у зоні малих подач є нестабільність упорскування від циклу до циклу [4].

Причина даного явища полягає в конструктивній нерозмірності, стосовно до розглянутого режиму роботи, окремих елементів паливної апаратури, геометричні й регулювальні параметри якої не відповідають поставленим вимогам у частині продуктивності.

У ряді випадків об'єм внутрішніх порожнин системи високого тиску й тиски відкриття голки форсунки такі, що подавана плунжером мала порція палива в силу стискальності останнього лише трохи підвищує тиск палива в системі й тільки наступній порції виявляється достатньою для здійснення упорскування.

Таким чином, неодмінною умовою вдосконалювання паливної апаратури, особливо головних суднових двигунів і дизель-генераторів, є максимальне зменшення об'єму внутрішніх порожнин системи високого тиску й зменшення пружних властивостей останньої за рахунок застосування нагнітальних трубопроводів можливо меншого внутрішнього діаметра й довжини.

Стабілізація процесу упорскування палива в зоні малих подач у певних межах можлива також і шляхом правильного вибору величини об'єму відсмоктування нагнітального клапана [5].

Так, у розглянутому вище прикладі (рис. 2.1) нагнітальний клапан не має паска, що відсмоктує.

У той же час введення паска, що відсмоктує, при відповідному збільшенні продуктивності плунжерного елемента зміною положення регулювальної рейки, спричинить за собою наступне.

По-перше, упорскування палива, здійснюване при відносно підвищеній продуктивності плунжерного елемента, буде регулярним, оскільки

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

створювані при цьому підвищені тиски забезпечать систематичний підйом голки форсунки.

По-друге, циклова подача, що задається плунжером паливного насоса в процесі кожного одиничного упорскування буде зменшуватися на величину об'єму, що відсмоктує нагнітальний клапан. А також на величину, що відсмоктує пасок, під час початку переривання упорскування, на фазі необхідної мінімальної продуктивності. Введення додаткового паска, що відсмоктує, на клапані ПНВТ розглянутого двигуна може бути доцільним при тривалому використанні його в області навантажень менш 50% від номінальних.

Слід зазначити, що фактичне збільшення в модернізованому варіанті паливної апаратури двигуна типу L28/32 відсмоктуемого об'єму, нагнітального клапана до 100 мм³ з паралельним зменшенням внутрішнього діаметра нагнітального трубопроводу з 3,5 до 2 мм дозволило приблизно в 1,6 рази або на 57% зменшити межу стійких мінімальних подач [1].

2.1.3 Корекція швидкісних характеристик паливної апаратури

Корекція швидкісних характеристик має важливе значення для поліпшення експлуатаційних властивостей дизелів всіх призначень.

У відповідності зі сказаним вище, вона повинна сприяти розширенню діапазону робочих навантажень дизелів і стабілізації їхньої роботи на заданому швидкісному режимі.

Звичайний, падаючий зі зменшенням числа обертів характер кривих одиничної продуктивності в зоні малих подач створює об'єктивні умови для нестійкої роботи дизеля на режимах холостих ходів і малих навантажень.

При несприятливих швидкісних характеристиках паливної апаратури будь-який процес, що випадково почався, не значного гальмування або розгону двигуна вимушено прогресує й двигун як би сам себе гальмує або розганяє.

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

Не менш важливу роль грає розглянуте питання стосовно до дизелів, для яких очевидне прагнення скоротити витрата рідкого палива зобов'язує регулювати паливний насос на граничну подачу мінімальної порції палива, ще забезпечує запалювання робочої суміші в циліндрах.

При цьому нормальна робота дизелів на режимах малих обертів по необхідності тягне відносну перевитрату рідкого палива на всіх інших режимах роботи, збільшує додатково різким збільшенням нерівномірності подачі в зоні малих подач.

Корекція швидкісних характеристик практично можлива, зокрема, за рахунок застосування нагнітального клапана-коректора (рис. 2.2), висота підйому якого, а отже, і величина об'єму, що відсмоктується, змінюються залежно від швидкісного режиму паливного насоса, а також, що особливо важливо для розглянутого у поректи судна, від величини циклової подачі.

Слід зазначити, що застосування клапана-коректора дозволяє вдвічі знизити нерівномірність подачі на режимах роботи відмінних від номінального [1].

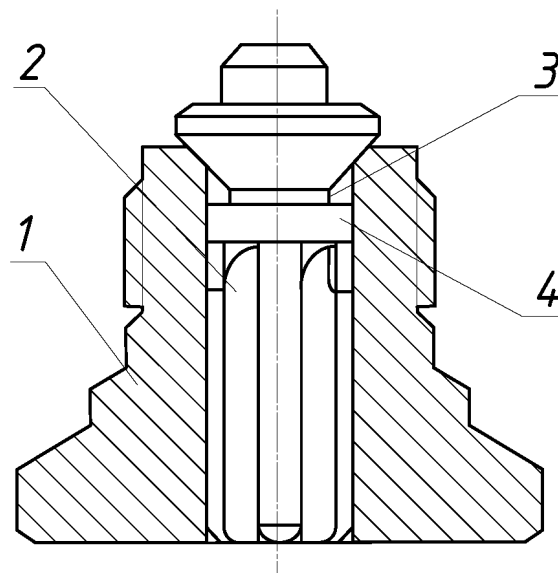


Рисунок 2.2 – Нагнітальний клапан-коректор: 1 – корпус клапана; 2 – клапан; 3 – дроселюючий канал; 4 – пасок, що відсмоктує

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

Дана обставина пояснюється щодо величини стабілізації процесу роботи клапанів-коректорів, здійснюваного на малих подачах при невеликих абсолютних підйомах клапанів.

У той же час у серійному варіанті клапани, незалежно від циклової подачі, повинні здійнятися на величину, завжди більшу висоти паска, що відсмоктує, у зв'язку із чим мала циклова подача, що виходить як різниця двох більших чисел (продуктивність плунжерної пари за винятком об'єму, що відсмоктує пасок), не може бути досить стабільною в кількісному відношенні.

Стосовно до розглянутого приклада дослідного дизеля, паливні апаратури із клапанами-коректорами при середній цикловій подачі, що не перевершує в діапазоні заданих чисел обертів від 600 до 750 хв^{-1} величин порядку 0,025 г/цикл, дозволила забезпечити нормальний робочий процес дизеля з витратою рідкого палива в перекладі на еквівалент не більше 12% від загальної кількості тепла, споживаного двигуном на номінальному режимі [5].

Аналогічні клапани-коректори, випробувані на вітчизняних суднових варіантах дизелів типів Д-6 (6Ч15/18), М-50 (12ЧН18/20), типу ЧН 36/45 і деяких інших, дозволяють знизити мінімально стійке число обертів двигуна на 25...30%.

2.1.4 Оптимізація закону подачі палива в циліндр двигуна

Як було сказано вище, динамічні показники робочого циклу дизеля в істотному ступені залежать від закону паливостачання.

Дана обставина особливо принципова на сучасному етапі розвитку дизелебудування, коли одним із прогресивних напрямків в області вдосконалювання дизелів є застосування високого наддування, що дозволяє різко збільшити потужність силових установок й, у певній мірі, їхню економічність.

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

З погляду забезпечення найкращих динамічних показників робочого циклу дизеля (мінімальні тиски згоряння й жорсткість роботи), є бажаною подача малої кількості палива в циліндр дизеля протягом першої фази одиничного упорскування, що відповідає періоду затримки запалення, і основної кількості палива в наступній фазі.

Подібного роду подача палива може бути досягнута, або зменшенням кількості палива що поступає у початковій фазі, або організацією двоступеневого впорскування, останній тип подачі називається двофазним.

За даними І.В. Астахова, двофазне упорскування палива при високому наддуванні швидкохідних двигунів ($p_k = 0,2$ МПа й вище) дозволяє знизити максимальний тиск згоряння на 6,5%, а жорсткість роботи на 23% [4].

В окремих випадках двофазне упорскування дає можливість збільшення середнього ефективного тиску до 30% без інтенсифікації зазначених вище динамічних показників робочого циклу.

Практично двофазне паливостачання може здійснюватися у вигляді безперервного упорскування з подачею невеликих порцій палива на початку одиничного упорскування, подвійної або східчастої подачі, що відрізняються друг від друга відносним розподілом у часі запальної й основної порції палива.

У першому випадку подача цих порцій провадиться через певний проміжок часу (рис. 2.3 а), у другому – одна за інший подається безпосередньо (рис. 2.3 б).

Прикладом паливної апаратури зі східчастою подачею може бути паливна апаратура двотактних дизелів типу «Поляр» [4].

При цьому східчаста подача здійснюється за рахунок коректування профілів паливних кулачків і ряду конструктивних заходів щодо форсунок, що дозволяють відносно знизити швидкість плунжера паливного насоса й тиск упорскування в перший період упорскування.

За дослідними даними, частка палива, поданого за період затримки

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

запалення на номінальній потужності двигуна, повинна становити всього лише 10% від сумарної величини циклової подачі.

Дана обставина, зокрема, створює сприятливі умови для використання низькоцетанових палив, таких як мазути, що мають підвищені значенням періоду затримки запалення.

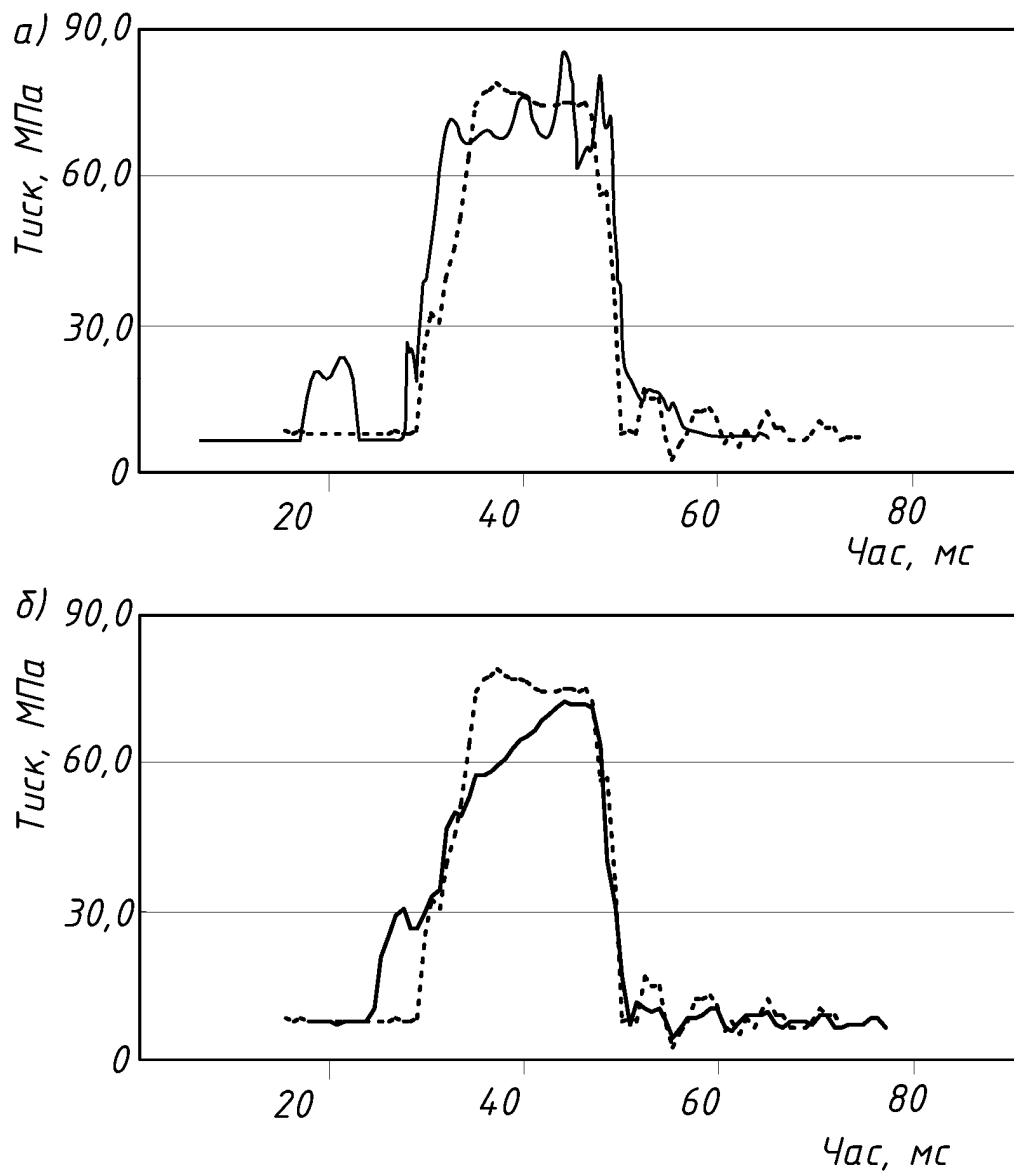


Рисунок 2.3 – Реалізація закону впорскування палива з подвійною або східчастою подачею (а), та з подачею невеликих порцій палива на початку одиничного упорскування (б). — закон подачі, що реалізовано в двигуні прототипі; - - - - стандартний закон подачі

Для розглянутого в кваліфікаційній роботі двигуна організація подвійного упорскування є досить складним завданням, у першу чергу у зв'язку з відносно невеликою величиною циклової подачі.

У таких випадках найбільш раціональним є з погляду підвищення ефективності робочого процесу на режимах часткових навантажень, підбор оптимального закону подачі палива який залежить від швидкості руху плунжера. У свою чергу закон руху плунжера задається профілем кулака привода ПНВТ.

2.1.5 Вибір профілю паливного кулака

Вибір профілю паливного кулака здійснюється на базі розрахунків основних геометричних розмірів паливної апаратури і кінематичної характеристики плунжера паливного насоса (середньої швидкості плунжера c_m на ділянці геометричного корисного ходу плунжера).

При цьому розрахунковими є основні геометричні розміри робочого профілю паливного кулака кут підйому й величина повного підйому профілю, що забезпечують задані параметри упорскування палива по тривалості подачі.

На практиці найбільше часто використовуються профілі паливних кулачків, що визначають трапецеїдальний і трикутний, або близькі до них закони зміни швидкості плунжера залежно від кута повороту кулачкового валу (рис. 2.4).

Перший із зазначених профілів (рис. 2.4, а) характеризується незмінною швидкістю плунжера в процесі власне упорскування палива, що створює певні зручності при регулюванні паливної апаратури на двигуні по випередженню упорскування.

Другий (рис. 2.4, б) дозволяє одержати найбільшу середню швидкість плунжера на ділянці його геометричного корисного ходу й у максимальному ступені використати заданий повний підйом профілю паливного кулака.

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

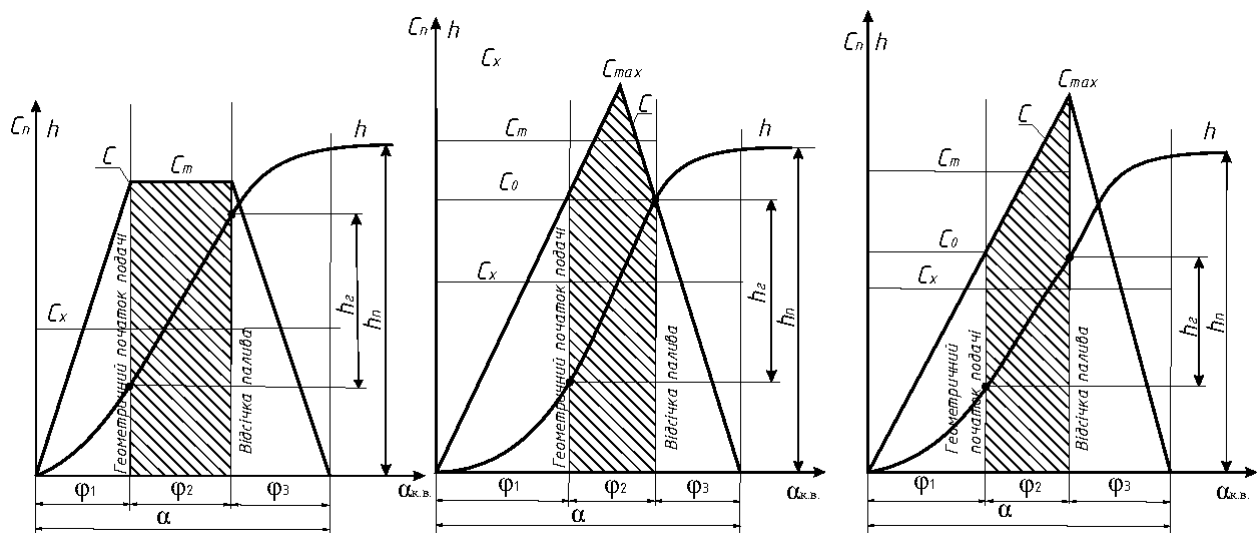


Рисунок 2.4 – Типові характеристики профілів паливних кулачків: C – швидкість плунжера; h – підйом плунжера; α_k – кут повороту кулачкового вала; C_{max} – максимальна швидкість плунжера; C_m – середня швидкість на ділянці ходу плунжера h_T ; C_0 – швидкість, що відповідає початку геометричного корисного ходу плунжера (початку подачі); c_x – середня швидкість за період повного ходу плунжера h_n ; h_n – повний хід плунжера (підйом профілю паливного кулака); h_T – геометричний корисний хід плунжера; α – кут підйому профілю паливного кулака; φ – тривалість фази підйому плунжера до моменту геометричного початку подачі палива; φ_T – геометрична тривалість упорскування; φ_2 – тривалість фази відсічення палива; a – трапецеїдальний закон швидкості плунжера; b – трикутний закон з рівними швидкостями плунжера на початку й кінці упорскування; b – трикутний закон з використанням ділянки висхідної гілки швидкості

2.1.6 Застосування паливних насосів із трапецеїдальним законом зміни швидкості плунжера

Схема геометричних фаз процесу упорскування палива й величина ходу плунжера паливного насоса для розглянутого профілю кулака залежно від кута повороту α_k представлені на рис. 2.4, а.

Даній схемі заданої геометричної тривалості упорскування φ_r відповідає незмінна швидкість плунжера C .

Основні співвідношення профілю паливного кулака визначаються з умови рівності фактичної площі трапеції в координатах «швидкість плунжера – кут повороту кулака» і деякої умовної площі, що характеризується незмінною швидкістю C_x плунжера протягом усього підйому.

Для максимального використання профілів кулачків доцільно приймати прискорення w_1 й w_2 постійними й рівними по абсолютній величині, що звичайно має місце й на практиці.

Прискорення плунжера, що допускають, $w_{\text{доп}}$ звичайно становлять 200...400 м/с²; для високофорсованих двигунів вони в окремих випадках досягають величини до 500 м/с² і більше.

При фактичних прискореннях плунжера, що перевищують припустимі норми, розрахунок профілю паливного кулака повинен бути повторений для збільшених значень діаметра й ходу плунжера з дотриманням всіх вимог, викладених вище.

Значення геометричної тривалості упорскування варто приймати, приблизно, з 15...20% запасом, що враховує можливе перевантаження двигуна, закономірне збільшення активного ходу, по мірі зношування паливної апаратури, а також обставини, зв'язаних з регулюванням випередження упорскування на двигуні зміною осьового положення плунжера.

Побудова профілю паливного кулака з основними розмірами h_n й α легко здійснюється, так називаною, «зворотною» побудовою профілю по заданій кривій швидкості.

При цьому в розрахованих границях кута повороту кулака будується задана крива швидкості плунжера й відповідна їй крива шляху плунжера (центра ролика штовхача) на кресленні профілю кулака.

Для забезпечення достатньої точності графічна побудова профілю

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						4.8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

проводиться в збільшеному масштабі.

Власне, профіль паливного кулака представляє собою огинаючи дуги, накреслені з довільних крапок кривій шляху центра ролика штовхача, радіусом рівним прийнятому радіусу ролика штовхача.

У випадку одержання у вершини кулака малого радіуса закруглення (менш 2...2,5мм), що визначає підвищені негативні прискорення плунжера, або навіть негативного значення того ж радіуса, розрахунок кулака варто повторити при збільшених значеннях діаметра d_n і ходу h_n плунжера.

2.3.7 Застосування паливних насосів із трикутним законом зміни швидкості плунжера

Випадок, коли швидкість плунжера в процесі упорскування безупинно зростає, а потім також безупинно знижується, показаний на рис. 2.4, б.

Практично досить частими є випадки, коли як робоча використовується тільки ділянка висхідної гілки швидкості (рис. 2.4, в).

По даній причині для можливості використання для упорскування палива середньої частини ходу плунжера доводиться свідомо порушувати симетричність закону швидкості. Природно, що прискорення плунжера на різних гілках швидкості при цьому не можуть бути однаковими по абсолютній величині. По рис. 2.4, в неважко бачити, що найбільше прискорення плунжера w_2 відповідає спадній гілці швидкості. Це прискорення є вихідним для розрахунку плунжерної пружини, що потребує забезпечити незмінний контакт ролика штовхача із профілем паливного кулака. Середні швидкості плунжерів для профілів паливних кулачків із трикутним законом швидкості за інших рівних умов на 6...12% вище.

2.2 Вибір закону упорскування для двигуна що модернізується

Виходячи з наведеного вище аналізу особливостей конструкції прототипу, його робочого процесу й конструкції паливної апаратури двигуна L28/32, можна зробити наступні висновки.

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. Робочому процесу двигуна прототипу властивий високий ступінь форсуванні як по тиску наддування, так і по швидкості наростання тиску (жорсткість процесу). У першу чергу це пояснюється бажанням виробника забезпечити можливість роботи дизеля на важких паливах і мазутах. Для стійкого самозапалювання важких палив виробником використаний високий початковий ступінь стиску, наслідком якої є значне підвищення тиску p_c і середнього індикаторного тиску циклу. Підвищення діючих тисків призвело до необхідності посилення елементів конструкції й у першу чергу елементів кривошипно-шатунного механізму. У той-же час, обмеження по міцності деталей кривошипно-шатунного механізму не дозволили розробникам двигуна повною мірою реалізувати можливості підвищення ефективності робочого процесу за рахунок ефективного тепловиділення.

2. Очевидно, у спробі форсувати робочий процес по швидкості наростання тиску, виробник використав на розглянутому двигуні трапецеїдальний, не симетричний закон зміни швидкості плунжера (рис. 2.4). Профіль кулака привода ПНВТ прототипу та реалізуємий за його допомогою закон зміни швидкості плунжеру на рис. 2.5 (крива 1).

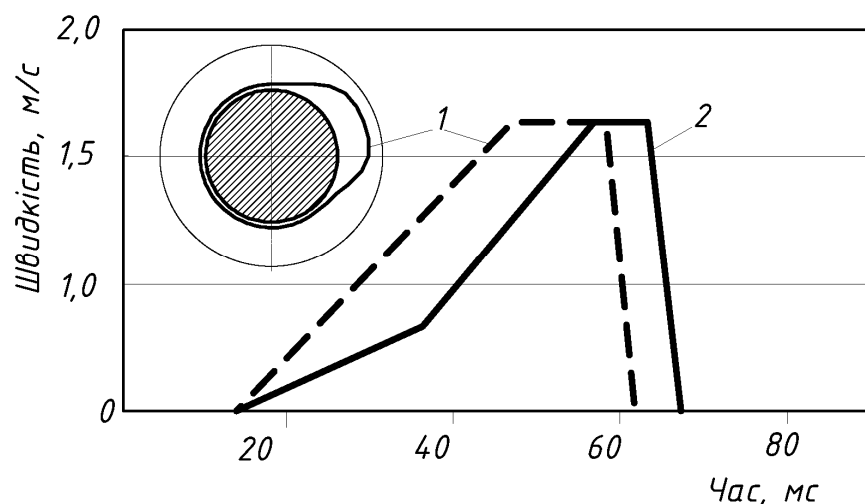


Рисунок 2.5 – Профіль кулака привода ПНВТ прототипу та реалізуємий за його допомогою закон зміни швидкості плунжеру (1), та швидкість плунжеру для реалізації подачі невеликих порцій палива на початку одиничного упорскування (2)

Як показав наведений вище аналіз паливних систем, такий підхід можна вважати виправданим при необхідності одержання максимальної економічності двигуна на максимальній потужності. Тенденції розвитку сучасного транспортного флоту, навпаки спрямовані на зниження швидкості руху суден, для забезпечення максимальної економії палива. У таких випадках експлуатаційна потужність двигуна може становити 80...90% від номінальної. На цих режимах відбувається зниження тиску в циліндрі й знижується тиск упорскування палива за рахунок зниження частоти обертання. При такому режимі роботи використання трикутного закону зміни швидкості не завжди можна вважати виправданим, пояснюється це наступним:

2.1 Упорскування палива з постійно зростаючою швидкістю приводить до того, що в першій фазі процесу згоряння (фаза передполум'яних реакцій) у циліндр попадає досить велика кількість палива. З огляду на зниження тиску в циліндрі, зв'язаного в першу чергу зі зниженням обертів турбокомпресора температура в циліндрі до кінця стиску знижується. До того ж велика кількість вприскуемого палива, випаровуючись, відбирає теплоту на фазовий перехід від повітряного заряду, тим самим ще більше знижуючи температуру в циліндрі. У результаті стадія предплам'яних процесів затягується, і основне горіння відбувається вже на лінії розширення, що, як відомо, приводить до зниження паливної економічності.

2.2 Постійне підвищення швидкості плунжера, веде до збільшення далекобійності факелів розпилювання палива. При цьому зниження тиску в циліндрі спричиняє зниження щільності повітряного заряду і як наслідок, зниження опору руху струменів палива. У результаті тертя струменів швидкість струменю знижується, що приводить до зниження дрібності розпилювання й до значного осідання великих крапель на стінках камери згоряння. Це приводить до збільшення плівкового вигорання, що, як відомо за часом відбувається значно довше, ніж об'ємне. Особливо даний фактор

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

важливий для розглянутої моделі двигуна, з відносно невеликими розмірами камери згоряння, що утрудняє організацію в ньому об'ємного згоряння.

2.3 Рух плунжера з високим прискоренням вимагає підвищених витрат потужності на привод ПНВТ, що при зниженні числа обертів приведе до скорочення механічного ККД двигуна.

Виходячи з наведених вище міркувань раціонально було б для привода паливного насоса використати кулак з змінним профілем, що забезпечує незначне зростання швидкості на першій стадії вприскування та збільшення швидкості плунжера на ділянці основного упорскування палива. Таке рішення дозволить, знизити динамічність процесу паливостачання, тим самим домігшись скорочення періоду затримки запалення й зсуви процесу згоряння до ВМТ. Це надасть можливість підвищити ефективність робочого процесу двигуна, особливо на режимах часткових навантажень. Для реалізації запропонованих технічних рішень зробимо розрахунок нового профілю кулака приводу ПНВТ.

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК МОДЕРНІЗОВАНОЇ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ДИЗЕЛЯ ТА ЙОГО РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ СТОСОВНО ДО НОВИХ УМОВ РОБОТИ

У результаті аналізу виконаного в другому розділі даної кваліфікаційної роботи було прийнято рішення модернізувати головні двигуни, встановлені на судні шляхом зміни закону паливостачання.

Досліджені нами теоретичні передумови, указують на те, що використання закону подачі із трапецидальним законом зміни швидкості дозволить не тільки підвищити паливну економічність двигуна, але й знизити його механічну й термічну напруженість.

Це у свою чергу повинне сприятливо позначитися на механічному ККД двигуна і його ресурсі.

Крім того, скорочення механічної й термічної напруженості повинне привести до зменшення робіт з технічного обслуговування й збільшення періодичності між плановими заходами щодо відновлення технічного стану двигуна. Всі ці фактори можуть стати основою для одержання економічного ефекту від запропонованих у проекті технічних рішень.

Для перевірки наших теоретичних припущень виконаємо послідовно геометричний розрахунок паливостачальних апаратів, і профілю паливного кулака, виходячи із заданого закону зміни швидкості плунжера.

На основі заданого при профілюванні паливного кулака кутового проміжку, що відводиться на упорскування палива, по джерелу [5], визначимо зв'язок між тривалістю упорскування й тривалістю процесу згоряння палива в циліндрі.

Цей параметр, а також вхідні параметри прототипу використаємо для виконання теплового розрахунку двигуна працюючого з модернізованими паливостачальними апаратурами.

Враховуючи великий обсяг розрахунків профілю паливного кулака винесемо таблиці розрахункових даних до додатка А.

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.1 Визначення діаметра й ходу плунжера

3.1.1 Максимальна циклова подача

$$Q_{T \max} = K_1 \times Q_T ;$$

де K_1 – коефіцієнт що враховуюче перевантаження дизеля й витік палива з надплунжерного об'єму внаслідок зношування плунжерної пари,

$$K_1 = 1,25 \dots 1,35 \text{ примем } K_1 = 1,30;$$

Q_T – циклова подача палива, $\text{мм}^3 / \text{цикл}$;

$$Q_T = \frac{N_{EC} \cdot g_e \cdot 10^3}{60 \cdot n_K \cdot \rho_T} = \frac{245,0 \times 194,0 \times 10^3}{60 \times 387,5 \times 0,85} = 2405,06 \frac{\text{мм}^3}{\text{цикл}};$$

$$Q_{T \max} = 1,30 \times 2405,06 = 3126,578 \text{ мм}^3/\text{цикл}.$$

3.1.2 Об'єм що описує плунжером при його русі від НМТ до ВМТ:

$$V_{\Pi} = K_2 \cdot Q_{T \max} = \frac{\pi \cdot d_{\Pi}^2}{4} \cdot S_{\Pi} ;$$

де $K_2 = 4 \dots 8$ – коефіцієнт перевищення об'єму, описуваного плунжером, над максимальною цикловою подачею палива на суму об'ємів: стиску палива в надплунжерному об'ємі й у лінії високого тиску, деформації паливопроводу високого тиску, об'ємів, описуваних плунжером при перекритті отворів для наповнення, при розгоні й гасінні швидкості плунжера.

Приймаю $K_2 = 4$.

$$V_{\Pi} = 4 \times 3126,578 = 12506,31 \text{ мм}^3/\text{цикл}.$$

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вибираю d_{Π} й S_{Π} з врахуванням ГОСТ і співвідношення:

$$\frac{S_{\Pi}}{d_{\Pi}} = 1 \dots 1,5 ;$$

приймаємо $S_{\Pi} = 1,474 \times d_{\Pi}$;

3.1.3 Діаметр плунжера

$$d_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4 \times V_{\Pi}}{1,3 \times \pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \times 12506,31}{1,3 \times 3,14}} = 23,06 \text{ мм},$$

приймаю $d_{\Pi} = 23,00 \text{ мм}$.

3.1.4 Хід плунжера

$$S_{\Pi} = 1,474 \times 23,00 = 33,9 \text{ мм},$$

приймаю за ДСТ $S_{\Pi} = 34,00 \text{ мм}$.

3.2 Профілювання кулачка

3.2.1 Вихідні дані для профілювання

Кулачки, що забезпечують трикутний характер зміни швидкості плунжера мають профілі, задані координатами його руху.

Профілі складаються із двох ділянок. Ділянка 1 може бути ввігнутою, опуклою або спочатку ввігнутою, а потім опуклою. Прискорення плунжера W_1 позитивне й постійне. Наприкінці ділянки 1 досягається максимальна швидкість руху плунжера $C_{\max}$.

Ділянка 2 опукла, прискорення плунжера W_2 негативне й постійне. Наприкінці ділянки профіль досягає ВМТ.

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- частота обертання кулачкового вала ПНВТ – $n_k = 387,5 \text{ хв}^{-1}$;
 - хід $S_{\text{п}} = 34,00 \text{ мм}$ і діаметр плунжера $d_{\text{п}} = 23,00 \text{ мм}$ – із заданої циклової подачі;
 - радіус початкової окружності кулачка $R_0 = 55,0 \text{ мм}$ радіус ролика штовхача $r = 30,00 \text{ мм}$. його несуча ширина $b = 50,00 \text{ мм}$;
 - радіус кривизни в початковій крапці профілю $R_{\text{н}} = -400 \text{ мм}$;
- Застосування негативного значення R н тобто ввігнутість початкової ділянки профілю, забезпечує більші швидкості руху плунжера, зменшує кут виступу кулачка $\beta_{\text{в}}$, але ускладнює технологічність виготовлення.
- маса деталей привода плунжера, що роблять обертово-поступальний рух $m = 2,00 \text{ кг}$;
 - гранично припустиме значення коефіцієнта перевищення силою пружини плунжера сили інерції 1,2;
 - жорсткість пружини плунжера – $K_{\text{ж}}$ по прототипу приймаємо $K_{\text{ж}} = 51300,00 \text{ Н/м}$;
 - попереднє затягування пружини плунжера $f_0 = 6 \text{ мм}$;
 - тиск палива в надплунжерном об'ємі при положенні плунжера у ВМТ $P_{\text{ло}} = 20,00 \text{ МПа}$;
 - припустимі контактні напруги на поверхні кулачка і ролика $\sigma_{\text{д}} = 2000 \text{ МПа}$;
 - модуль пружності матеріалів кулачка й ролика штовхача $E = 2,2 \times 10^5 \text{ МПа}$;
 - максимально припустимий кут тиску $S_{\text{д}}$ – кут між віссю штовхача й нормаллю до профілю кулачка в точці його торкання з роликом, не повинен перевищувати $35...45^\circ$ і залежить головним чином від конструкції штовхача. Приймаємо $S_{\text{д}} = 45^\circ$;
 - припустимий тиск палива в надплунжерному об'ємі на початку другої ділянки профілю $P_{\text{тп}} > 100,0 \text{ МПа}$;

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

3.3 Профілювання профілю прямого ходу

Профілювання профілю прямого ходу виконується у два етапи:

1-й етап – визначаю максимально можливу швидкість плунжера на прямому ході $C_{\max}$, значення якої визначає швидкість плунжера під час упорскування, а значить інтенсивність упорскування;

2-й етап – визначимо поточне значення ходу S , швидкості C , прискорення W плунжера й радіусів кривизни профілю R .

Етап 1 – визначення $C_{\max}$:

Спочатку визначимо активний геометричний хід плунжера на ділянці;

$$S_{AG} = \frac{Q_T}{\eta \cdot F_{\Pi}};$$

де Q_T – циклова подача палива, мм³;

$\eta = 0,6$ – коефіцієнт подачі палива;

F_{Π} – площа плунжеру.

Визначимо площу плунжеру, мм²;

$$F_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d_{\Pi}^2}{4} = \frac{3,14 \times 23,00^2}{4} = 415,3.$$

Тоді S_{AG} буде дорівнювати, мм:

$$S_{AG} = \frac{2405,06}{0,6 \times 415,3} = 9,653.$$

Задамо тривалість повного ходу плунжеру, °ПКВ.

$$\alpha_{BPP} = 48.$$

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

Визначимо тривалість упорскування палива, °ПКВ;

$$\beta_{\text{ВП}} = \frac{\alpha_{\text{ВІР}}}{2} = \frac{48}{2} = 24.$$

Визначимо тривалість активного геометричного ходу плунжера, ° ПКВ.

$$\beta_{\text{АГ}} = (0,6 \dots 0,8) \times \beta_{\text{ВП}} = 0,7 \times 24,00 = 16,8.$$

Швидкість плунжера на прямому ході:

$$C_M = \frac{S_{\text{АГ}} \cdot 6 \cdot n_K}{\beta_{\text{АГ}}} = \frac{0,00965 \times 6 \times 387,5}{16,8} = 1,336 \text{ м/с};$$

$$C_{\text{max}} = 1,3 \cdot C_M = 1,3 \times 1,336 = 1,737 \text{ м/с}.$$

Визначимо прискорення плунжера на першій ділянці профілю, м/с².

Для цього знайдемо кутову швидкість кулачка:

$$\omega_K = \frac{\pi \times n_K}{30} = \frac{3,14 \times 387,5}{30} = 40,56 \text{ с}^{-1};$$

кінематичний коефіцієнт у початковій крапці профілю, м

$$X_H = R_0 + \rho = 0,06 + 0,03 = 0,085.$$

Прискорення плунжера на першій ділянці визначимо за формулою:

$$W_1 = X_H \cdot \omega_K^2 - \frac{X_H^2 \cdot \omega_K^2}{R_H + \rho};$$

де R_0 – радіус початкової окружності, м;

ρ – радіус ролика штовхача, м;

R_H – радіус кривизни в початковій крапці профілю, м;

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Підставив одержимо:

$$W_1 = 0,085 \times 40,56^2 - \frac{0,085^2 \times 40,56^2}{-0,40 \times 0,03} = 171,9 \text{ м/с}^2.$$

Знайдемо хід плунжера на першій ділянці профілю, м;

$$S_1 = \frac{C_{\max}^2}{2 \cdot W_1} = \frac{1,737^2}{2 \times 171,9} = 0,00877.$$

Обчислюємо хід плунжера на другій ділянці профілю, м ;

$$S_2 = S_{\pi} - S_1 = 0,034 - 0,009 = 0,025.$$

Обчислюємо прискорення плунжера на другій ділянці профілю, м/с² і привласнюємо знак мінус :

$$W_2 = - \frac{C_{\max}^2}{2 \cdot S_2} = - \frac{1,737^2}{2 \times 0,025} = -59,77 \text{ м/с}^2.$$

Кінематичний коефіцієнт наприкінці першої ділянки профілю, м:

$$X_c = R_0 + \rho + S_1 = 0,06 + 0,03 + 0,009 = 0,094 \text{ м.}$$

Максимальне значення кута тиску:

$$\delta_{\max} = \arctg\left(\frac{C_{\max}}{X_c \cdot \omega_K}\right) = \arctg\left(\frac{1,737}{0,094 \times 40,56}\right) = 24,54^\circ.$$

Обчислюємо коефіцієнт перевищення силою пружини плунжера сили інерції деталей привода плунжера що рухаються поступально:

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$K = \frac{(f_0 + S_1) \cdot K_{\text{ж}}}{m \cdot |W_2|} = \frac{(0,006 + 0,009) \times 51300,00}{2,000 \times |-59,77|} = -6,34;$$

де f_0 – попереднє затягування пружини плунжера, м;

$K_{\text{ж}}$ – жорсткість пружини, Н/м.

Порівнявши з гранично припустимим значенням коефіцієнта перевищення силою пружини плунжера сили інерції $K_{\text{д}}$:

$$1,2 < |6,339|$$

Оскільки умови виконуються – основні параметри вибрані правильно.

Обчислюю радіус кривизни в кінцевій крапці профілю, м:

$$R_K = \frac{X_K^3 \cdot \omega_K^2}{X_K^2 \cdot \omega_K^2 - W_2 \cdot X_K} - \rho;$$

де X_K – кінематичний коефіцієнт у кінцевій крапці профілю, м;

$$X_K = R_0 + \rho + S_{\text{п}} = 0,06 + 0,03 + 0,034 = 0,119.$$

Підставивши, отримаємо:

$$R_K = \frac{0,119^3 \times 40,56^2}{0,119^2 \times 40,56^2 - (-59,77) \times 0,119} - 0,03 = 0,061.$$

Визначаємо по формулі Герца гранично припустимий радіус кривизни в кінцевій крапці профілю, м;

$$R_{\text{кд}} = \frac{\frac{N \cdot E}{b}}{\left(\frac{\sigma_{\text{д}}}{0,418} \right)^2 - \frac{N \cdot E}{b \cdot \rho}};$$

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де b та ρ – ширина й радіус ролика штовхача, м;

E, σ_d – модуль пружності матеріалу кулачка та припустимі контактні напруги на поверхнях ролика й штовхача, МПа;

N – сила, передана роликом на кулачок, МН;

$$N = P_T + P_{II};$$

де P_T – сила від тиску палива при положенні плунжера у ВМТ, МН;

P_{II} – сила пружини при положенні плунжера у ВМТ, МН;

$$P_T = P_{JO} \times F_{II} = 20,00 \times 0,000415 = 0,0083053;$$

$$P_{II} = (f_0 + S_{II}) \cdot K_{ж} = (0,006 + 0,034) \times 0,05130 = 0,002052;$$

$$N = 0,0083053 + 0,002052 = 0,0103573.$$

Підставивши, одержимо:

$$R_{KD} = \frac{\frac{0,0103573 \times 220000}{0,05}}{\left(\frac{2000}{0,418}\right)^2 - \frac{0,0103573 \times 220000}{0,05 \times 0,03}} = 0,002132 \text{ м.}$$

Розрахуємо гранично припустимий тиск палива в надплунжерному об'ємі на початку другої ділянки, при цьому силою пружини й силою інерції, спрямованих назустріч і близьких по величині, зневажаємо:

Спочатку знайдемо радіус на початку другої ділянки:

$$R_{2H} = \frac{(C_{MAX}^2 + X_C^2 \cdot \omega_K^2)^{1,5}}{(X_C^2 \cdot \omega_K^2 + 2 \cdot C_{MAX}^2 - W_2 \cdot X_C) \cdot \omega_K} - \rho =$$

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

$$= \frac{(1,737^2 + 0,094^2 \times 40,56^2)^{1,5}}{(0,094^2 \times 40,56^2 + 2 \times 1,737^2 - 59,767 \times 0,094) \times 40,56} - 0,030$$

$$R_{2H} = 0,039037 \text{ м.}$$

Підставивши, одержимо:

$$P_{TH} = \frac{\left(\frac{\sigma_d}{0,418}\right) \cdot b \cdot \cos \delta_{MAX}}{\left(\frac{1}{\rho} + \frac{1}{R_{2H}}\right) \cdot E \cdot F_{II}} = \frac{\left(\frac{2000}{0,418}\right) \times 50,00 \times \cos 24,54^\circ}{\left(\frac{1}{30,00} + \frac{1}{39,04}\right) \times 220000,0 \times 0,415} = 40,41.$$

Кут виступу кулачка , град;

$$\beta_B = 2 \cdot \beta_{II}.$$

Кут профілю прямого ходу, град;

$$\beta_{II} = \beta_1 + \beta_2.$$

де β_1, β_2 – кути першої й другої ділянки профілю прямого ходу, град;

$$\beta_1 = \frac{12 \cdot n_K \cdot S_1}{C_{\max}} = \frac{12 \times 387,5 \times 0,009}{1,737} = 23,48^\circ;$$

$$\beta_2 = \frac{12 \cdot n_K \cdot S_2}{C_{\max}} = \frac{12 \times 387,5 \times 0,025}{1,737} = 67,56^\circ;$$

$$\beta_{II} = 23,48 + 67,56 = 91,0^\circ;$$

$$\beta_B = 2 \cdot \beta_{II} = 2 \times 91,0 = 182,1^\circ;$$

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

Етап 2 – визначення поточних значень S , C , R .

Профілювання першої ділянки профілю прямого ходу:

Поточне значення ходу плунжера, мм:

$$S = K_3 \cdot \beta^2;$$

$$\hat{E}_3 = \frac{W_1 \cdot 10^3}{72 \cdot n_K^2} = \frac{171,94 \times 10^3}{72 \times 387,5^2} = 0,016.$$

Поточне значення швидкості плунжера м/с:

$$C = K_4 \cdot \beta;$$

де
$$K_4 = \frac{C_{\max}}{\beta_1} = \frac{1,737}{23,48} = 0,074.$$

Підставляючи у формули поточне значення β , обчислюємо значення S і C . Результати записуємо в таблицю 2.1.

Поточне значення радіуса кривизни в будь-якій крапці профілю, м:

$$R = \frac{(C_K^2 + X^2 \cdot \omega_K^2)^{1.5}}{(X^2 \cdot \omega_K^2 + 2 \cdot C_K^2 - \omega_K \cdot X) \cdot \omega_K} - \rho;$$

X – кінематичний коефіцієнт, м:

$$C_K = 0,085 \times \beta;$$

$$X = R_0 + \rho + S.$$

Виходячи з заданого закону зміни швидкості, на ділянці впороску швидкість залишається не змінною.

З метою визначення ділянки зменшення швидкості плунжера до нульової задамо кут зменшення швидкості. Прийmemo $\varphi_{\text{зш}} = 70^\circ$.

Виходячи з результату розрахунку прямого ходу, та прийнятих значень

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

кутів побудуємо графік зміни швидкості, як показано на рисунку 3.1.

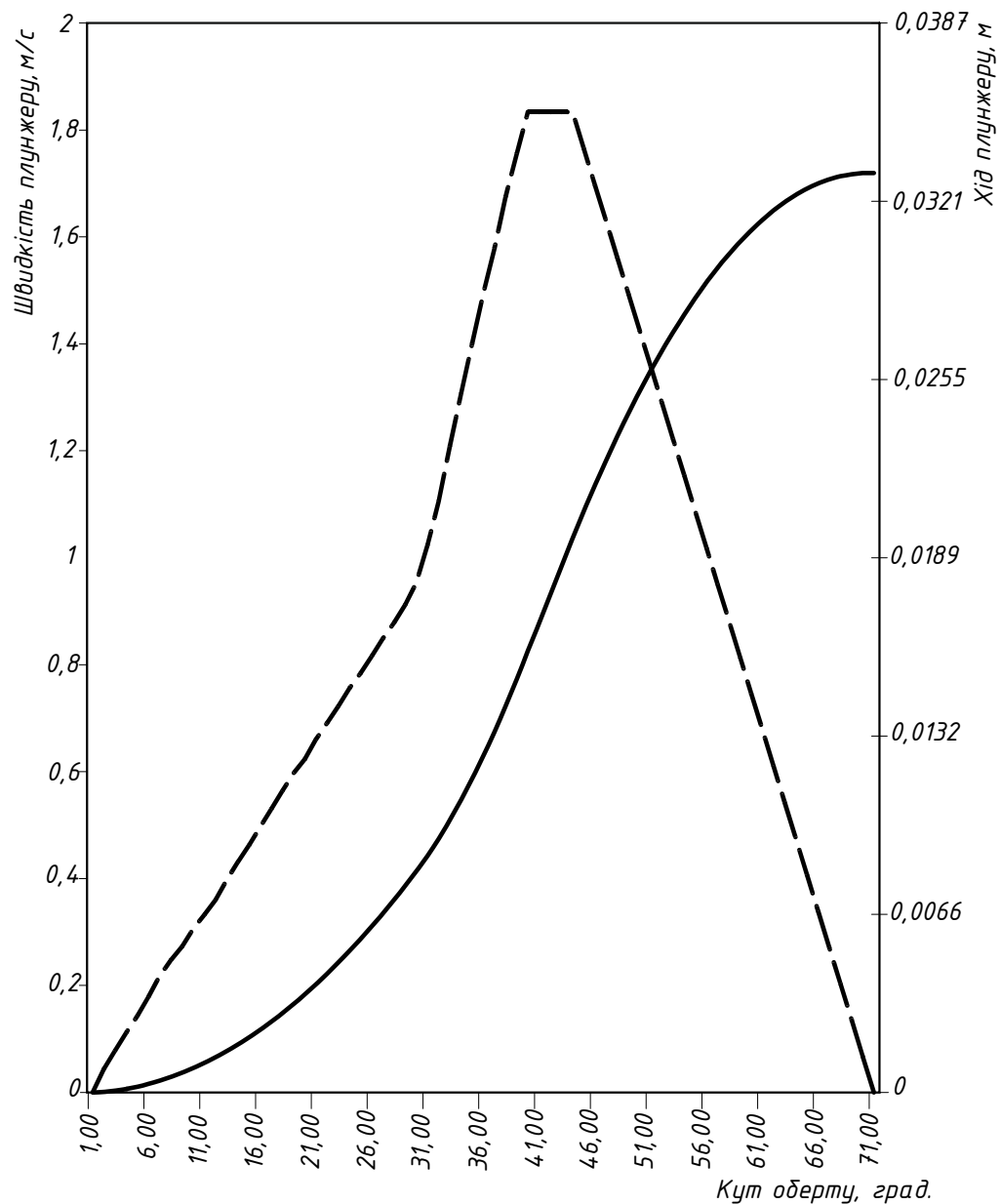


Рисунок 3.1 – Швидкість та хід плунжеру ППА

--- швидкість плунжеру; — хід плунжеру

Для побудови ділянки опускання плунжера задамо кут постановки плунжеру на утворюючу поверхню, піймемо $\varphi_{\text{оп}} = 270^\circ$.

За результатами графоаналітичного аналізу будемо профіль кулачка для заданого закону впороску.

Побудова профілю кулачка

Профіль прямого ходу кулачка при відомих R_0 , ρ і $S = f(\beta)$ будуємо в такий спосіб:

Вичерчуємо початкову окружність радіусом R_0 ;

– із центра початкової окружності вичерчуємо окружність радіусом

$$R_{\Pi 1} = R_0 + \rho \text{ мм};$$

– кут профілю прямого ходу розбиваємо на 10° ;

– із центра початкової окружності вичерчуємо окружність радіусом

$$R_{\Pi 2} = R_{\Pi 1} + S_{\Pi} \text{ мм};$$

– починаючи з вершини кулачка, від окружності радіуса $R_{\Pi 2}$ відкладається по радіусах величину S – відповідний хід плунжера;

– з'єднуємо отримані крапки й у такий спосіб одержуємо траєкторію руху центра ролика штовхача. Із цих крапок проводимо окружності радіусом ρ ;

– утворюючи, проведена відносно до окружності радіусом ρ , утворить профіль кулачка, рис. 3.2.

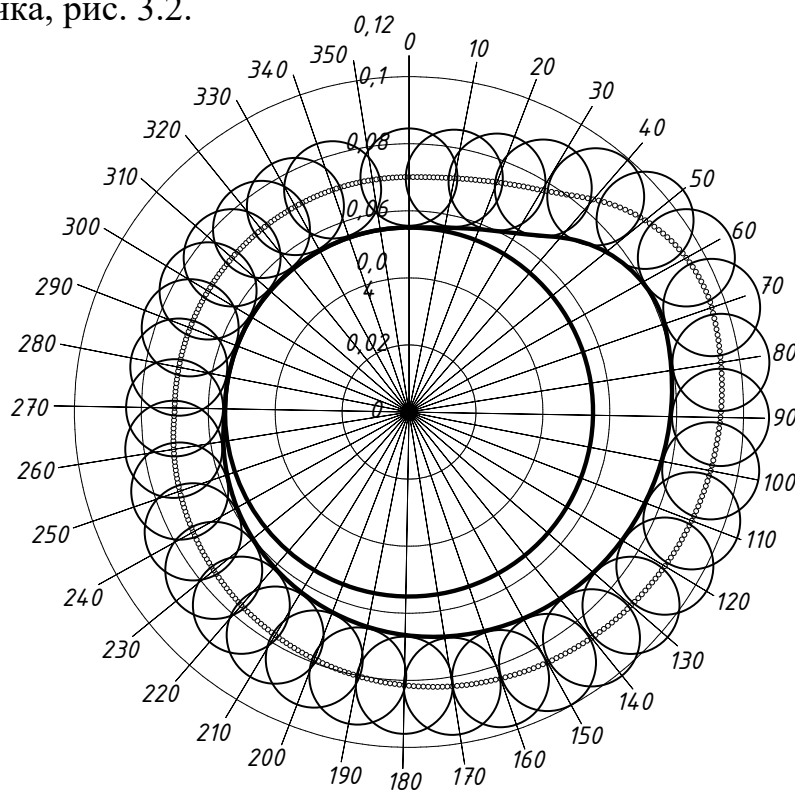


Рисунок 3.2 – Побудова профіля кулачка ПНВТ

3.4 Вибір і обґрунтування вихідних даних та виконання теплового розрахунку робочого процесу

Склад та властивості горючої суміші й продуктів згоряння.

Горюча суміш утворюється у наслідок перемішування парів палива та атмосферного повітря поданих у камеру згоряння дизеля. Для розрахунку властивостей горючої суміші визначимо склад її основних складових.

Вид і марка застосовуваного палива. Основні конструктивні відмінності паливної апаратури суднових дизелів пов'язані з пристосованням їх для роботи на в'язких IFO, TFO (Intermediate Fuel Oil, Thin Fueloil) і високов'язких сортах палив HFO, RFO (Heavy Fuel Oil, Residual Fuel Oil). Такі палива для зниження їх в'язкості до 10...14 сСт підігрівають до 100...140°C.

Більшість морських палив являє собою суміш залишкового палива й дистилатних фракцій з високим вмістом сірки й інших шкідливих компонентів. У зв'язку з цим паливна апаратура суднових дизелів повинна бути стійка до впливу хімічної корозії.

Найчастіше для суднових дизелів на флоті використовують сорти палива IFO-180 і IFO-380 (табл. 3.1). Вони відповідають вимогам стандарту ISO 3217:1987 і відповідають класам RME 25 і RMG 35.

Таблиця 3.1 – Основні характеристики палива що використовується

Параметр	Масова частка
Елементарний склад (по масі) палива:	
<i>C</i> – вуглець	0,87
<i>H</i> – водень	0,126
<i>O</i> – кисень	0,002
<i>S</i> – сірка	0,002
Середня молекулярна маса, кг/кмоль	200
Нижча теплота згоряння, кДж/кг	42700

Склад атмосферного повітря характеризується наявністю у ньому 79% азоту (N_2) та 20,8% кисню (O_2) по масі. Кількість інших складових дуже мала тому може не враховуватися.

Теоретично необхідна кількість атмосферного повітря для повного згоряння 1 кг палива визначається по формулах:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0,002}{32} - \frac{0,002}{32} \right) =$$

$$= 0,5000 \text{ кмоль};$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H + S - O \right) = \frac{1}{0,230} \left(\frac{8}{3} \cdot 0,87 + 8 \times 0,126 + 0,002 - 0,002 \right) =$$

$$= 14,49 \text{ кг/кг}.$$

Коефіцієнт надлишку повітря (α). Для кращого згоряння палива, кількість повітря що поступає у камеру згоряння, значно перевищує стехіометричне відношення. Для сучасних дизелів з наддуванням та охолодженням повітря коефіцієнт надлишку повітря на номінальному режимі лежить у межах $\alpha = 2,25 \dots 4,0$, для розрахунків приймемо значення характерне для прототипу $\alpha = 2,65$.

Кількість свіжого заряду, (M_1), для дизеля визначається по формулі:

$$M_1 = \alpha L_0 = 2,65 \times 0,500 = 1,33 \text{ кмоль}.$$

Кількість продуктів згоряння (M_2),

Для повного згоряння ($\alpha > 1$)

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_2 = \sum_{i=1}^n M_i$$

Кількість компонентів продуктів згоряння, (кмоль) для дизелів розраховується по формулах:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,870}{12} = 0,073 \text{ кмоль};$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0,126}{2} = 0,063 \text{ кмоль};$$

$$M_{S_2} = \frac{S}{32} = \frac{0,002}{32} = 0,000063 \text{ кмоль};$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_o = 0,21(2,650 - 1) 0,500 = 0,1733 \text{ кмоль};$$

$$M_{N_2} = 0,79\alpha L_o = 0,790 \times 2,650 \times 0,500 = 1,0468 \text{ кмоль};$$

$$M_2 = \sum_{i=1}^n M_i = 0,073 + 0,063 + 0,000063 + 0,1733 + 1,0468 = 1,3556 \text{ кмоль}.$$

3.4.1 Процес впуску

Температура й тиск навколишнього середовища (T_0 , p_0). Тиск і температуру навколишнього середовища (атмосферного повітря) приймаємо відповідно $p_0 = 0,103$ МПа й $T_0 = 288$ К.

Температура й тиск на вході у двигун. У двигунів з наддуванням параметри навколишнього середовища приймають рівними до параметрів повітря на виході з компресора, а при наявності проміжного охолодження повітря – тиску й температурі повітря за охолоджувачем.

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

Відповідно до прототипу, у двигуні, застосовується наддування й проміжне охолодження повітря. Прийmemo величину наддування згідно із прототипом:

$$p_{\kappa} = 1,4 \times p_0 = 3,200 \times 0,103 = 0,330 \text{ МПа.}$$

Показник політропи стиску в компресорі (n_{κ}), що залежить від його типу й ступеня досконалості процесу, що протікає в ньому, $n_{\kappa} = 1,4 \dots 2$. Прийmemo значення показника політропи характерне для більшості сучасних турбокомпресорів $n_{\kappa} = 1,4$.

Температура повітря у двигуна з наддуванням на виході з компресора залежить від ступеня підвищення тиску:

$$T'_{\kappa} = T_0 \left(\frac{p_{\kappa}}{p_0} \right)^{\frac{n_{\kappa}-1}{n_{\kappa}}} = 288,0 \left(\frac{0,330}{0,103} \right)^{\frac{1,400-1}{1,400}} = 401,5 \text{ К.}$$

Ступінь охолодження повітря в повітроохолоджувачі ($\sigma_{\text{ох}}$). Для водоповітряних охолоджувачів, $\sigma_{\text{ох}} = 0,7 \dots 0,90$, прийmemo $\sigma_{\text{ох}} = 0,775$.

У двигуні з охолоджувачем після компресора температура у впускному ресивері:

$$T_{\kappa} = T'_{\kappa} - \sigma_{\text{ох}} (T'_{\kappa} - T'_a) = 401,5 - 0,775 (401,5 - 288,0) = 313,5 \text{ К}$$

де T'_a – середня температура охолоджувальної води у повітроохолоджувачі, (при використанні для охолодження заборотної води $T'_a = T_0 = 288 \text{ К}$);
 T'_{κ} – температура повітря перед охолоджувачем, що приймається рівній температурі на виході з компресора.

Тиск залишкових газів (p_r), МПа. Тиск залишкових газів у циліндрі двигуна p_r залежить від числа, розмірів і розташування клапанів, опору впускного й випускного трубопроводів, фаз газорозподілу, ступені наддування, швидкохідності двигуна й інших факторів. Для двигунів з високим наддуванням приймають: $p_r = (0,75...0,98)p_k$. Враховуючи це приймемо:

$$p_r = 0,750 \times p_k = 0,750 \times 0,330 = 0,247 \text{ МПа.}$$

Температура залишкових газів (T_r) для дизелів – 700...900 К. Слід урахувати, що збільшення α , і ε приводить до зниження T_r , а підвищення частоти обертання дизеля збільшує температуру залишкових газів.

Приймемо $T_r = 600,0 \text{ К}$

Ступінь підігріву (охолодження) заряду у впускному тракті (ΔT).

Для дизелів з наддуванням $\Delta T = -5...10 \text{ К}$. Необхідно враховувати, що при збільшенні діаметра циліндра D , частоти обертання колінчатого вала n , і ступені стиску ε величина T_r зменшується. Якщо впускний і випускний трубопроводи розміщені поруч або впускний трубопровід обладнаний підігрівом, то величину ΔT слід приймати ближче до верхньої межі. Враховуючи особливості конструкції впускного тракту двигуна-прототипу, приймемо значення $\Delta T = -3 \text{ К}$.

Тиск наприкінці процесу впуску, (p_a) МПа. Наявність опорів у впускному тракті приводить до зниження тиску p_a , подаваного в циліндрі заряду на величину Δp_a .

Для знаходження втрат тиску визначимо щільність заряду в циліндрі:

$$\rho_k = \frac{p_k \times 10^6}{R_g T_k} = \frac{0,330 \times 10^6}{287,0 \times 313,5} = 3,663 \text{ кг/м}^3$$

де $R_g = 287 \text{ кДж/(кг} \times \text{К)}$ газова постійна повітря.

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт опору ($c = \beta^2 + \xi_{\text{вп}}$) враховуючий падіння швидкості свіжого заряду після входу його в циліндр і гідравлічні опори впускної системи двигуна, змінюється в межах 2,5...4,0. β – коефіцієнт загасання швидкості руху заряду, $\xi_{\text{вп}}$ – коефіцієнт опору впускної системи в найбільш вузькому її перетині. Основний вплив на величину c виявляє частота обертання колінчатого вала. При збільшенні n коефіцієнт збільшується. Для розрахунку, враховуючи особливості конструкції базового двигуна прийmemo $c = 3,0$.

Середня швидкість повітря ($\omega_{\text{вп}}$) в прохідних перетинах впускних органів дизелів та лежить у межах $\omega_{\text{вп}} = 20 \dots 70$ м/с. Ця швидкість залежить від перетину органів газообміну та частоти обертання колінчатого вала. При зменшенні перетину впускних органів й збільшенні n середня швидкість $\omega_{\text{вп}}$ збільшується. Для розрахунку, враховуючи результати аналізу особливостей конструкції базового двигуна, прийmemo $\omega_{\text{вп}} = 20$ м/с.

Втрати тиску за рахунок опору впускної системи можна визначити з рівняння Бернуллі. Приймавши нульову швидкість заряду на вході у впускну систему й зневажаючи зміною щільності заряду в процесі його руху, одержимо:

$$\Delta p_a = c \frac{\omega_{\text{вп}}^2}{2} \rho_k \times 10^{-6} = 3,0 \frac{20,0^2}{2} 3,663 \times 10^6 = 0,0022 \text{ МПа.}$$

$$\text{Тоді: } p_a = p_k - \Delta p_a = 0,330 - 0,0022 = 0,3274 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт залишкових газів (γ_r). Даний показник характеризує якість очищення циліндра від продуктів згоряння й визначається як відношення числа молей залишкових газів до молів свіжого заряду. Без урахування продувки й дозарядки циліндра коефіцієнт залишкових газів для суднових дизелів визначається за допомогою залежності:

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\gamma_r = \frac{(T_k + \Delta T) \times p_r}{T_r \times (\varepsilon p_a - p_r)} = \frac{(313,5 + -3) \times 0,327}{600,0 \times (13,90 \times 0,327 - 0,247)} = 0,030 \text{ МПа.}$$

Отриманий коефіцієнт залишкових газів характерний для базового двигуна.

Температура наприкінці процесу впуску (T_a) залежить від температури повітря після компресора T_k , підігріву заряду на впуску ΔT температури T_r і коефіцієнта залишкових газів γ .

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{313,5 + -3,00 + 0,030 \times 600,0}{1 + 0,030} = 318,9 \text{ К.}$$

Коефіцієнт наповнення (η_v) є найважливішим показником якості процесів газообміну при впуску й визначається відношенням дійсної кількості свіжого заряду, що надійшла у циліндр, до тієї кількості заряду, яка могла б поміститися в циліндрі при тиску й температурі середовища, з якого надходить заряд:

$$\eta_v = \frac{M_d}{M_0}$$

де M_d – дійсне число молів свіжого заряду в циліндрі;

M_0 – число молів свіжого заряду, яке могло б поміститися в циліндрі при p_k і T_k .

Без урахування продувки й дозарядки циліндра для суднових дизелів коефіцієнт наповнення можна знайти по формулі:

$$\eta_v = \frac{T_k}{(T_k + \Delta T) \times (\varepsilon - 1)} \left(\frac{\varepsilon p_a}{p_k} - \frac{p_r}{p_k} \right) =$$

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

$$= \frac{313,5}{(313,5 + -3) \times (13,90 - 1)} \left(\frac{13,90 \times 0,327}{0,330} - \frac{0,247}{0,330} \right) = 1,022.$$

3.4.2 Процес стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра, а також на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випар палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні дуже складний. На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_1 величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику, що має місце в дійсному процесі.

Показник політропи стиску (n_1). Розрахунки параметрів процесу стиску проводиться по умовному середньому за процес стиску політропи n_1 , що змінюється в межах $n_1 = 1,32 \dots 1,4$.

При виборі величини n_1 , необхідно враховувати наступне:

- зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_1 збільшується;
- при підвищенні середньої температури процесу стиску n_1 зменшується;
- зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_1 збільшується;
- зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_1 збільшується;

Враховуючи результати аналізу конструкції прототипу приймаємо значення політропи стиснення характерне для дизелів з нерозділеними камерами згоряння, тобто, $n_1 = 1,350$.

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

Тиск наприкінці процесу стиску (p_c).

$$p_c = p_a \times \varepsilon^{n_1} = 0,327 \times 13,90^{1,350} = 11,433 \text{ МПа.}$$

Для розглянутого у проекти класу дизелів $p_c = 9,1 \dots 13 \text{ МПа}$, отримане значення відповідає даному діапазону.

Температура наприкінці процесу стиску, (T_c).

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} = 318,9 \times 13,90^{1,350-1} = 801,15 \text{ К.}$$

Для розглянутого у проекти класу дизелів $T_c = 720,0 \dots 880,0 \text{ К}$, отримане значення відповідає даному діапазону.

Середня молярна ізохорна теплоємність свіжого заряду (c'_v).

Для обчислення молярної теплоємності знайдемо відносну температуру заряду до кінця стиску:

$$t_c = T_c - 273,15 \text{ К} = 801,15 - 273,15 = 528,0 \text{ К.}$$

Для спрощення подальших розрахунків, середню молярну теплоємність горючої суміші приймають рівної теплоємності повітря. Для обчислення c' використовується емпірична залежність:

$$c'_v = 20,088 + 3,7544 \times 10^{-3} t_c - 5,657 \times 10^{-7} t_c^2 =$$

$$= 20,080 + 3,7544 \times 10^{-3} \times 528,0 - 5,6570 \times 10^{-7} \times 528,0^2 =$$

$$c'_v = 21,913 \text{ кДж/(кмоль} \times \text{К)}.$$

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4.3 Процес згоряння

Рівняння згоряння для дизелів має вигляд:

$$\frac{\xi_z H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} + (\mu c_v' + 8,314\lambda) t_c = \mu(c_v'' + 8,314) t_z$$

Для рішення цього рівняння задамося або розрахуємо деякі параметри що характеризують процес згоряння у дизелі.

Коефіцієнт молекулярної зміни свіжої суміші (μ).

$$\mu = \frac{M_2 + \gamma M_1}{M_1 + \gamma M_2} = \frac{1,356 + 0,030 \times 1,325}{1,325 + 0,030 \times 1,356} = 1,022.$$

У дизелів $\mu=1,03...1,06$, отримане значення відповідає даному діапазону.

Коефіцієнт ефективного тепловикористання (ξ_z) являє собою параметр, який урахує втрати теплоти яка була утримана у результаті згоряння палива. Величина ξ_z змінюється на номінальному режимі для дизелів у наступних межах $\xi_z = 0,7...0,85$.

При виборі даних для розрахунків слід урахувувати зв'язок зазначених величин з режимом роботи двигуна. При підвищенні частоти обертання колінчатого вала дизеля значення ξ_z зростає з поліпшенням сумішоутворення й згоряння палива. Для двигунів ξ_z підвищується при збільшенні n доти, поки ріст втрат тепла за рахунок збільшення фази догорання палива не перевищить зменшення теплообміну за рахунок скорочення часу контакту гарячих газів зі стінками циліндра. Для розрахунків приймемо $\xi_z = 0,905$.

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Середня мольної теплоємності продуктів згоряння (c''_v) в діапазоні температур $t_z - 1000...2800$ °С можна приблизно оцінити за допомогою апроксимуючих рівнянь для продуктів згоряння дизельного палива

$$c''_v = 27,0211 + 0,002039 t_z - 2,234 \alpha$$

Підставивши у рівняння згоряння для дизелів відповідні значення параметрів, а замість c''_v його рівняння одержимо:

$$\begin{aligned} & \frac{0,905 \times 42700}{1,325(1 + 0,030)} + (1,022 \times 21,91 + 8,314 \times 1,045) \times 528,0 = \\ & = 1,019 \times ((27,02110 + 0,002039 \times t_z - 2,234 \times 2,650) + 8,314) t_z \end{aligned}$$

Рівняння згоряння після підстановки вищенаведених параметрів перетворюється у квадратне, відносно t_z виду:

$$A + B t_z - C = 0$$

$$0,002077 t_z^2 + 29,96403 t_z - 44459,54 = 0$$

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A}$$

$$t_z = \frac{-29,96403 + \sqrt{29,96403^2 + 4 \times 0,002077 \times 44459,54}}{2 \times 0,002077} = 1353,882 \text{ °С}$$

Тому, що:

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

$$t_z = T_z - 273,15.$$

$$T_z = 1353,882 + 273,15 = 1627,032 \text{ К}$$

Максимальна температура згоряння для дизелів $T_z = 1500 \dots 1700 \text{ К}$, отримане значення відповідає даному діапазону.

Теоретичний тиск газів наприкінці згоряння (p_z) у суднових дизелів.

Ступінь підвищення тиску (λ). При розрахунках згоряння в дизелі крім значення ξ_z необхідно задатися ступенем підвищення тиску λ .

Значення λ залежить головним чином від типу сумішоутворення й форми камери згоряння та змінюється в дизелях з безпосереднім вприском з об'ємно-плівковим сумішоутворенням – $1,1 \dots 1,5$;

При збільшенні ступеня підвищення тиску збільшується жорсткість роботи двигуна, ростуть навантаження на деталі кривошипно-шатунного механізму, збільшуються втрати на тертя, зростає зношування двигуна. Для розрахунків задамо ступінь стиску характерну для прототипу, тобто $\lambda = 1,05$

$$p_z = p_c \lambda = 11,43 \times 1,045 = 11,95 \text{ МПа}$$

Для дизельних двигунів p_z обмежується виходячи з міцності матеріалів елементів КШМ і у зв'язку зі зростанням механічних втрат у двигуні. Максимально припустимим прийнято вважати значення $p_z = 13 \text{ МПа}$.

Розрахункове значення нижче максимального припустимого.

Ступінь попереднього розширення (ρ) у дизельних двигунів з комбінованим підведенням теплоти:

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,019}{1,045} \times \frac{1627,032}{801,147} = 1,9788$$

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для дизелів $\rho = 1,2 \dots 1,7$. Отримане значення характерне для даного типу двигуна.

3.4.4 Процес розширення

Показник політропи розширення (n_2). Розрахунки параметрів процесу розширення проводиться з умовно усередненим показником n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,28$. Слід пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму робота двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного приймемо $n_2 = 1,280$

Тиск наприкінці розширення (p_e), МПа.

Для дизельного двигуна, щоб знайти тиск p_e спочатку необхідно визначити ступінь наступного розширення δ . Її знаходять із формули:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{13,90}{1,979} = 7,02$$

Тоді:

$$p_e = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{11,95}{7,02^{1,280}} = 0,986 \text{ МПа}$$

Тиск наприкінці розширення для судових дизелів $p_e = 0,8 \dots 1,1$ МПа.

Температура наприкінці розширення (T_e), К, для дизельного ДВС:

$$T_e = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1627,032}{7,02^{1,280-1}} = 942,642 \text{ К.}$$

Для дизелів $T_e = 900 \dots 1000$ К.

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4.5 Процес випуску

При розрахунках процесу випуску були орієнтовно прийняті значення тиску p_r і температури T_r газів наприкінці випуску. Точність вибору цих величин можна перевірити, обчисливши температуру залишкових газів за допомогою формули:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{942,6}{\sqrt[3]{\frac{0,986}{0,25}}} = 594,4 \text{ К.}$$

Визначимо погрішність прийнятого допущення:

$$\Delta = \frac{594,4 - 600,0}{(600 / 100)} = -0,93 \%$$

Дана погрішність може бути прийнятною при попередньому розрахунку циклу двигуна.

3.4.6 Індикаторні показники циклу

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda p}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) + \lambda(p - 1) \right] =$$
$$= \frac{11,433}{13,90 - 1} \left[\frac{1,05 \times 1,979}{1,280 - 1} \left(1 - \frac{1}{7,02^{1,280 - 1}} \right) - \frac{1}{1,350 - 1} \left(1 - \frac{1}{13,90^{1,350 - 1}} \right) + \right.$$
$$\left. + (1,05 \cdot 1,979) - 1 \right] = 2,137 \text{ МПа.}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дійсний середній індикаторний тиск циклу трохи менше теоретичного внаслідок відмінності дійсної індикаторної діаграми від теоретичної. Зазначена відмінність ураховується коефіцієнтом повноти індикаторної діаграми ϕ .

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми (ϕ) для більшості сучасних суднових дизелів $\phi = 0,92 \dots 0,95$. У розрахунках будемо використовувати значення $\phi = 0,950$

З урахуванням прийнятого коефіцієнта ϕ дійсний середній індикаторний тиск циклу дорівнює:

$$p_i = \phi p_i' = 0,950 \times 2,137 = 2,030 \text{ МПа.}$$

Індикаторний ККД для суднових дизелів (η_i),

$$\eta_i = \frac{p_i l_0 \alpha}{\rho_k H_u \eta_v} = \frac{2,030 \times 14,46 \times 2,65}{3,663 \times 42700 \times 1,022} = 0,489$$

Для дизелів на номінальному режимі $\eta_i = 0,42 \dots 0,55$.

Питома індикаторна витрата рідкого палива (g_i), г/(кВт×год.),

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i} = \frac{3600}{42,700 \times 0,489} = 173,33$$

де H_u підставляємо в МДж/кг.

Межі зміни питомої витрати палива g_i на номінальному режимі для високообертових дизелів $g_i = 170,0 \dots 180,0$ г/(кВт×год.).

Отримане значення відповідає даному діапазону.

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4.7 Ефективні показники двигуна

Середній ефективний тиск робочого циклу (p_e) визначається як різниця середнього індикаторного тиску циклу p_i і середнього тиску механічних втрат p_m .

$$p_e = p_i - p_m.$$

Середній тиск механічних втрат представляє собою потужність, затрачувану на подолання тертя в КШМ, привод допоміжних механізмів, здійснення впуску й випуску, віднесену до одиниці робочого об'єму циліндра. Для визначення величини p_m використовується емпірична формула, що має загальний вигляд:

$$p_m = A_p + B_p V_{п.ср.}, \text{ МПа,}$$

де $V_{п.ср.}$ – середня швидкість поршня, м/с;

A_p, B_p – коефіцієнти.

Залежно від конструктивних особливостей двигунів коефіцієнти A_p і B_p приймають різні значення. При попередніх розрахунках можна рекомендувати наступні значення: $A_p = 0,105$; $B_p = 0,0120$.

Середню швидкість поршня $V_{п.ср.}$ прийmemo – 8,30 м/с

Знайдемо тиск механічних втрат:

$$p_m = 0,105 + 0,0120 \times 8,30 = 0,205 \text{ МПа.}$$

Визначимо середній ефективний тиск p_e :

$$p_e = 2,030 - 0,205 = 1,826 \text{ МПа.}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Механічний ККД (η_m). Механічний ККД двигуна визначається як відношення середнього ефективного тиску до середнього індикаторного

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{1,826}{2,03} = 0,899$$

Ефективний ККД (η_e):

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,489 \times 0,899 = 0,439$$

Питома витрата рідкого палива (g_e):

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{173,334}{0,899} = 192,76 \text{ г/(кВт} \times \text{год.)}$$

3.4.8 Уточнення вихідних параметрів дизеля за результатами розрахунку робочого процесу

Уточнюємо основні параметри й показники двигуна:

- літраж двигуна,

$$V_{лц} = \frac{\pi D^2 S}{4 \times 10^6} = \frac{3,142 \times 280,0^2 \times 320}{4 \times 10^6} = 20,8 \text{ дм}^3$$

- повний об'єм двигуна:

$$V_l = V_{лц} i = 20,8 \times 9 = 2089,86 \text{ кВт.}$$

- ефективна потужність одного циліндра:

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82

$$N_{e_{\text{ц}}} = \frac{p_e V_{\text{л}} n}{30 \tau} = \frac{1,826 \times 20,8 \times 775}{30 \times 4} = 232,207 \text{ кВт}$$

- повну потужність:

$$N_e = N_{e_{\text{ц}}} i = 232,207 \times 9 = 2089,86 \text{ кВт}$$

- обертовий момент:

$$M_e = \frac{3 \times 10^4 \times N_e}{\pi n} = \frac{3 \times 10^4 \times 2089,86}{3,142 \times 775} = 25764 \text{ Н} \times \text{м}$$

- годинна витрата палива:

$$G_{\text{т}} = N_e \times g_e \times 10^{-3} = 2089,86 \times 192,76 \times 10^3 = 402,84 \text{ кг/год.}$$

- середню швидкість поршня, м/с:

$$V_{\text{п.ср.}} = \frac{S n}{30000} = \frac{320 \times 775}{30000} = 8,27 \text{ м/с.}$$

Перевіримо погрішність прийнятого раніше допущення середньої швидкості поршня:

$$\Delta = \frac{8,3 - 8,3}{(8,30 / 100)} = -0,4 \%$$

Дана погрішність цілком припустима для попередніх розрахунків.

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4.9 Побудова індикаторної діаграми

Для наочної вистави протікання робочого циклу в циліндрі двигуна, що розраховується, побудуємо індикаторну діаграму. Для цього скористаємося аналітичним методом. Обчислення й побудова ключових і проміжних крапок циклу будемо робити в комп'ютерному форматі Excel.

Закладемо у вигляді масиву дані для побудови уздовж осі абсцис діаграми рівномірної шкали об'ємів, і відклавши на осі абсцис значення об'єму камери згоряння, обчисливши його по формулі:

$$V_c = \frac{V_{л_ц}}{\varepsilon - 1} = \frac{20,78}{13,90 - 1} = 1,61 \text{ дм}^3$$

Повний об'єм циліндра:

$$V_a = V_c + V_{л_ц} = 1,61 + 20,8 = 22 \text{ дм}^3$$

По осі ординат – у відповідному масштабі тисків відкладемо координати характерних точок циклу: $a, c, c', c'', z, z', v, v', v''$.

Дані для побудови політропи стиски й розширення знайдемо аналітичним способом. Для цього весь робочий об'єм поділимо на частини й визначимо проміжне значення об'ємів V_i . Для забезпечення точності побудови побудуємо відносно невеликі проміжки між V_i розбивши весь об'єм на 400 ділянок. Проміжне значення тисків визначимо по формулах:

На лінії стиску:

$$p_{ci} = p_c \left(\frac{V_c}{V_i} \right)^{n_1}$$

На лінії розширення:

$$p_{ei} = p_z \left(\frac{V_z}{V_i} \right)^{n_2}$$

Розрахунки проміжних значень тисків і температур представимо у таблиці 3.2. Для скорочення табличних даних представимо отримані значення із кроком розбивки всього об'єму на 40 ділянок.

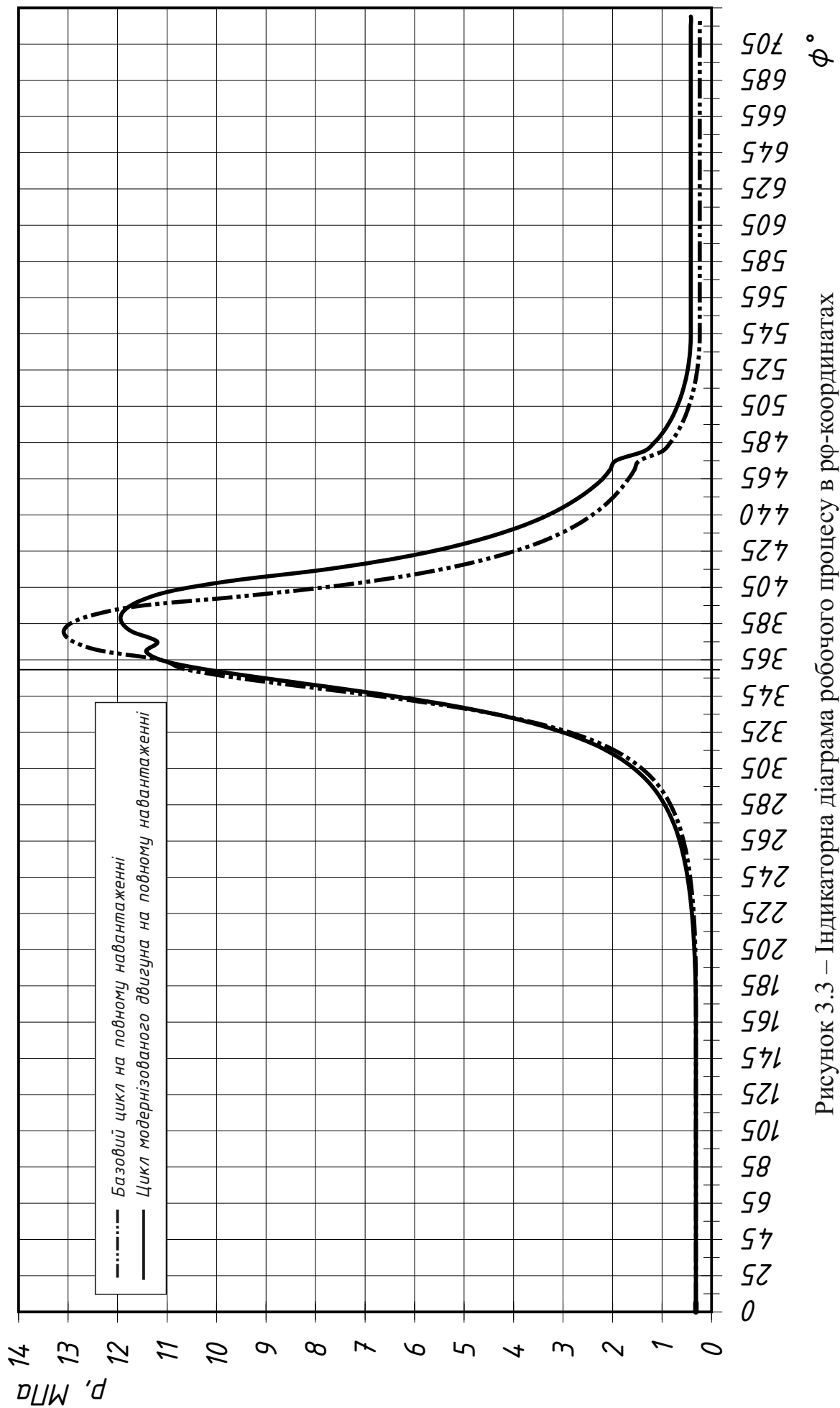
Таблиця 3.2 – Дані для побудови індикаторної діаграми

Точка	Геометричні дані		Лінія стиску	Лінія розшир.
	ϵ	V_i	p_{ci}	p_{ei}
0	1,00	22,39	0,327	0,99
1	1,02	21,90	0,338	1,02
2	1,05	21,41	0,349	1,05
3	1,07	20,91	0,361	1,08
4	1,10	20,42	0,373	1,12
5	1,13	19,93	0,387	1,15
6	1,16	19,44	0,401	1,19
7	1,19	18,94	0,416	1,24
8	1,23	18,45	0,432	1,28
9	1,26	17,96	0,449	1,33
10	1,30	17,47	0,468	1,38
11	1,34	16,97	0,487	1,44
12	1,39	16,48	0,509	1,50
13	1,43	15,99	0,532	1,56
14	1,48	15,50	0,556	1,63
15	1,53	15,00	0,583	1,70
16	1,59	14,51	0,613	1,79
17	1,65	14,02	0,644	1,87

Продовження таблиці 3.2.

Точка	Геометричні данні		Лінія стиску	Лінія розшир.
	ε	V_i	P_{ci}	P_{ei}
18	1,72	13,53	0,679	1,97
19	1,79	13,04	0,718	2,07
20	1,87	12,54	0,760	2,19
21	1,95	12,05	0,807	2,32
22	2,04	11,56	0,859	2,46
23	2,14	11,07	0,917	2,62
24	2,26	10,57	0,982	2,79
25	2,38	10,08	1,056	2,99
26	2,52	9,59	1,140	3,22
27	2,68	9,10	1,237	3,48
28	2,85	8,60	1,349	3,77
29	3,06	8,11	1,480	4,12
30	3,29	7,62	1,634	4,53
31	3,56	7,13	1,819	5,01
32	3,88	6,63	2,044	5,60
33	4,27	6,14	2,321	6,31
34	4,74	5,65	2,672	7,22
35	5,32	5,16	3,127	8,38
36	6,07	4,67	3,736	9,91
37	7,06	4,17	4,585	11,95
38	8,45	3,68	5,839	11,95
39	10,51	3,19	7,839	11,95
40	13,90	2,70	11,433	11,95

Отримана в такий спосіб індикаторна діаграма представлена на рис. 3.3.



Таблиця 2.2 – Порівняння результатів розрахунку і базового двигуна

Параметр	Од.	База	Новий
Ефективна потужність, N_e	кВт	2205	2090
Кут перекриття клапанів, $\varphi_{вк}$	°ПКВ	8	12
Коефіцієнт надлишку повітря, α	—	2,450	2,650
Коефіцієнт залишкових газів, γ_r	—	0,030	0,030
Температура залишкових газів, t_z	°С	598,61	594,42
Тиск залишкових газів, p_r	МПа	0,239	0,247
Температура заряду на вході, T_a	°С	318,09	318,9
Щільність повітря на вході у двигун, ρ_k	кг/м ³	3,56	3,663
Тиск повітря на вході у двигун, p_k	МПа	0,319	0,330
Коефіцієнт наповнення, η_v	—	1,022	1,022
Тиск на прикінці стиску, p_c	МПа	11,08	11,433
Температура на прикінці стиску, T_a	°С	525,95	528
Коефіцієнт молярних змін, μ	—	1,020	1,019
Максимальний тиск згоряння, p_z	МПа	13,09	11,952
Максимальна температура циклу, t_z	°С	1413,1	1353,9
Ступень попереднього розширення, ρ	—	1,822	1,9788
Температура прикінці розширення, T_b	°С	954,53	942,64
Тиск прикінці розширення, p_b	МПа	0,971	0,986
Механічний ККД, η_m	—	0,903	0,899
Ефективний ККД, η_e	—	0,437	0,439
Середній індикаторний тиск, p_i	МПа	2,110	2,0303
Середній ефективний тиск, p_e	МПа	1,906	1,8257
Питома ефективна витрата палива, g_e	г/(кВт×год)	194,02	192,76

Висновки за результатами теплового розрахунку

За результатами розрахунків робочого процесу можна зробити ряд

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88

ВИСНОВКІВ:

- при модернізації зменшився максимальний тиск циклу з 13,09 до 11,95 МПа, тобто на 9,5 %;
- максимальна температура циклу теж зменшилась з 1413,1°C, до 1353,9°C, тобто на 4,4 %;
- найбільш істотним є те, що вдалося знизити на 0,6 %, витрату палива з 194,02 до 192,76 г/(кВт×год.)

Всі перераховані факти вказують на зменшення теплової та механічної напруженості робочого процесу, що безумовно повинне позначитися на загальному ресурсі двигуна.

При модернізації двигуна відзначається неістотне зменшення потужності що у загалі не повинно зробити значного впливу на ефективність роботи всієї енергетичної установки.

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Охорона праці

Охорона праці в Україні регламентується законом «Про охорону праці», прийнятим в 1992 році.

Охорона праці – це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

Техніка безпеки – це система організаційних заходів і технічних засобів, що запобігають або зменшують вплив на працюючих небезпечних виробничих факторів.

Небезпечний виробничий фактор – це виробничий фактор, вплив якого на працюючого в певних умовах призводить до травми або раптового різкого погіршення здоров'я.

Шкідливий виробничий фактор – це виробничий фактор, вплив якого на працюючого в певних умовах призводить до захворювання або зниження працездатності.

4.1.1 Нормативно-правова та законодавча база охорони праці на суднах

СОЛАС – конвенція по охороні життя людини на морі (від англ. SOLAS, Safety of Life at Sea). Основні цілі конвенції СОЛАС – визначення мінімальних стандартів по конструкції, обладнанню та плаванню судин, відповідаючи за їх безпеку.

Діючий текст Конвенції СОЛАС включає Статті, що викладають загальні зобов'язання, процедури внесення змін і т.п., і супроводжується Додатком, розділеним на 12 глав.

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

МКУБ – Міжнародний кодекс по управлінню безпечною експлуатацією суден та запобіганням забруднення. Обов'язковий характер МККБ одержав через главу IX Конвенції СОЛАС-74 (Керування безпечної експлуатації суден) стосовно до всіх суден валовою місткістю 500 тонн і більш, також може (на добровільній основі) застосовуватися до всіх суден (правило 1.3.A.741 (18)).

Уряді держав призиваються застосовувати МККБ до вантажних суден валовою місткістю 150 тонн і більш, які мають право плавання під їхніми прапорами (Резолюція при Конференції Договірних Урядів – травень 1994 року).

МККБ передбачає призначення цілого ряду відповідальних осіб, які розроблять саму систему, сертифікують її й здійснять осмислену підтримку СКБ на судні, постійно коректуючи й погоджуючи її на всіх рівнях.

Для постійного контролю над виконанням вимог СКБ необхідна також підготовка й призначення осіб внутрішнього аудита.

ПДМВ-78/95 – Міжнародна конвенція про підготовку та дипломування моряків та несення вахти.

Функції, що відносяться до аварійних ситуацій, охороні праці, медичному підходу, виживанню знаходяться в наступних розділах ПДМВ.

Конвенція від 1987 року «Про захист здоров'я й медичне обслуговування моряків» вимагає, щоб всі судна мали в складі команди одного або декількох призначених осіб, відповідальних за медичне обслуговування й видачу ліків, у якості одного зі своїх звичайних обов'язків. Така ж вимога зазначена в резолюції ІМО А-481 (XII).

Ці призначені особи повинні пройти курс теоретичної й практичної підготовки в області медицини, що дає можливість ефективно брати участь у координованих системах надання медичної допомоги й забезпечувати хворим або отримавшим травми задовільний рівень медичного обслуговування в період їхнього знаходження на судні.

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.1.2 Аналіз шкідливих і небезпечних факторів у машинному відділенні судна розглянутого у кваліфікаційній роботі

Машинне відділення судна, взятого у якості прототипу, в зв'язку з наявністю в ньому різного устаткування і механізмів являє собою об'єкт підвищеної небезпеки зі значною кількістю небезпечних і шкідливих факторів. До числа цих факторів відносяться:

Небезпечні:

- машини, що рухаються, механізми, частини обладнання;
- електричний струм;
- термічні;
- вибухи;
- комбіновані.

Шкідливі:

- підвищений рівень вібрації;
- підвищений рівень електромагнітних випромінювань;
- підвищена загазованість;
- підвищена чи знижена температура повітря робочої зони;
- освітленість;
- підвищений рівень шуму.

Розглянемо найбільш суттєві фактори, здатні створити труднощі у виробничій діяльності та заходи щодо їх зниження чи усунення цих факторів.

Токсичні та шкідливі речовини, такі, як: окис азоту, бензол, окис вуглецю у МКВ виділяються при роботі дизель-генераторів, котлів, механізмів СЕУ. Допустимі концентрації шкідливих речовин допускаються наступні: окис вуглецю – 20 мг/м³; окис азоту – 5 мг/м, бензол – 5 мг/м³; пари свинцю – 0,01 мг/м³.

Клас небезпеки перерахованих вище речовин наведений у таблиці 4.1. При надходженні в повітря робочої зони шкідливих речовин з односпрямованим механізмом дії потрібно сигнальне оповіщення про

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		92

перевищення рівня ГПК.

Застосовувані методики виміру концентрації шкідливих речовин у повітрі робочої зони, повинні бути затверджені або погоджені із санітарними службами судноплавних компаній.

Методики й прилади контролю повинні забезпечити вибірний вимір концентрації шкідливої речовини в присутності супутніх компонентів на рівні не менш 0,8 ГПК.

Для підтримки допустимої концентрації шкідливих речовин у МКВ використовується вентиляція.

Таблиця 4.1 – Гранично припустимі концентрації (ГПК) і клас небезпеки деяких шкідливих речовин у повітрі робочої зони (по ГН 2.2. 5.686-98)

Найменування речовини	ГПК мг/ м ³	Агрегатний стан у повітрі	Клас небезпеки
Вуглеводні природного газу (у перерахуванні на вуглець)	300	Пари	4
Диоксид азоту	2	Пари	3
Окис вуглецю*	20	Пари	4
Дизельне паливо	100	Пари	4
Сірководень у суміші з вуглеводнями C ₁ ...C ₅	3	Пари	3
Диоксид сірки	10	Пари	3
Туман сірчаної кислоти	1	Аерозоль	2
Бенз(а)пирен	0,00015	Аерозоль	1

*В автоматизованих СДУ, у яких не передбачається постійне перебування персоналу, допускається підвищення ГПК окису вуглецю до 50 мг/м³ – при тривалості роботи не більше 1 години, до 100 мг/м³ – при тривалості роботи не більше 30 хв.

Машини, що рухаються, механізми, частини обладнання. Небезпека цього фактора полягає у травматизмі вахтового персоналу у зв'язку зі здійсненням різних рухів машинами, обладнанням, що знаходиться в

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		93

приміщенні судна. У проекті судна передбачаються наступні міри безпеки: установка огорожень, установка запобіжних захисних засобів, призначених для автоматичного відключення агрегатів і машин, блокувальні пристрої, що виключають можливість проникнення людини в небезпечну зону, пристрої, що сигналізують, що дають інформацію про роботу обладнання, а також про небезпечні і шкідливі фактори, що при цьому виникають, системи дистанційного керування, яким притаманне здійснення контролю і регулювання роботи обладнання здійснюється з ділянок, віддалених від небезпечної зони.

Джерелом шуму на судні є головний двигун, дизель-генератори, допоміжні механізми, вентилятори та т.п. Для зниження шуму застосовують кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі.

Обслуговуючий персонал МКВ забезпечується засобами індивідуального захисту. Для зниження вібрації машини встановлюють на амортизатори, застосовують звукобірні матеріали. Обслуговуючий персонал забезпечується ковдрами, антивібраційними рукавицями.

Освітленість у МКВ повинна бути наступної [18]:

- продуктивність освітлення не менш 75 лк для ламп накаливання та 115 лк для люмінесцентних;
- аварійне освітлення – не менш 10% основного, повинне бути мале аварійне та переносне освітлення.

Температура повітря, вологість, швидкість повітря. Джерелами теплових випромінювань є нагріті поверхні механізмів, устаткування, трубопроводів. Інтенсивність теплового випромінювання, що допускається, 350...500 Вт/м².

Підвищена температура повітря в робочому приміщенні викликає швидку стомлюваність організму, перегрів. Це веде до зниження працездатності і може стати причиною травматизму. Низька температура може викликати місцеве чи загальне охолодження організму. Для підтримки

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		94

нормальної температури передбачається вентиляція з підігрівником і охолоджувачем повітря. Для гарного самопочуття людей немаловажне значення має температура поверхонь, обгороджуваних приміщень.

Щоб уникнути їхнього відпрівання вона повинна бути не нижче температури повітря в приміщенні більш ніж 6°C и не менше крапки роси.

4.1.3 Техніка безпеки та забезпечення комфортних умов праці при експлуатації енергетичної установки судна

Особливості роботи на морському транспорті вимагають дотримання техніки безпеки. У МКВ розташована безліч машин і механізмів, частини, що рухаються, яких викликають підвищену небезпеку. Тому, щоб створити сприятливі умови у МКВ виконуються наступні вимоги [13]:

- рушійні частини механізмів повинні мати захисні кожухи і обмежувачі;
- майданчики і трюми захищені лесрами заввишки 1,1 м;
- настили у МКВ виконуються з рифленого металевих листа, а конструкції гарт забезпечують проходження повітря для вентиляції.

До небезпечних і шкідливих факторів технологічного процесу модернізації елементів паливних систем дизелів відносяться:

- можливість пошкоджень при роботі з приладдям демонтажу;
- поразка дихальних шляхів при поведені мийних робіт з використанням хімічних речовин;
- пошкодження при проведенні складально-розкладальних робіт без використання або з використанням електромеханічного інструменту (механічне, електромеханічне);
- шум і вібрація при роботі механізованого інструмента;
- можливість поразки електричним струмом при використанні електромеханічного інструменту;
- можливість виникнення пожежі;

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						95
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- отруєння продуктами консервації нових елементів паливних систем;
- падіння переносних і утримуючих у висячому положенні пристосувань та елементів конструкції двигуна.

Усі робітники повинні бути забезпечені: спецодягом і спецвзуттям, індивідуальними засобами захисту.

Для захисту очей від попадання палива та хімічних речовин повинні застосовуватися захисні окуляри. До виконання робіт зв'язаних з переміщенням вантажів, допускаються особи не молодше 18 років, що пройшли медичний огляд курс навчання, та здали іспит і мають кваліфікацію на право проведення даного виду робіт. Стропування і завантаження запасних частин на судно роблять за спеціально призначені обухи відповідно до вимог стропування при цьому використовують спецоснащення. Вентиляція в районі монтажу повинна задовольняти вимогам ОСТ-5.5325. Освітлення ділянки монтажу повинне бути не менш 400 лк (комбіноване).

Для місцевого освітлення дозволяється застосовувати переносні світильники напругою не більш 12 В.

Дерев'яні пристосування, використовувані при демонтажі повинні оброблятися рідиною з глибокою проникною здатністю з вогнезахисними складовими під тиском відповідно до стандартних вимог. При роботі з пальними рідинами при розконсервації механізмів виконувати вимоги безпеки. Перед виконанням демонтажу повинний бути перевірений протипожежний інвентар і засіб пожежогасіння відповідно до існуючих вимог. При виконанні робіт по даному технологічному процесу необхідно дотримувати вимоги наступних документів [18]:

- «Правила безпечної експлуатації піднімальних механізмів»;
- «Інструкція з безпечного ведення робіт для стропальників, що обслуговують піднімальні механізми».

На судні передбачено два виходи з МКВ, розташованих на різних бортах судна, на максимальному видаленні один від одного. Ширина проходів в

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		96

МКВ не менш 0,6 м.

При проведенні робіт на судні використовується змінний струм з напругою 220/380 В, що є небезпечним для життя людини. Для освітлення приладів, внутрішньому зв'язку і сигналізації передбачено напругу 220 В [18], переносних інструментів 24 В.

Для забезпечення безпеки при роботі устаткування вся електроустаткування заземляється.

Для розподілу електроенергії на судах застосовують тільки системи з ізольованою або компенсованою нейтраллю. Опір ізоляції фідерів освітлювальних установок при напрузі до 100 В повинно бути 0,3 МОм, а при напрузі від 100 до 220 В – 0,5 МОм. Для забезпечення безпечної експлуатації електричних установок передбачені також інші заходи, у тому числі діелектричні покриття, мати і доріжки у електрощитів, двері, що замикаються, електрощитів, трансформаторних і інших приміщень.

Пожежі, які можуть виникнути у МКВ, при порушенні правил збереження ПМР, становлять найбільш суттєву загрозу.

Технічні заходи щодо пожежної безпеки [18]:

- встановлення сигналізації, що до оповіщення при пожежі;
- передбачено два аварійних виходи з МКВ;
- автономна система вентиляції у МКВ;
- цистерни палива та масла обладнані повітряними трубами з запобіжними сітками та поплавковими камерами.

Виходи повітряних труб розташовані у місцях нафтопродуктів, що виключають скупчення, їх пар. У МКВ по обох бортах установлені шухляди з піском. Вогнегасники розташовані так, щоб з будь-якої точці приміщення до найближчого вогнегасника відстань не перевищувала 10 м.

Головною метою боротьби з пожежею є – швидке взяття її під контроль та гасіння, яке можливе лише в тому випадку, коли вогнегасящий засіб доставлений до пожежі швидко й в достатній кількості. Це можливо

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		97

забезпечити за допомогою стаціонарних систем пожежогасіння.

У МКВ розглянутого у дипломному проекті судна, встановлено п'ять основних систем пожежогасіння:

1. водопожежна
2. вдорозпилююча
3. піногасіння
4. вуглекислотна
5. порошкова

В перших двох випадках, використовуються рідкі вогнегасящі речовини, в наступних двох використовуються газообразні речовини, а в останній тверді.

4.2 Розрахунок системи вуглекислотного пожежогасіння

Оскільки судно має дизель-редукторну енергетичну установку, МКВ навіщене обладнанням, що утруднює використання води як засобу гасіння пожеж. Відповідно до цього виконаємо перевірочний розрахунок системи вуглекислотного пожежогасіння. Застосування вуглекислого газу особливо ефективно при гасінні палаючого електричного й електронного встаткування.

Діоксид вуглецю (CO_2) – широко розповсюджений засіб пожежогасіння на судах. Ліквідація пожеж у суднових приміщеннях вуглекислим газом здійснюється методом об'ємного гасіння. Для підвищення ефективності гасіння рекомендується герметизація приміщень, у яких застосовується діоксид вуглецю. При нормальних атмосферних умовах діоксид вуглецю являє собою сухий нейтральний газ без кольору й запаху.

При концентраціях у повітрі (до 5% об'єму) діоксид вуглецю безпечний для людини.

Діоксид вуглецю не електропровідний, хімічно неагресивний до металів, нафтопродуктам і іншим легкозаймистим рідинам, не псує вантажі й суднове

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						98
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

встаткування. Будучи в 1,5 рази важче повітря, вуглекислий газ може проникати в місця, важко доступні для інших засобів пожежогасіння: під плити машинних і котельних відділень, в обмежені простори вантажних трюмів, танків, паливних цистерн, спеціальних суднових комор.

На судні, що розглянуто у даній роботі, діоксид вуглецю зберігається в 20 сталевих балонах місткістю 40 л, у яких він перебуває в рідкому стані під тиском порядку 12,5 МПа. Кожний балон містить по 25 кг. Балони розміщують групами по 10 шт. у вертикальному положенні голівками нагору.

Відповідно до вимог, кількість вуглекислоти для гасіння пожежі (кг) на судні визначається виходячи з необхідності захисту найбільшого по обсязі приміщення

$$Q_{\text{co}_2} = 1,79\varphi V,$$

де φ – безрозмірний коефіцієнт, рівний 0,3...0,4;

V – повний обсяг приміщення МКВ, м^3 .

Для подальшого розрахунку необхідно мати значення загального об'єму робочих приміщень (МКВ) судна V , м^3 , якщо розміри МКВ становлять: довжина $L=13,2$ м; ширина $B=14,30$ м; висота $H=3,85$ м.

При цьому об'єм трюму приблизно складе:

$$V = 13,2 \cdot 14,3 \cdot 3,85 = 727 \text{ м}^3$$

$$Q_{\text{co}_2} = 1,79 \cdot 0,35 \cdot 727 = 455 \text{ кг}$$

Наявним на судні є: $20 \cdot 25 = 500$ кг, що перевищує розрахункову норму, тобто запаси вуглекислоти на судні відповідають вимогам.

Вуглекислота застосовується для гасіння пожеж у машинних, котельних і насосних відділеннях, вантажних трюмах і танках, паливних цистернах, картерах головних двигунів, глушителях, димоходах казанів.

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						99
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2 Запобігання забруднення навколишнього середовища

Згідно з міжнародними стандартами офшорні зони визначено як «особливий район» моря, який вважається настільки вразливим до забруднення нафтою, шкідливими речовинами та сміттям, що скидання в останніх було повністю заборонено за невеликими та чітко визначеними винятками. Використання суден в офшорних зонах регулюється положеннями Конвенції ООН з морського права 1982 року, яка поділяє повноваження держав у сфері захисту морського забруднення з суден на: пов'язані з прийняттям законів і правил, спрямованих на захист морського середовища від забруднення з суден, що стосується виконання національних законів і правил, а також міжнародних норм і стандартів щодо запобігання забрудненню моря з суден. Обсяг цих повноважень держав диференційований залежно від того, яка морська зона встановлена, а також залежно від заходів, вжитих для забезпечення виконання норм і правил. Таким чином, визначаючи нормативно-правове забезпечення запобігання забрудненню морського середовища з суден, слід зазначити, що для підвищення ефективності всіх заходів щодо захисту морського середовища від забруднення з суден необхідно чітко визначити обов'язкові стандарти, тобто, ті, що стосуються міжнародних стандартів і норм, згідно з якими держави, під чиїм прапором зареєстровані судна, а також прибережні країни можуть регулювати використання суден в зонах, що розташовані в їхніх територіальних водах або у виключних економічних зонах.

Зазначається, що у своїх внутрішніх водах держави мають повний суверенітет і можуть встановлювати особливі вимоги, пов'язані зі скороченням, контролем і запобіганням забрудненню морського середовища, яким повинні задовольняти іноземні судна для можливого заходження та знаходження у цих водах.

Конструкція судових механізмів, устаткування, систем, корпусу судна розглянутого у даній роботі відповідає вимогам Конвенції по Запобіганню

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						100
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Забруднення Моря Судами (МАРПОЛ 1973/1978), її додаткам №I (Нафта), IV (Стічні води) і V (Сміття).

Для запобігання забруднення моря нафторештками судно обладнане:

Цистерною трюмних вод для збору нафтовмісної води,

Сепаратором трюмних вод продуктивністю 0,5 м³ /годину.

Для запобігання забруднення моря стічними водами й відходами, судно оснащено:

- цистерною для збору побутових стічних вод;
- установкою обробки стічних вод.

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						101
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У роботі розроблений комплекс заходів щодо зниження витрати палива головним двигуном за рахунок модернізації механізму приводу паливних насосів великого тиску, що дозволяє змінювати закон впорску палива для головного двигуна MAN L28/32. Це досягається шляхом заміни валу приводу паливних насосів високого тиску.

Аналіз умов роботи показав, що після модернізації двигуна – вдосконаленню конструкції механізму приводу ПНВТ, ми одержуємо економію палива, приблизно $1,26 \text{ г}/(\text{кВт} \times \text{год.})$ і зменшимо об'єм викидів NO_x .

Для підтвердження ефективності запропонованих технічних рішень у роботі виконаний тепловий розрахунок робочого процесу та розрахунок паливної системи з визначенням нового профілю паливного кулачка. Розрахунки показали, що використання модернізованої системи паливopостачання двигуна забезпечить зниження питомої витрати палива з 194 до $192,76 \text{ г}/(\text{кВт} \times \text{год.})$.

Крім того, в роботі значна увага приділена питанням охорони праці при роботі у МКВ й питанням охорони навколишнього середовища.

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						102
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. «Highland Spirit». www.gulfmark.com/pdfs/HIGHLAND_SPIRIT.pdf
2. Introduction to Project Guide L28/32, MAN, Augsburg 08028-Germany, 0D/H5250/94.08.12. – 1998. – 586 с.
3. **Mollenhauer K. Tschoeke H.** Handbook of Diesel Engines. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010. – 634 p.
4. **Woodyard D.** Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, MA 01803. 2004. – 914 с.
5. **Bilousov I.V.** Internal combustion engines of modern marine vessels. Textbook for higher maritime educational institutions / I.V. Bilousov, M.P. Bulgakov – Astroprint, Odesa, 2024 – 512 p. ISBN 978-617-7797-54-7
6. **Bilousov I.** Modern Marine Internal Combustion Engines. A Technical and Historical Overview. Springer Series on Naval Architecture, Marine Engineering, Shipbuilding and Shipping. 2020. – 285 p. ISBN 978-3-030-49748-4 <https://doi.org/10.1007/978-3-030-49749-1>
7. **Наливайко В.С.** Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко. — Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
8. **Latache M.** Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Elsevier Ltd. – 2021. – 957 p.
9. **Woodyard D.** Marine diesel engines and gas turbines. Ninth Edition, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, MA 01803, 2009. – 896 p.
10. **Білоусов Є.В.** Навчальний посібник до курсу «Суднові двигуни внутрішнього згоряння та їх експлуатація» (виконання розрахунково-графічної роботи) Навчальний посібник / Є.В. Білоусов, Р.А. Варбанець, В.П.Савчук // Херсон – ХДМА, Одеса – ОНМУ, 2021 – 215 с.
11. **Суворов П.С.** Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебное

					ПННІ НУК 131.61.24.29.ПЗ	Арк.
						103
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

пособие. Одесса, ОНМА, 2012. – 626 с.

12. **Белоусов Е.В.** Топливные системы современных судовых дизелей. Херсон, ХГМА, 2014. – 260 с.
13. **Парсаданов И.В.** Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. – Харьков: Издательский центр НТУ(ХПИ), 2003.– 244 с.
14. **Heywood J.B.** Internal Combustion Engine Fundamentals. Second Edition. McGraw-Hill Education. New York, Chicago, San Francisco, Athens, London, Madrid, Mexico, City Milan, New Delhi, Singapore, Sydney, Toronto. – 2018. – 1721 p.
15. **Okubo M.** New Technologies for Emission Control in Marine Diesel Engines. / **M. Okubo, T. Kuwahara** // Butterworth-Heinemann, Kidlington, Oxford, United Kingdom, Elsevier Inc. 2020. – 284 p.
16. **Brawn D.T.** A History of the Sulzer low-speed marine diesel engine. Sulzer Brothers Ltd., 8401 Winterthur (Switzerk Design: W. Guntensperger, SPW, 8802 Kilchberg (Switzerland)
17. **Kuiken K.** Diesel Engines I for ship propulsion and power plants from 0 to 100,000 kW. Groningen, Netherlands: Target Global Energy Training. 2008. – 509 p.
18. **Іванов Б.М.** Основи охорони праці на морському транспорті. / Б.М. Іванов, М.О. Колегасв, Ю.І. Касилов, О.І. Іванов // КОМПАС, Одеса, 2003 – 416 с.

Таблиця А.1 – Поточне значення ходу S , швидкості C , прискорення W плунжера й радіусів кривизни профілю R

β	K_3	K_4	S , мм	C , м/с	X	C_k	ω_K	W , м/с ²	R
0	0,016	0,074	0,00	0	0,09	0	40,56	102,3	0,09
1	0,016	0,074	0,02	0,044	0,10	0,085	40,56	79,1	0,106
2	0,016	0,074	0,05	0,078	0,14	0,17	40,56	79,1	0,137
3	0,016	0,074	0,10	0,112	0,19	0,255	40,56	72,1	0,184
4	0,016	0,074	0,16	0,143	0,25	0,34	40,56	83,7	0,244
5	0,016	0,074	0,24	0,179	0,32	0,425	40,56	90,7	0,321
6	0,016	0,074	0,33	0,218	0,42	0,51	40,56	67,4	0,414
7	0,016	0,074	0,44	0,247	0,52	0,595	40,56	60,5	0,52
8	0,016	0,074	0,56	0,273	0,64	0,68	40,56	76,7	0,637
9	0,016	0,074	0,69	0,306	0,77	0,765	40,56	60,5	0,769
10	0,016	0,074	0,83	0,332	0,92	0,85	40,56	65,1	0,911
11	0,016	0,074	0,99	0,36	1,07	0,935	40,56	86,0	1,066
12	0,016	0,074	1,16	0,397	1,24	1,02	40,56	79,0	1,237
13	0,016	0,074	1,34	0,431	1,43	1,105	40,56	72,1	1,422
14	0,016	0,074	1,54	0,462	1,63	1,19	40,56	79,0	1,621
15	0,016	0,074	1,75	0,496	1,84	1,275	40,56	79,1	1,834
16	0,016	0,074	1,98	0,53	2,07	1,36	40,56	79,1	2,062
17	0,016	0,074	2,22	0,564	2,31	1,445	40,56	76,7	2,304
18	0,016	0,074	2,48	0,597	2,57	1,53	40,56	60,5	2,561
19	0,016	0,074	2,75	0,623	2,83	1,615	40,56	86,0	2,829
20	0,016	0,074	3,03	0,66	3,12	1,7	40,56	72,1	3,113
21	0,016	0,074	3,33	0,691	3,42	1,785	40,56	72,1	3,41
22	0,016	0,074	3,64	0,722	3,73	1,87	40,56	79,1	3,721
23	0,016	0,074	3,97	0,756	4,05	1,955	40,56	65,1	4,046
24	0,016	0,074	4,30	0,784	4,39	2,04	40,56	74,4	4,383
25	0,016	0,074	4,65	0,816	4,74	2,125	40,56	76,7	4,734
26	0,016	0,074	5,02	0,849	5,10	2,21	40,56	67,4	5,099
27	0,016	0,074	5,40	0,878	5,48	2,295	40,56	79,1	5,477
28	0,016	0,074	5,79	0,912	5,87	2,38	40,56	95,3	5,869

Продовження таблиці А.1.

β	K_3	K_4	$S, \text{мм}$	$C, \text{м/с}$	X	C_K	ω_K	$W, \text{м/с}^2$	R
29	0,016	0,074	6,20	0,953	6,28	2,465	40,56	162,8	6,279
30	0,016	0,074	6,64	1,023	6,72	2,55	40,56	193,0	6,719
31	0,016	0,074	7,11	1,106	7,20	2,635	40,56	237,2	7,195
32	0,016	0,074	7,63	1,208	7,72	2,72	40,56	227,9	7,714
33	0,016	0,074	8,20	1,306	8,28	2,805	40,56	218,6	8,276
34	0,016	0,074	8,80	1,4	8,88	2,89	40,56	218,6	8,878
35	0,016	0,074	9,44	1,494	9,53	2,975	40,56	197,6	9,521
36	0,016	0,074	10,12	1,579	10,21	3,06	40,56	223,2	10,2
37	0,016	0,074	10,84	1,675	10,93	3,145	40,56	188,3	10,92
38	0,016	0,074	11,60	1,756	11,68	3,23	40,56	180,3	11,68
39	0,016	0,074	12,38	1,834	12,47	3,315	40,56	0,0	12,46
40	0,016	0,074	13,17	1,834	13,26	3,4	40,56	0,0	13,25
41	0,016	0,074	13,96	1,834	14,05	3,485	40,56	0,0	14,04
42	0,016	0,074	14,75	1,834	14,84	3,57	40,56	0,0	14,83
43	0,016	0,074	15,54	1,834	15,62	3,655	40,56	-157,9	15,62
44	0,016	0,074	16,30	1,766	16,38	3,74	40,56	-157,9	16,38
45	0,016	0,074	17,03	1,698	17,11	3,825	40,56	-157,9	17,11
46	0,016	0,074	17,73	1,63	17,81	3,91	40,56	-157,9	17,81
47	0,016	0,074	18,40	1,562	18,49	3,995	40,56	-157,9	18,48
48	0,016	0,074	19,04	1,494	19,13	4,08	40,56	-157,9	19,12
49	0,016	0,074	19,66	1,426	19,74	4,165	40,56	-157,9	19,74
50	0,016	0,074	20,24	1,358	20,33	4,25	40,56	-157,9	20,32
51	0,016	0,074	20,80	1,29	20,88	4,335	40,56	-157,9	20,88
52	0,016	0,074	21,32	1,222	21,41	4,42	40,56	-157,9	21,4
53	0,016	0,074	21,82	1,154	21,90	4,505	40,56	-157,9	21,9
54	0,016	0,074	22,29	1,087	22,37	4,59	40,56	-157,9	22,37
55	0,016	0,074	22,72	1,019	22,81	4,675	40,56	-157,9	22,8
56	0,016	0,074	23,13	0,951	23,22	4,76	40,56	-157,9	23,21
57	0,016	0,074	23,51	0,883	23,60	4,845	40,56	-157,9	23,59
58	0,016	0,074	23,86	0,815	23,95	4,93	40,56	-157,9	23,94

Продовження таблиці А.1.

β	K_3	K_4	$S, \text{мм}$	$C, \text{м/с}$	X	C_K	ω_K	$W, \text{м/с}^2$	R
59	0,016	0,074	24,18	0,747	24,27	5,015	40,56	-157,9	24,26
60	0,016	0,074	24,48	0,679	24,56	5,1	40,56	-157,9	24,56
61	0,016	0,074	24,74	0,611	24,82	5,185	40,56	-157,9	24,82
62	0,016	0,074	24,97	0,543	25,06	5,27	40,56	-157,9	25,05
63	0,016	0,074	25,18	0,475	25,26	5,355	40,56	-157,9	25,26
64	0,016	0,074	25,35	0,407	25,44	5,44	40,56	-157,9	25,43
65	0,016	0,074	25,50	0,34	25,58	5,525	40,56	-157,9	25,58
66	0,016	0,074	25,62	0,272	25,70	5,61	40,56	-157,9	25,7
67	0,016	0,074	25,70	0,204	25,79	5,695	40,56	-157,9	25,78
68	0,016	0,074	25,76	0,136	25,85	5,78	40,56	-157,9	25,84
69	0,016	0,074	25,79	0,068	25,88	5,865	40,56	-157,9	25,87
70	0,016	0,074	25,79	7E-16	25,88	5,95	40,56	0,0	25,87
71	0,016	0,074	25,66	0	25,75	6,035	40,56	0,0	25,74
72	0,016	0,074	25,53	0	25,62	6,12	40,56	0,0	25,61
73	0,016	0,074	25,40	0	25,49	6,205	40,56	0,0	25,48
74	0,016	0,074	25,27	0	25,36	6,29	40,56	0,0	25,35
75	0,016	0,074	25,15	0	25,23	6,375	40,56	0,0	25,23
76	0,016	0,074	25,02	0	25,10	6,46	40,56	0,0	25,1
77	0,016	0,074	24,89	0	24,97	6,545	40,56	0,0	24,97
78	0,016	0,074	24,76	0	24,84	6,63	40,56	0,0	24,84
79	0,016	0,074	24,63	0	24,72	6,715	40,56	0,0	24,71
80	0,016	0,074	24,50	0	24,59	6,8	40,56	0,0	24,58
81	0,016	0,074	24,37	0	24,46	6,885	40,56	0,0	24,45
82	0,016	0,074	24,24	0	24,33	6,97	40,56	0,0	24,32
83	0,016	0,074	24,11	0	24,20	7,055	40,56	0,0	24,19
84	0,016	0,074	23,99	0	24,07	7,14	40,56	0,0	24,07
85	0,016	0,074	23,86	0	23,94	7,225	40,56	0,0	23,94
86	0,016	0,074	23,73	0	23,81	7,31	40,56	0,0	23,81
87	0,016	0,074	23,60	0	23,68	7,395	40,56	0,0	23,68
88	0,016	0,074	23,47	0	23,55	7,48	40,56	0,0	23,55

Продовження таблиці А.1.

β	K_3	K_4	$S, \text{мм}$	$C, \text{м/с}$	X	C_K	ω_K	$W, \text{м/с}^2$	R
89	0,016	0,074	23,34	0	23,43	7,565	40,56	0,0	23,42
90	0,016	0,074	23,21	0	23,30	7,65	40,56	0,0	23,29
91	0,016	0,074	23,08	0	23,17	7,735	40,56	0,0	23,16
92	0,016	0,074	22,95	0	23,04	7,82	40,56	0,0	23,03
93	0,016	0,074	22,82	0	22,91	7,905	40,56	0,0	22,9
94	0,016	0,074	22,70	0	22,78	7,99	40,56	0,0	22,78
95	0,016	0,074	22,57	0	22,65	8,075	40,56	0,0	22,65
96	0,016	0,074	22,44	0	22,52	8,16	40,56	0,0	22,52
97	0,016	0,074	22,31	0	22,39	8,245	40,56	0,0	22,39
98	0,016	0,074	22,18	0	22,27	8,33	40,56	0,0	22,26
99	0,016	0,074	22,05	0	22,14	8,415	40,56	0,0	22,13
100	0,016	0,074	21,92	0	22,01	8,5	40,56	0,0	22
101	0,016	0,074	21,79	0	21,88	8,585	40,56	0,0	21,87
102	0,016	0,074	21,66	0	21,75	8,67	40,56	0,0	21,74
103	0,016	0,074	21,54	0	21,62	8,755	40,56	0,0	21,61
104	0,016	0,074	21,41	0	21,49	8,84	40,56	0,0	21,49
105	0,016	0,074	21,28	0	21,36	8,925	40,56	0,0	21,36
106	0,016	0,074	21,15	0	21,23	9,01	40,56	0,0	21,23
107	0,016	0,074	21,02	0	21,10	9,095	40,56	0,0	21,1
108	0,016	0,074	20,89	0	20,98	9,18	40,56	0,0	20,97
109	0,016	0,074	20,76	0	20,85	9,265	40,56	0,0	20,84
110	0,016	0,074	20,63	0	20,72	9,35	40,56	0,0	20,71
111	0,016	0,074	20,50	0	20,59	9,435	40,56	0,0	20,58
112	0,016	0,074	20,37	0	20,46	9,52	40,56	0,0	20,45
113	0,016	0,074	20,25	0	20,33	9,605	40,56	0,0	20,33
114	0,016	0,074	20,12	0	20,20	9,69	40,56	0,0	20,2
115	0,016	0,074	19,99	0	20,07	9,775	40,56	0,0	20,07
116	0,016	0,074	19,86	0	19,94	9,86	40,56	0,0	19,94
117	0,016	0,074	19,73	0	19,81	9,945	40,56	0,0	19,81
118	0,016	0,074	19,60	0	19,69	10,03	40,56	0,0	19,68

Продовження таблиці А.1.

β	K_3	K_4	$S, \text{мм}$	$C, \text{м/с}$	X	C_K	ω_K	$W, \text{м/с}^2$	R
119	0,016	0,074	19,47	0	19,56	10,12	40,56	0,0	19,55
120	0,016	0,074	19,34	0	19,43	10,2	40,56	0,0	19,42
121	0,016	0,074	19,21	0	19,30	10,29	40,56	0,0	19,29
122	0,016	0,074	19,09	0	19,17	10,37	40,56	0,0	19,16
123	0,016	0,074	18,96	0	19,04	10,46	40,56	0,0	19,04
124	0,016	0,074	18,83	0	18,91	10,54	40,56	0,0	18,91
125	0,016	0,074	18,70	0	18,78	10,63	40,56	0,0	18,78
126	0,016	0,074	18,57	0	18,65	10,71	40,56	0,0	18,65
127	0,016	0,074	18,44	0	18,53	10,8	40,56	0,0	18,52
128	0,016	0,074	18,31	0	18,40	10,88	40,56	0,0	18,39
129	0,016	0,074	18,18	0	18,27	10,97	40,56	0,0	18,26
130	0,016	0,074	18,05	0	18,14	11,05	40,56	0,0	18,13
131	0,016	0,074	17,92	0	18,01	11,14	40,56	0,0	18
132	0,016	0,074	17,80	0	17,88	11,22	40,56	0,0	17,88
133	0,016	0,074	17,67	0	17,75	11,31	40,56	0,0	17,75
134	0,016	0,074	17,54	0	17,62	11,39	40,56	0,0	17,62
135	0,016	0,074	17,41	0	17,49	11,48	40,56	0,0	17,49
136	0,016	0,074	17,28	0	17,36	11,56	40,56	0,0	17,36
137	0,016	0,074	17,15	0	17,24	11,65	40,56	0,0	17,23
138	0,016	0,074	17,02	0	17,11	11,73	40,56	0,0	17,1
139	0,016	0,074	16,89	0	16,98	11,82	40,56	0,0	16,97
140	0,016	0,074	16,76	0	16,85	11,9	40,56	0,0	16,84
141	0,016	0,074	16,64	0	16,72	11,99	40,56	0,0	16,71
142	0,016	0,074	16,51	0	16,59	12,07	40,56	0,0	16,59
143	0,016	0,074	16,38	0	16,46	12,16	40,56	0,0	16,46
144	0,016	0,074	16,25	0	16,33	12,24	40,56	0,0	16,33
145	0,016	0,074	16,12	0	16,20	12,33	40,56	0,0	16,2
146	0,016	0,074	15,99	0	16,08	12,41	40,56	0,0	16,07
147	0,016	0,074	15,86	0	15,95	12,5	40,56	0,0	15,94
148	0,016	0,074	15,73	0	15,82	12,58	40,56	0,0	15,81

Продовження таблиці А.1.

β	K_3	K_4	$S, \text{мм}$	$C, \text{м/с}$	X	C_K	ω_K	$W, \text{м/с}^2$	R
149	0,016	0,074	15,60	0	15,69	12,67	40,56	0,0	15,68
150	0,016	0,074	15,47	0	15,56	12,75	40,56	0,0	15,55
151	0,016	0,074	15,35	0	15,43	12,84	40,56	0,0	15,43
152	0,016	0,074	15,22	0	15,30	12,92	40,56	0,0	15,3
153	0,016	0,074	15,09	0	15,17	13,01	40,56	0,0	15,17
154	0,016	0,074	14,96	0	15,04	13,09	40,56	0,0	15,04
155	0,016	0,074	14,83	0	14,91	13,18	40,56	0,0	14,91
156	0,016	0,074	14,70	0	14,79	13,26	40,56	0,0	14,78
157	0,016	0,074	14,57	0	14,66	13,35	40,56	0,0	14,65
158	0,016	0,074	14,44	0	14,53	13,43	40,56	0,0	14,52
159	0,016	0,074	14,31	0	14,40	13,52	40,56	0,0	14,39
160	0,016	0,074	14,18	0	14,27	13,6	40,56	0,0	14,26
161	0,016	0,074	14,06	0	14,14	13,69	40,56	0,0	14,14
162	0,016	0,074	13,93	0	14,01	13,77	40,56	0,0	14,01
163	0,016	0,074	13,80	0	13,88	13,86	40,56	0,0	13,88
164	0,016	0,074	13,67	0	13,75	13,94	40,56	0,0	13,75
165	0,016	0,074	13,54	0	13,63	14,03	40,56	0,0	13,62
166	0,016	0,074	13,41	0	13,50	14,11	40,56	0,0	13,49
167	0,016	0,074	13,28	0	13,37	14,2	40,56	0,0	13,36
168	0,016	0,074	13,15	0	13,24	14,28	40,56	0,0	13,23
169	0,016	0,074	13,02	0	13,11	14,37	40,56	0,0	13,1
170	0,016	0,074	12,90	0	12,98	14,45	40,56	0,0	12,98
171	0,016	0,074	12,77	0	12,85	14,54	40,56	0,0	12,85
172	0,016	0,074	12,64	0	12,72	14,62	40,56	0,0	12,72
173	0,016	0,074	12,51	0	12,59	14,71	40,56	0,0	12,59
174	0,016	0,074	12,38	0	12,46	14,79	40,56	0,0	12,46
175	0,016	0,074	12,25	0	12,34	14,88	40,56	0,0	12,33
176	0,016	0,074	12,12	0	12,21	14,96	40,56	0,0	12,2
177	0,016	0,074	11,99	0	12,08	15,05	40,56	0,0	12,07
178	0,016	0,074	11,86	0	11,95	15,13	40,56	0,0	11,94

Продовження таблиці А.1.

β	K_3	K_4	$S, \text{мм}$	$C, \text{м/с}$	X	C_K	ω_K	$W, \text{м/с}^2$	R
179	0,016	0,074	11,73	0	11,82	15,22	40,56	0,0	11,81
180	0,016	0,074	11,61	0	11,69	15,3	40,56	0,0	11,69
181	0,016	0,074	11,48	0	11,56	15,39	40,56	0,0	11,56
182	0,016	0,074	11,35	0	11,43	15,47	40,56	0,0	11,43
183	0,016	0,074	11,22	0	11,30	15,56	40,56	0,0	11,3
184	0,016	0,074	11,09	0	11,18	15,64	40,56	0,0	11,17
185	0,016	0,074	10,96	0	11,05	15,73	40,56	0,0	11,04
186	0,016	0,074	10,83	0	10,92	15,81	40,56	0,0	10,91
187	0,016	0,074	10,70	0	10,79	15,9	40,56	0,0	10,78
188	0,016	0,074	10,57	0	10,66	15,98	40,56	0,0	10,65
189	0,016	0,074	10,45	0	10,53	16,07	40,56	0,0	10,52
190	0,016	0,074	10,32	0	10,40	16,15	40,56	0,0	10,4
191	0,016	0,074	10,19	0	10,27	16,24	40,56	0,0	10,27
192	0,016	0,074	10,06	0	10,14	16,32	40,56	0,0	10,14
193	0,016	0,074	9,93	0	10,01	16,41	40,56	0,0	10,01
194	0,016	0,074	9,80	0	9,89	16,49	40,56	0,0	9,88
195	0,016	0,074	9,67	0	9,76	16,58	40,56	0,0	9,751
196	0,016	0,074	9,54	0	9,63	16,66	40,56	0,0	9,622
197	0,016	0,074	9,41	0	9,50	16,75	40,56	0,0	9,493
198	0,016	0,074	9,28	0	9,37	16,83	40,56	0,0	9,364
199	0,016	0,074	9,16	0	9,24	16,92	40,56	0,0	9,235
200	0,016	0,074	9,03	0	9,11	17	40,56	0,0	9,106
201	0,016	0,074	8,90	0	8,98	17,09	40,56	0,0	8,978
202	0,016	0,074	8,77	0	8,85	17,17	40,56	0,0	8,849
203	0,016	0,074	8,64	0	8,72	17,26	40,56	0,0	8,72
204	0,016	0,074	8,51	0	8,60	17,34	40,56	0,0	8,591
205	0,016	0,074	8,38	0	8,47	17,43	40,56	0,0	8,462
206	0,016	0,074	8,25	0	8,34	17,51	40,56	0,0	8,333
207	0,016	0,074	8,12	0	8,21	17,6	40,56	0,0	8,204
208	0,016	0,074	8,00	0	8,08	17,68	40,56	0,0	8,075

Продовження таблиці А.1.

β	K_3	K_4	$S, \text{мм}$	$C, \text{м/с}$	X	C_K	ω_K	$W, \text{м/с}^2$	R
209	0,016	0,074	7,87	0	7,95	17,77	40,56	0,0	7,946
210	0,016	0,074	7,74	0	7,82	17,85	40,56	0,0	7,817
211	0,016	0,074	7,61	0	7,69	17,94	40,56	0,0	7,688
212	0,016	0,074	7,48	0	7,56	18,02	40,56	0,0	7,559
213	0,016	0,074	7,35	0	7,44	18,11	40,56	0,0	7,43
214	0,016	0,074	7,22	0	7,31	18,19	40,56	0,0	7,301
215	0,016	0,074	7,09	0	7,18	18,28	40,56	0,0	7,172
216	0,016	0,074	6,96	0	7,05	18,36	40,56	0,0	7,043
217	0,016	0,074	6,83	0	6,92	18,45	40,56	0,0	6,914
218	0,016	0,074	6,71	0	6,79	18,53	40,56	0,0	6,785
219	0,016	0,074	6,58	0	6,66	18,62	40,56	0,0	6,656
220	0,016	0,074	6,45	0	6,53	18,7	40,56	0,0	6,527
221	0,016	0,074	6,32	0	6,40	18,79	40,56	0,0	6,398
222	0,016	0,074	6,19	0	6,27	18,87	40,56	0,0	6,27
223	0,016	0,074	6,06	0	6,15	18,96	40,56	0,0	6,141
224	0,016	0,074	5,93	0	6,02	19,04	40,56	0,0	6,012
225	0,016	0,074	5,80	0	5,89	19,13	40,56	0,0	5,883
226	0,016	0,074	5,67	0	5,76	19,21	40,56	0,0	5,754
227	0,016	0,074	5,55	0	5,63	19,3	40,56	0,0	5,625
228	0,016	0,074	5,42	0	5,50	19,38	40,56	0,0	5,496
229	0,016	0,074	5,29	0	5,37	19,47	40,56	0,0	5,367
230	0,016	0,074	5,16	0	5,24	19,55	40,56	0,0	5,238
231	0,016	0,074	5,03	0	5,11	19,64	40,56	0,0	5,109
232	0,016	0,074	4,90	0	4,99	19,72	40,56	0,0	4,98
233	0,016	0,074	4,77	0	4,86	19,81	40,56	0,0	4,851
234	0,016	0,074	4,64	0	4,73	19,89	40,56	0,0	4,722
235	0,016	0,074	4,51	0	4,60	19,98	40,56	0,0	4,593
236	0,016	0,074	4,38	0	4,47	20,06	40,56	0,0	4,464
237	0,016	0,074	4,26	0	4,34	20,15	40,56	0,0	4,335
238	0,016	0,074	4,13	0	4,21	20,23	40,56	0,0	4,206

Продовження таблиці А.1.

β	K_3	K_4	$S, \text{мм}$	$C, \text{м/с}$	X	C_K	ω_K	$W, \text{м/с}^2$	R
239	0,016	0,074	4,00	0	4,08	20,32	40,56	0,0	4,077
240	0,016	0,074	3,87	0	3,95	20,4	40,56	0,0	3,948
241	0,016	0,074	3,74	0	3,82	20,49	40,56	0,0	3,819
242	0,016	0,074	3,61	0	3,70	20,57	40,56	0,0	3,691
243	0,016	0,074	3,48	0	3,57	20,66	40,56	0,0	3,562
244	0,016	0,074	3,35	0	3,44	20,74	40,56	0,0	3,433
245	0,016	0,074	3,22	0	3,31	20,83	40,56	0,0	3,304
246	0,016	0,074	3,09	0	3,18	20,91	40,56	0,0	3,175
247	0,016	0,074	2,97	0	3,05	21	40,56	0,0	3,046
248	0,016	0,074	2,84	0	2,92	21,08	40,56	0,0	2,917
249	0,016	0,074	2,71	0	2,79	21,17	40,56	0,0	2,788
250	0,016	0,074	2,58	0	2,66	21,25	40,56	0,0	2,659
251	0,016	0,074	2,45	0	2,54	21,34	40,56	0,0	2,53
252	0,016	0,074	2,32	0	2,41	21,42	40,56	0,0	2,401
253	0,016	0,074	2,19	0	2,28	21,51	40,56	0,0	2,272
254	0,016	0,074	2,06	0	2,15	21,59	40,56	0,0	2,143
255	0,016	0,074	1,93	0	2,02	21,68	40,56	0,0	2,014
256	0,016	0,074	1,81	0	1,89	21,76	40,56	0,0	1,885
257	0,016	0,074	1,68	0	1,76	21,85	40,56	0,0	1,756
258	0,016	0,074	1,55	0	1,63	21,93	40,56	0,0	1,627
259	0,016	0,074	1,42	0	1,50	22,02	40,56	0,0	1,499
260	0,016	0,074	1,29	0	1,37	22,1	40,56	0,0	1,37
261	0,016	0,074	1,16	0	1,25	22,19	40,56	0,0	1,241
262	0,016	0,074	1,03	0	1,12	22,27	40,56	0,0	1,112
263	0,016	0,074	0,90	0	0,99	22,36	40,56	0,0	0,983
264	0,016	0,074	0,77	0	0,86	22,44	40,56	0,0	0,854
265	0,016	0,074	0,64	0	0,73	22,53	40,56	0,0	0,725
266	0,016	0,074	0,52	0	0,60	22,61	40,56	0,0	0,597
267	0,016	0,074	0,39	0	0,47	22,7	40,56	0,0	0,468
268	0,016	0,074	0,26	0	0,34	22,78	40,56	0,0	0,339

Продовження таблиці А.1.

269	0,016	0,074	0,13	0	0,21	22,87	40,56	0,0	0,212
270	0,016	0,074	0,00	0	0,09	22,95	40,56	0,0	0,09
271	0,016	0,074	0,00	0	0,09	23,04	40,56	0,0	0,09
272	0,016	0,074	0,00	0	0,09	23,12	40,56	0,0	0,09
273	0,016	0,074	0,00	0	0,09	23,21	40,56	0,0	0,09
274	0,016	0,074	0,00	0	0,09	23,29	40,56	0,0	0,09
275	0,016	0,074	0,00	0	0,09	23,38	40,56	0,0	0,09
276	0,016	0,074	0,00	0	0,09	23,46	40,56	0,0	0,09
277	0,016	0,074	0,00	0	0,09	23,55	40,56	0,0	0,09
278	0,016	0,074	0,00	0	0,09	23,63	40,56	0,0	0,09
279	0,016	0,074	0,00	0	0,09	23,72	40,56	0,0	0,09
280	0,016	0,074	0,00	0	0,09	23,8	40,56	0,0	0,09
281	0,016	0,074	0,00	0	0,09	23,89	40,56	0,0	0,09
282	0,016	0,074	0,00	0	0,09	23,97	40,56	0,0	0,09
283	0,016	0,074	0,00	0	0,09	24,06	40,56	0,0	0,09
284	0,016	0,074	0,00	0	0,09	24,14	40,56	0,0	0,09
285	0,016	0,074	0,00	0	0,09	24,23	40,56	0,0	0,09
286	0,016	0,074	0,00	0	0,09	24,31	40,56	0,0	0,09
287	0,016	0,074	0,00	0	0,09	24,4	40,56	0,0	0,09
288	0,016	0,074	0,00	0	0,09	24,48	40,56	0,0	0,09
289	0,016	0,074	0,00	0	0,09	24,57	40,56	0,0	0,09
290	0,016	0,074	0,00	0	0,09	24,65	40,56	0,0	0,09
291	0,016	0,074	0,00	0	0,09	24,74	40,56	0,0	0,09
292	0,016	0,074	0,00	0	0,09	24,82	40,56	0,0	0,09
293	0,016	0,074	0,00	0	0,09	24,91	40,56	0,0	0,09
294	0,016	0,074	0,00	0	0,09	24,99	40,56	0,0	0,09
295	0,016	0,074	0,00	0	0,09	25,08	40,56	0,0	0,09
296	0,016	0,074	0,00	0	0,09	25,16	40,56	0,0	0,09
297	0,016	0,074	0,00	0	0,09	25,25	40,56	0,0	0,09
298	0,016	0,074	0,00	0	0,09	25,33	40,56	0,0	0,09
299	0,016	0,074	0,00	0	0,09	25,42	40,56	0,0	0,09

Продовження таблиці А.1.

β	K_3	K_4	$S, \text{мм}$	$C, \text{м/с}$	X	C_κ	ω_K	$W, \text{м/с}^2$	R
300	0,016	0,074	0,00	0	0,09	25,5	40,56	0,0	0,09
301	0,016	0,074	0,00	0	0,09	25,59	40,56	0,0	0,09
302	0,016	0,074	0,00	0	0,09	25,67	40,56	0,0	0,09
303	0,016	0,074	0,00	0	0,09	25,76	40,56	0,0	0,09
304	0,016	0,074	0,00	0	0,09	25,84	40,56	0,0	0,09
305	0,016	0,074	0,00	0	0,09	25,93	40,56	0,0	0,09
306	0,016	0,074	0,00	0	0,09	26,01	40,56	0,0	0,09
307	0,016	0,074	0,00	0	0,09	26,1	40,56	0,0	0,09
308	0,016	0,074	0,00	0	0,09	26,18	40,56	0,0	0,09
309	0,016	0,074	0,00	0	0,09	26,27	40,56	0,0	0,09
310	0,016	0,074	0,00	0	0,09	26,35	40,56	0,0	0,09
311	0,016	0,074	0,00	0	0,09	26,44	40,56	0,0	0,09
312	0,016	0,074	0,00	0	0,09	26,52	40,56	0,0	0,09
313	0,016	0,074	0,00	0	0,09	26,61	40,56	0,0	0,09
314	0,016	0,074	0,00	0	0,09	26,69	40,56	0,0	0,09
315	0,016	0,074	0,00	0	0,09	26,78	40,56	0,0	0,09
316	0,016	0,074	0,00	0	0,09	26,86	40,56	0,0	0,09
317	0,016	0,074	0,00	0	0,09	26,95	40,56	0,0	0,09
318	0,016	0,074	0,00	0	0,09	27,03	40,56	0,0	0,09
319	0,016	0,074	0,00	0	0,09	27,12	40,56	0,0	0,09
320	0,016	0,074	0,00	0	0,09	27,2	40,56	0,0	0,09
321	0,016	0,074	0,00	0	0,09	27,29	40,56	0,0	0,09
322	0,016	0,074	0,00	0	0,09	27,37	40,56	0,0	0,09
323	0,016	0,074	0,00	0	0,09	27,46	40,56	0,0	0,09
324	0,016	0,074	0,00	0	0,09	27,54	40,56	0,0	0,09
325	0,016	0,074	0,00	0	0,09	27,63	40,56	0,0	0,09
326	0,016	0,074	0,00	0	0,09	27,71	40,56	0,0	0,09
327	0,016	0,074	0,00	0	0,09	27,8	40,56	0,0	0,09
328	0,016	0,074	0,00	0	0,09	27,88	40,56	0,0	0,09
329	0,016	0,074	0,00	0	0,09	27,97	40,56	0,0	0,09

Продовження таблиці А.1.

β	K_3	K_4	$S, \text{мм}$	$C, \text{м/с}$	X	C_K	ω_K	$W, \text{м/с}^2$	R
330	0,016	0,074	0,00	0	0,09	28,05	40,56	0,0	0,09
331	0,016	0,074	0,00	0	0,09	28,14	40,56	0,0	0,09
332	0,016	0,074	0,00	0	0,09	28,22	40,56	0,0	0,09
333	0,016	0,074	0,00	0	0,09	28,31	40,56	0,0	0,09
334	0,016	0,074	0,00	0	0,09	28,39	40,56	0,0	0,09
335	0,016	0,074	0,00	0	0,09	28,48	40,56	0,0	0,09
336	0,016	0,074	0,00	0	0,09	28,56	40,56	0,0	0,09
337	0,016	0,074	0,00	0	0,09	28,65	40,56	0,0	0,09
338	0,016	0,074	0,00	0	0,09	28,73	40,56	0,0	0,09
339	0,016	0,074	0,00	0	0,09	28,82	40,56	0,0	0,09
340	0,016	0,074	0,00	0	0,09	28,9	40,56	0,0	0,09
341	0,016	0,074	0,00	0	0,09	28,99	40,56	0,0	0,09
342	0,016	0,074	0,00	0	0,09	29,07	40,56	0,0	0,09
343	0,016	0,074	0,00	0	0,09	29,16	40,56	0,0	0,09
344	0,016	0,074	0,00	0	0,09	29,24	40,56	0,0	0,09
345	0,016	0,074	0,00	0	0,09	29,33	40,56	0,0	0,09
346	0,016	0,074	0,00	0	0,09	29,41	40,56	0,0	0,09
347	0,016	0,074	0,00	0	0,09	29,5	40,56	0,0	0,09
348	0,016	0,074	0,00	0	0,09	29,58	40,56	0,0	0,09
349	0,016	0,074	0,00	0	0,09	29,67	40,56	0,0	0,09
350	0,016	0,074	0,00	0	0,09	29,75	40,56	0,0	0,09
351	0,016	0,074	0,00	0	0,09	29,84	40,56	0,0	0,09
352	0,016	0,074	0,00	0	0,09	29,92	40,56	0,0	0,09
353	0,016	0,074	0,00	0	0,09	30,01	40,56	0,0	0,09
354	0,016	0,074	0,00	0	0,09	30,09	40,56	0,0	0,09
355	0,016	0,074	0,00	0	0,09	30,18	40,56	0,0	0,09
356	0,016	0,074	0,00	0	0,09	30,26	40,56	0,0	0,09
357	0,016	0,074	0,00	0	0,09	30,35	40,56	0,0	0,09
358	0,016	0,074	0,00	0	0,09	30,43	40,56	0,0	0,09
359	0,016	0,074	0,00	0	0,09	30,52	40,56	0,0	0,09