

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

«___» _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: «Проект 4-тактного дизельного двигуна потужністю 550 кВт з розробкою технологічного процесу виготовлення колінчастого валу. Прототип 6 ЧН 21/21».

Виконав:

студент групи 44-ЕМ-23

(підпис) **Отченаш С.В.**

Керівник роботи:

доцент кафедри ІМ та ТМ,

к.т.н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)

(підпис) **Познанський А.С.**

Первомайськ - 2025 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

« ____ » _____ 2025 р.

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

Студенту Отченашеві Сергієві Володимировичу

1. Тема роботи: «Проект 4-тактного дизельного двигуна потужністю 550 кВт з розробкою технологічного процесу виготовлення колінчастого валу. Прототип 6 ЧН 21/21».

Керівник роботи к.т.н, доцент Познанський А.С.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.2025 року за № 23.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 12.05.2025 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6 ЧН 21/21 потужністю 550 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).

Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Поперечний переріз двигуна 6 ЧН 21/21. 2. Діаграми динаміки.

3. Схеми систем двигуна. 4. Колінчатий вал двигуна.

6. Консультанти роботи

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

7. Дата видачі завдання «10» лютого 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

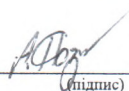
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Приміт
1	Вступ.	24.02.2025	
2	Загальний розділ.	10.03.2025	
3	Конструкторський розділ.	31.03.2025	
4	Охорона праці та навколишнього середовища.	14.04.2025	
5	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	28.04.2025	
6	Оформлення кваліфікаційної роботи.	12.05.2025	

Студент



Отченаш С.В.

Керівник
роботи



к.т.н, доцент Познанський А.С.

АНОТАЦІЯ

В дипломному проекті було виконано розрахунок робочого циклу 4 - тактного дизельного двигуна 6ЧН21/21 потужністю 550 кВт при 1000 хв^{-1} колінчатого валу. За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого циклу і побудовано індикаторну діаграму. Проведено аналіз ефективних показників проектованого двигуна й прототипу. Проведено динамічний розрахунок двигуна та побудовані діаграми динаміки.

В конструкторському розділі дипломного проекту виконано розробку систем двигуна. Розроблено технологічний процес виготовлення колінчастого валу.

В роботі розглянуто основні вимоги до експлуатації двигуна, розроблено заходи з охорони праці та розглянуто питання охорони навколишнього середовища.

Дипломний проект виконано українською мовою на 79 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 літературних джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

Ключові слова: дизельний двигун, робочий цикл, система керування, пусковий клапан, вібрація, шум.

ABSTRACT

In the work, the calculation of the working cycle of a 4-stroke 6-cylinder diesel engine with supercharging 21/21 with a capacity of 550 kW at a crankshaft speed of 1000 rpm was performed. Based on the results of the calculation, the main parameters of the working cycle were obtained and an indicator diagram was constructed. An analysis of the effective indicators of the designed engine and prototype was carried out. A dynamic calculation of the engine was performed and dynamics diagrams were constructed.

In the design section of the diploma project, the development of engine systems was carried out. The technological process for manufacturing the crankshaft was developed.

The paper examines the basic requirements for engine operation, develops occupational safety measures, and considers environmental protection issues.

The thesis is written in Ukrainian on 79 sheets of calculation and explanatory notes. 10 literary sources were used. The graphic part is presented on 4 drawings of A1 format.

Keywords: diesel engine, duty cycle, control system, starting valve, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	6
1.1 Технічна характеристика двигуна	6
1.2 Опис конструкції двигуна 6ЧН21/21	7
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	12
2.1 Розрахунок робочого процесу двигуна	12
2.2 Розрахунок індикаторної діаграми	23
2.3 Аналіз ефективних показників проєктованого двигуна й прототипу	25
2.4 Динамічний розрахунок двигуна	26
2.5 Розробка систем двигуна	35
2.6 Розробка технологічного процесу виготовлення колінчастого валу	53
3. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	63
3.1 Розробка заходів з охорони праці	63
3.2 Охорона навколишнього середовища	66
ВИСНОВКИ	73
ЛІТЕРАТУРА	74
ДОДАТКИ	75
1. Поперечний переріз двигуна 6ЧН21/21 Ф-А1	
2. Діаграми динаміки Ф-А1	
3. Схеми систем двигуна Ф-А1	
4. Колінчатий вал двигуна Ф-А1	

					ПННІ НУК 142.44.25.22. ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив		Отченаш С.В.			Пояснювальна записка	Літ.	Арк.
Перевірів		Познанський А.С.					Аркушів
							4
							79
Н. контр.		Познанський А.С.				44-ЕМ-23	
Затвердив		Нестеренко В.В.					

ВСТУП

На вітчизняних залізницях поряд з електровозами широке застосування знайшли тепловози. Накопичено деякі дані по експлуатації дослідних зразків газотурбовозів. Тепловози і газотурбовози належать до автономних локомотивів, у яких в якості первинних джерел енергії використовуються двигуни внутрішнього згоряння - поршневі і газотурбінні.

Сучасний тепловозний двигун являє собою поєднання поршневої машини і елементів газотурбінного двигуна, до яких відносяться лопаточні машини-турбіни і компресори. Лопаточні машини служать для подачі повітря під тиском в поршковий двигун. Є також схеми і конструкції поршневих двигунів, де газова турбіна додатково виробляє енергію, передану на вал відбору потужності. Значення лопаткових машин в роботі тепловозного двигуна все більше зростає. Наприклад, потужність турбіни турбокомпресора для подачі повітря досягає вже 20...30% номінальної потужності двигуна. Тому сучасний тепловозний двигун часто називають комбінованим або турбопоршковим.

Колінчастий вал є найбільш напруженої деталлю, трудомісткою в виготовленні. При роботі вал навантажується змінними силами і моментами, схильний до крутильних, згинальних і поздовжніх коливань, які при несприятливих умовах (резонансні і близькі до них режими роботи) можуть істотно збільшити напруги в валі від основних газових і інерційних зусиль. Шийки валу під дією тертя схильні до зносу. Тому колінчастий вал повинен володіти високою міцністю, жорсткістю і зносостійкістю.

З цих причин колінчастий вал сучасного форсованого двигуна є однією з найбільш часто ушкоджуються деталей [1].

Саме надійна робота, технічні і економічні показники, послужили для вибору дизельного двигуна 6ЧН21/21 потужністю 550 кВт в якості прототипу для дипломного проектування.

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						5
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Технічна характеристика двигуна

Двигун 6ЧН21/21 (рис. 1.1) – чотиритактний, шестициліндровий, тронковий, з безпосереднім уприскуванням палива, газотурбінним наддувом і охолодженням наддувочного повітря, в рядному виконанні. Основні технічні характеристики двигуна приведені в табл. 1.1.

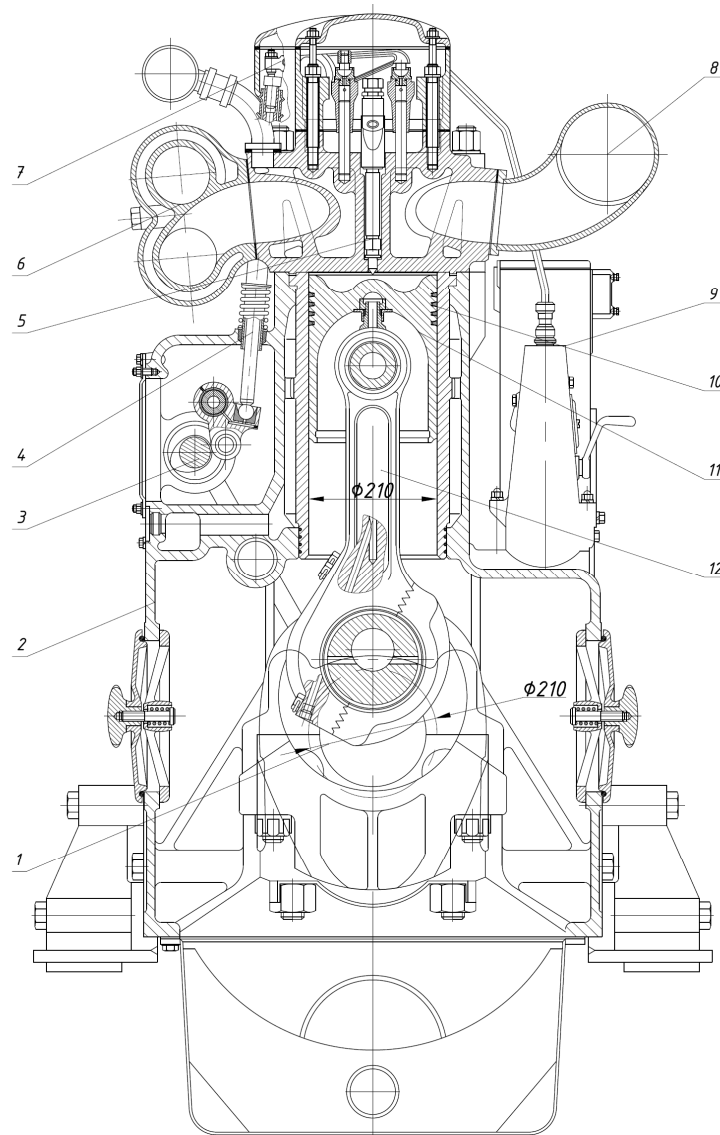


Рис. 1.1 – Двигун 6ЧН 21/21: 1 – колінчастий вал; 2 – картер; 3 – розподільний вал; 4 – штанга штофхача; 5 – форсунка; 6 – випускний колектор; 7 – коромисло; 8 – впускний колектор; 9 – ПНВТ; 10 – поршневі кільця; 11 – поршень; 12 – шатун

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		6

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики двигуна

Параметр	Значення
Розмірність двигуна, D/S, мм	210/210
Тип двигуна	4-х тактний
Кількість циліндрів	6
Розміщення циліндрів	рядний
Потужність, кВт	550
Частота обертання колінчатого валу, хв ⁻¹	1000

Двигун призначений для промислових тепловозів, силових агрегатів бурових установок і дизель-генераторів для кар'єрних самоскидів.

1.2. Опис конструкції двигуна 6ЧН21/21

Блок-картер (рис. 1.2) дизеля складається з відливої в цілому вилівки. Поперечні перегородки поділяють блок-картер на шість відсіків. Кожен відсік розділяється горизонтальними перегородками на порожнини: порожнина картера, розподільного валу і порожнину охолодження втулок циліндрів. У нижній частині поперечні перегородки остова двигуна мають U-образні виточки, в яких розташовуються підвіски корінних підшипників. У бічних стінках блок-картера знаходяться люки для монтажу і контролювання шатунів.

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		7



Рис. 1.2 – Блок-картер двигуна

Люки блок-картера закриваються кришками картерних люків. З кожного боку в одній з кришок картерних люків встановлена горловина для затоки масла. Кришки картерних люків блок-картера виконані з обох сторін із вибухозахисними клапанами. Клапани повинні виконувати наступне завдання: знижувати надлишковий тиск в картері при можливому виникненні в ньому вибухів газу. Вибухозахисний клапан складається з тарілки, що притискається пружиною до робочої фаски. Пружина впирається в екрануючий ковпак, який відхиляє вибухові гази. Всередині блок-картера по всій його довжині в нижній частині порожнини розподільного валу виконана масляна магістраль у вигляді каналу зі сталеві труби, залитої в блок-картер. Від масляної магістралі йдуть висвердлені канали до підшипників колінчастого валу, до підшипників розподільного валу і до осей рокерів.

Розподільний вал (рис. 1.3) складається з двох частин: частини 1 для приводу клапанних механізмів циліндрів 1,2,3 і частини 2 для циліндрів 4,5,6. При складанні обидва вали центруються буртом однієї з них в іншій і з'єднуються прізонними болтами. Гайки болтів шплінтуються. Розподільчий вал обертається в семи бронзових підшипниках. Бурти крайніх підшипників

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		8

служать в якості опори проти поздовжнього зміщення валу. Осьовий зазор валу регулюється товщиною компенсаційної шайби, яка розміщується між торцем валу і шестернею.



Рис. 1.3 – Розподільний вал двигуна

Приводна шестерня з внутрішніми зубами прикріплена до розподільного валу болтами, які зупиняються дротом. На кінці валу з насосного боку двигуна закріплені болтами шестерня для приводу розподільного валу і шестерня для приводу реле частоти обертання дизеля. Шестерня приводу розподільного валу встановлюється за певним кутом осі випускного кулачка 1-го циліндра відносно осі, що проходить через отвори для штифта і праве клеймо на зубі шестерні. Болти кріплення шестерень стопоряться дротом. Між опорними точками розподільного валу розміщуються відповідно два кулачка, причому той з них, який розташовується найбільш ближче до кінця валу на насосній стороні дизеля, на кожному циліндровій ділянці є випускним кулачком, інші - впускними кулачками. Кулачки для впуску і випуску розміщуються на валу відповідно до порядку роботи циліндрів дизеля і з фазами газорозподілу. Правильне геометричне положення кулачків фаз газорозподілу досягається при складанні, коли калібровочні отвори, які позначені вибитим клеймом А, збігаються. Опорні шийки валу і кулачки цементуються і гартуються.

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		9

Втулка циліндра (рис. 1.4) відлита з легованого сірого чавуну і вмонтована в отвори блок-картера. Між циліндричної кришкою і втулкою циліндра є ущільнення у вигляді мідної прокладки. Нижній пояс втулки циліндра ущільнюється гумовими кільцями круглого перетину. За винятком першого циліндра, там між другою і третьою канавками знаходиться зневоднюючий канал.



Рис. 1.4 – Втулка двигуна

Механізм газорозподілу призводить в дію впускні і випускні клапана. Ось рокерів виконана з двох частин. Вона монтується в розточці блок-картера. Змащення здійснюється від головної масляної магістралі. Для цієї мети вісь рокерів пустотіла і забезпечена отворами. Крім того є отвори для проходження масла через рокери і штанги на змащення клапанних механізмів кришок циліндрів. Обидва кінці осі рокерів з різьбовими отворами для полегшення демонтажу. Для припинення поздовжнього переміщення вісь рокерів фіксується на обох кінцях кришками з ущільненнями.

Для кожного циліндра передбачається по два рокера, які монтуються на втулках з буртами. Загальний зазор між рокером і втулкою встановлюється підбором відповідних шайб, причому досягається, щоб ролики рокерів всієї довжини спиралися на кулачки розподільного валу. Ролики спираються на

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						10
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

пальцях з плаваючими втулками. Пальці запресовуються в рокер і фіксуються штифтами від можливого поздовжнього зсуву.

При обертанні розподільного валу кулачок переміщається по ролику і пересуває рокер. При цьому штанга передає рух на коромисло і через траверсу відкриваються клапана. Зворотний рух клапанів і всього приводу газорозподілу здійснюється під впливом клапанних пружин, які таким чином впливають на весь механізм газорозподілу і запобігають піднесення роликів рокера з кулачків. Масло, що надходить в рокер, розподіляється по каналах на мастило ролика і через внутрішню порожнину штанги на мастило приводу клапанного механізму циліндричної кришки. Необхідні фази газорозподілу встановлюються суміщенням міток на шестерні приводу валу з міткою на люку передній кришці дизеля, при цьому колінчастий вал встановлюється в ВМТ 1 та 6 циліндрів.

Поршні дизеля литі з алюмінієвого сплаву. Головка поршня охолоджується маслом. Поршневий палець плаваючого типу.

Шатуни сталеві з двотавровим перетином стрижня, в якому є отвір для підведення масла до поршневого пальця і для охолодження головки поршня. Кривошипна головка шатуна виконується з косим роз'ємом.

Колінчастий вал дизеля штампований з легованої сталі. Азотація шийок забезпечує підвищення зносостійкості і втомної міцності останніх. Для зменшення напруг від крутильних коливань на передньому кінці колінчастого валу є фланець для установки гідравлічного демпфера крутильних коливань і для кріплення фланця додаткового відбору потужності.

У передній частині піддона розміщується масляний насос. У безпосередній близькості до дизеля розташовуються масляні фільтри грубого і тонкого очищення і охолоджувач масла.

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						11
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Розрахунок робочого процесу двигуна

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила [2].

Крім відпрацьовування параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження тощо.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках, особливо на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

Зниження токсичності парів палива й мастила забезпечується надійною конструкцією паливної і масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску впливає на рівень надійності двигуна [3].

При конструюванні варто забезпечити, легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через циліндр [10].

Двигун не повинний бути захищений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити дизель, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог.

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						12
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Застосування двигуна в складі дизельної електростанції обумовлює такі параметри, як частота обертання і потужність, вимоги до системи регулювання частоти обертання, особливо жорсткі, тому що необхідно забезпечити злагоджену роботу на всіх режимах експлуатації.

Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згоряння змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також маються теплові та аеродинамічні втрати [4].

Крім розрахункового треба розглядати ще дійсний цикл, котрий здійснюється в працюючому двигуні і в наступний час не може бути точно описаним із за недосконалості розрахункових методик та складності процесів, що протікають в ньому. Чим більш досконала методика теплового розрахунку, тим більш ближче розрахунковий цикл до дійсного.

В даному дипломному проекті використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом.

Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження.

На його основі можливо:

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						13
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уяву про основні параметри циклу та фактори, що впливають на процеси робочого циклу;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, що проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд опитних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою персонального комп'ютера в програмі *Mathcad*.

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (стандартні умови застосування).

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,1013$ МПа (стандартні атмосферні умови).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для СОД $\varepsilon = 11 \dots 17$. Приймаємо $\varepsilon = 14$

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення $П_k$. З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,705$.

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						14
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Показник адіабати повітря $k_e = 1,4$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,96$.

Адiabатний ККД турбіни $\eta_{m.ad} = 0,8$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. У СОД $\gamma_r = 0,02-0,08$. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначити після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для МОД і СОД $\xi_z = 0,75-0,94$; $\xi_b = 0,86-0,98$. Приймаємо $\xi_z = 0,85$; $\xi_b = 0,9$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = 1,3 \dots 2,0$. Для СОД $\lambda = 1,05-1,55$. Приймаємо $\lambda = 1,4$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: (5 – 45) К – для ДВЗ з наддувом та (10 – 20) К – для ДВЗ без наддуву.

Приймаємо $\Delta T_a = 20$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,96$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач представляє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. Приймаємо $\Delta P_{ox} = 0,005$ МПа.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах 600...900 К. Приймаємо $T_r = 750$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться для двигуна, який працює на НФО (heavy fuel oil) – важкому паливі. Масовий склад пального [5]:

Вуглець – С = 0,87 кг;

Водень – Н = 0,126 кг;

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		15

Сірка – S = 0 кг;

Кисень – O = 0,004 кг.

Нижча теплота згоряння палива Q_n^0 . Для дизельного пального приймаємо $Q_n^d = 42664,4$ кДж/кг.

Коефіцієнт тактності Z. Це кількість робочих ходів поршня за один оберт колінчатого валу. $Z = 0,5$.

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,332}{0,1013} \right)^{0,286} - 1}{0,8} \right] = 446,801$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 446,801 - 0,97 \times (446,801 - 293) = 297,614$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{297,614 + 20 + 0,04 \times 750}{1 + 0,04} = 334,244$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,332 - 0,005 = 0,327$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,97 \times P_s = 0,97 \times 0,327 = 0,317$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{14}{14 - 1} \times \frac{0,317}{0,327} \times \frac{297,614}{334,244} \times \frac{1}{1 + 0,04} \times (1 - 0) = 0,894$$

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						16
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок процесу стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено. 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 у дійсному процесі. При виборі величини n_1 , необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого валу 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; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_1 = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунку:

$$n_1 = 1,364$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_1} = 0,317 \times 14^{1,364} = 11,614$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1 - 1} = 334,244 \times 14^{1,364 - 1} = 874,162$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,705}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,338$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,338} = 1,0236$$

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						17
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0236 + 0,04}{1 + 0,04} = 1,0227$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,85}{0,9} = 0,944$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,0236 - 1}{1 + 0,04} \right) \times 0,944 = 1,021$$

Максимальна температура згоряння, К

$$\frac{\xi_z \times Q_n}{\alpha \times L_0} + [c_v' + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c_v'' + 8,314 \times \lambda)] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c_{pz}'' \times T_z$$

$$T_z = \frac{C}{A \times T_z + B}$$

$$A = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times b_z$$

$$B = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times (a_{vz} + 8,314)$$

$$C = \frac{\xi_z \times Q_n}{\alpha \times L_0} + [(19,26 + 0,0025 \times T_c) + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times ((20,47 + 0,0036 \times T_c) + 8,314 \times \lambda)] \times T_c$$

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 1700$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1643 \text{ К}$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,4 \times 11,614 = 16,259$$

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						18
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,021}{1,4} \times \frac{1643}{874,162} = 1,372$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{14}{1,372} = 10,205$$

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,3$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного прийнемо:

$$n_2 = 1,289$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1643 \times \frac{1}{10,205^{1,289-1}} = 839,224$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{16,259}{10,205^{1,289}} = 0,813$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						19
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$= \frac{11,614}{14-1} \times \left[1,4 \times (1,372 - 1) + \frac{1,4 \times 1,372}{1,289 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{10,205^{1,289-1}} \right) - \frac{1}{1,364 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{14^{1,364-1}} \right) \right] = 1,852$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 1,852 \times 0,96 \times (1 - 0) = 1,778$$

Індикаторна питома витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,327 \times 0,894}{2,705 \times 0,495 \times 297,614 \times 1,778} = 0,179$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,179 \times 42664,4} = 0,472$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 1,778 \times 0,85 = 1,512$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,472 \times 0,85 = 0,401$$

Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,179}{0,85} = 0,2102$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,21^2 \times 0,21 \times 0,5 \times 1,512 \times 1000 \times 6 = 550,13$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{550,13 - 550}{550,13} = 0,024\%$$

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						20
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищує 0,5%.

Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

Універсальна газова стала $R = 287$ Дж/кг*К

$$G = \left(\frac{\pi \times D_c^2}{4} \right) \times S_c \times \left(\frac{P_s \times 10^6}{R \times T_s} \right) \times \eta_n \times i \times z \times \left(\frac{n}{60} \right) \times \phi_a =$$

$$= \left(\frac{3,14 \times 0,21^2}{4} \right) \times 0,21 \times \frac{0,327 \times 10^6}{287 \times 297,614} \times 0,894 \times 6 \times 0,5 \times 1000 \times 1 = 1,307$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 1,307 + 0,2102 \times \frac{550,13}{3600} = 1,34$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,95 \times 0,332 = 0,315$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 839,224 \times \left(\frac{0,315}{0,813} \right)^{\frac{1,289-1}{1,289}} = 678,457$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0] + (0,79 \times \alpha \times L_0) =$$

$$= \left(\frac{0,87}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + [0,21 \times (2,705 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 2,705 \times 0,495) = 1,371$$

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, кДж/кг*К

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						21
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \times M_s \times 189} + \frac{H}{2 \times M_s \times 461,6} + \frac{0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0}{M_s \times 259,8} + \frac{0,79 \times \alpha \times L_0}{M_s \times 296,8}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{0,873}{12 \times 1,371 \times 189} + \frac{0,125}{2 \times 1,371 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (2,705 - 1) \times 0,495}{1,371 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 2,705 \times 0,495}{1,371 \times 296,8}} = 287,547$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,933 + 0,003 \times 678,457) + 8,314}{19,933 + 0,003 \times 678,457} = 1,383$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \times R_t \times T_t \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \times \eta_{t,m} \times \eta_{t,ad} \times G_t}{G \times R \times T_0 \times \left(\frac{k_\epsilon}{k_\epsilon - 1} \right) \times \frac{1}{\eta_{k,ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} =$$

$$= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,383}{1,383 - 1} \right) \times 287,547 \times 678,457 \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,315}{0,1013} \right)^{\frac{1,383 - 1}{1,383}}} \right] \times 0,96 \times 0,8 \times 1,34}{1,307 \times 287 \times 293 \times \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \times \frac{1}{0,78}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 3,32$$

Дійсний тиск надуву, МПа

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						22
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{kd} = \Pi_k \times P_0 = 3,32 \times 0,1013 = 0,3323$$

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,3323 - 0,332}{0,3323} = 0,001\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданим і отриманим в результаті розрахунку тиском надуву не перевищує 0,5%.

2.2 Розрахунок індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Надалі ця діаграма є вхідними даними для динамічного розрахунку та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі похибки.

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами [7]:

– для процесу стиснення:

$$p = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

$$p = \frac{p_z \cdot p^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де $v/v_c = \varepsilon_x$ - відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення.

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані, які приведені в табл. 2.1. Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми наведено в табл. 2.2.

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						23
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.1 – Основні дані для побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,364
Показник політропи розширення n_2	1,289
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	11,614
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	16,259
Ступінь попереднього розширення ρ	1,372
Ступінь стиснення ε	14

Таблиця 2.2 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	16,26	
1,00	11,61	16,26
1,37	7,54	16,26
2,00	4,50	9,98
2,63	3,10	7,01
3,27	2,31	5,32
3,90	1,82	4,23
4,53	1,48	3,49
5,16	1,24	2,95
5,79	1,06	2,54
6,42	0,92	2,22
7,05	0,81	1,97
7,69	0,72	1,76
8,32	0,65	1,59
8,95	0,58	1,45
9,58	0,53	1,33
10,21	0,49	1,22
10,84	0,45	1,13
11,47	0,42	1,05
12,11	0,39	0,98
12,74	0,36	0,92
13,37	0,34	0,86
14,00	0,32	0,81
14,00		0,32

Індикаторна діаграма двигуна представлена на рис. 2.1.

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						24
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

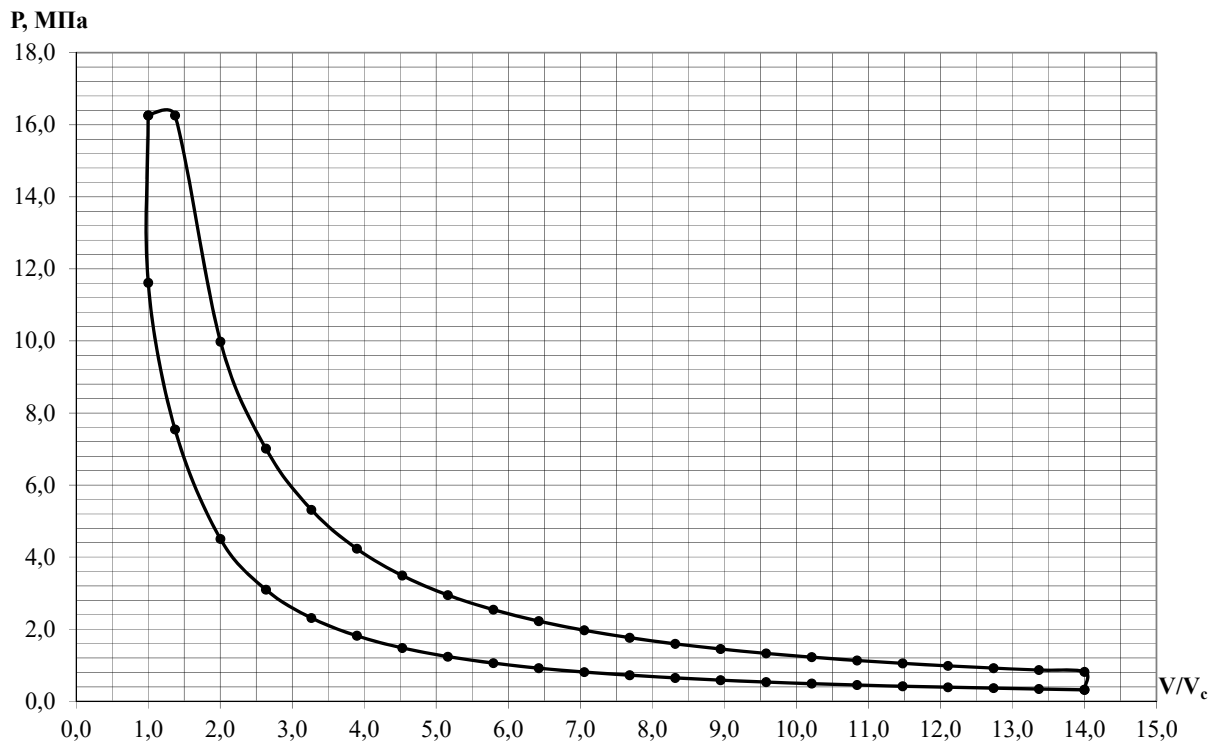


Рис. 2.1 – Індикаторна діаграма

2.3 Аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу

В результаті розрахунків отримана математична модель циклу двигуна типу 6ЧН21/21, який має основні параметри, що надаються у табл. 2.3.

Згідно з значенням тиску наддуву ($P_k = 3,32$) двигун належить до машин з високим тиском наддуву.

Згідно з середнім ефективним тиском ($P_e = 1,512$ МПа) двигун має середнє значення форсування по цьому параметру.

Згідно з значенням ($\eta_e = 0,401$) двигун відповідає помірний рівень економічності, йому ж відповідає отримане значення ($g_e = 0,2102$ кг/кВт•год).

По величині максимального тиску при згорянні ($P_z = 16,252$ МПа) двигун відповідає звичайному рівню цього параметра для двигунів великого форсування по P_k , тож його конструкція відповідає умові працездатності.

По величині максимальної температури циклу ($T_z = 1643$ К) двигун задовольняє умовам екологічності та термічної стійкості звичайної конструкції.

По величині температури газів перед турбіною (678 К) конструкція відповідає умовам нормальної роботи турбіни для таких двигунів.

Таким чином, робочий цикл двигуна характеризується середнім рівнем форсування по наддуву і середньому ефективному тиску, двигун відповідає вимогам щодо економічності та екологічності, він задовольняє вимогам до працездатності конструкції.

Таблиця 2.3 – Основні параметри двигуна типу 6ЧН21/21

Ефективна потужність	N_e	кВт	550
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	1,512
Тиск робочого тіла в точці z	P_z	МПа	16,252
Тиск газів перед турбіною	P_t	МПа	0,315
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,332
Температура повітря в ресивері	T_s	К	297,614
Температура робочого тіла в точці z	T_z	К	1643
Температура газів перед турбіною	T_t	К	678,457
Коефіцієнт надлишку повітря	α		2,705
Питома витрата палива	g_e	кг/кВт·год	0,2102
Ефективний ККД	η_e		0,401

2.4 Динамічний розрахунок двигуна

При вивченні динамічних явищ у ДВЗ у першу чергу розглядають сили від тиску газів P_g і сили інерції P_j . Сумарна сила є рушійна сила [8]:

$$P_{руш} = P_g + P_j.$$

При повороті колінчастого валу сумарна сила може бути розкладена на складові (рис. 2.2).

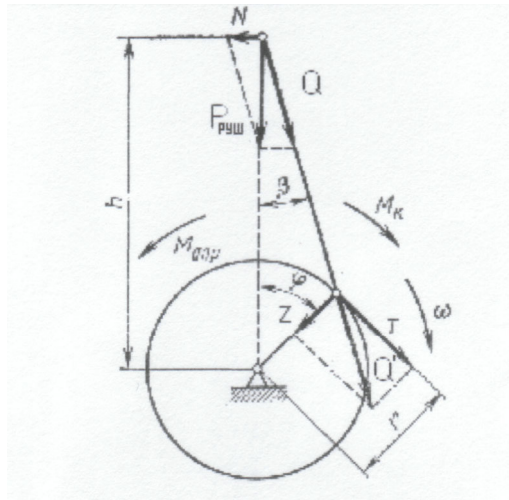


Рис. 2.2 – Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Сили інерції зворотно-поступальних рухомих мас обчислюють за формулою:

$$P_j = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

Сила інерції обертових мас діє по радіусу кривошипа і визначається по формулі:

$$P_r = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r$$

Сили тиску газів в циліндрі двигуна залежно від ходу поршня визначають по індикаторній діаграмі, побудованій за даними теплового розрахунку або отриманій експериментально.

Сила тиску газів на поршень, яка діє по осі циліндра, дорівнює:

$$P_r^x = (P_x - P_0) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

Сила, яка діє по осі кривошипа, дорівнює:

$$Z = P_w \cdot \cos(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \cos(\varphi + \beta)$$

Дотична сила визначається формулою:

$$T = P_w \cdot \sin(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

Добуток сили T на радіус r називають крутним моментом двигуна:

$$M_k = T \cdot r = r \cdot \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

У табл. 2.4 представлені необхідні параметри для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок виконаний за допомогою програми *Excel* і представлений в табл. 2.5 – 2.6. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 2.3 – 2.5.

На рис. 2.3 P_r – сила тиску газів на поршень; P_j – сила інерції одного циліндра двигуна; P_{dv} – рушійна сила (вертикальна сила, що діє на центр поршневого пальця).

На рис. 2.4 N – нормальна сила, яка притискує поршень до втулки; Z – сила, що діє по осі кривошипа; T – дотична сила.

На рис. 2.5 T_E – сумарні дотичні сили, T^{cp}_E – середнє значення сумарних дотичних сил.

Таблиця 2.4 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,21
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	1000
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	16,259
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,327
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,332
Тиск залишкових газів	МПа	P_Γ	0,4
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,296
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	60
Радіус кривошипа	м	r	0,105
Ступінь стиснення		ε	14
Показник політропи стиснення		n_1	1,364
Показник політропи розширення		n_2	1,289
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,372
Кількість циліндрів		i	6

Таблиця 2.5 – Результати динамічного розрахунку

φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	0,3320	-2,5838	-2,2518	0,0000	-2,2518	0,0000
10	0,3320	-2,5179	-2,1859	-0,1125	-2,1332	-0,4903
20	0,3320	-2,3255	-1,9935	-0,2025	-1,8040	-0,8721
30	0,3320	-2,0216	-1,6896	-0,2519	-1,3373	-1,0630
40	0,3320	-1,6297	-1,2977	-0,2499	-0,8334	-1,0256
50	0,3320	-1,1790	-0,8470	-0,1954	-0,3948	-0,7745
60	0,3320	-0,7018	-0,3698	-0,0969	-0,1009	-0,3687
70	0,3320	-0,2298	0,1022	0,0292	0,0075	0,1060
80	0,3320	0,2083	0,5403	0,1621	-0,0658	0,5603
90	0,3320	0,5901	0,9221	0,2812	-0,2812	0,9221
100	0,3320	0,9007	1,2327	0,3699	-0,5783	1,1498
110	0,3320	1,1339	1,4659	0,4186	-0,8947	1,2344
120	0,3320	1,2919	1,6239	0,4256	-1,1806	1,1935
130	0,3320	1,3840	1,7160	0,3959	-1,4063	1,0600
140	0,3320	1,4248	1,7568	0,3383	-1,5632	0,8700
150	0,3320	1,4315	1,7635	0,2629	-1,6587	0,6541
160	0,3320	1,4214	1,7534	0,1781	-1,7085	0,4323
170	0,3320	1,4088	1,7408	0,0896	-1,7299	0,2141
180	0,3270	1,4035	1,7305	0,0000	-1,7305	0,0000
190	0,3292	1,4088	1,7381	-0,0894	-1,7272	-0,2138
200	0,3361	1,4214	1,7575	-0,1785	-1,7126	-0,4333
210	0,3482	1,4315	1,7797	-0,2653	-1,6739	-0,6601
220	0,3665	1,4248	1,7913	-0,3450	-1,5939	-0,8871
230	0,3926	1,3840	1,7766	-0,4099	-1,4560	-1,0975
240	0,4291	1,2919	1,7210	-0,4511	-1,2511	-1,2649
250	0,4796	1,1339	1,6135	-0,4607	-0,9848	-1,3586
260	0,5501	0,9007	1,4508	-0,4353	-0,6806	-1,3532
270	0,6498	0,5901	1,2399	-0,3781	-0,3781	-1,2399
280	0,7942	0,2083	1,0026	-0,3008	-0,1222	-1,0396
290	1,0095	-0,2298	0,7797	-0,2227	0,0575	-0,8089
300	1,3423	-0,7018	0,6406	-0,1679	0,1749	-0,6387
310	1,8781	-1,1790	0,6991	-0,1613	0,3258	-0,6392
320	2,7762	-1,6297	1,1465	-0,2208	0,7363	-0,9061
330	4,3169	-2,0216	2,2953	-0,3422	1,8167	-1,4440
340	6,8532	-2,3255	4,5277	-0,4599	4,0973	-1,9808
350	10,1542	-2,5179	7,6363	-0,3928	7,4520	-1,7129
360	11,9637	-2,5838	9,3800	0,0000	9,3800	0,0000
370	16,2590	-2,5179	13,7411	0,7069	13,4096	3,0823
380	14,4369	-2,3255	12,1114	1,2303	10,9602	5,2985
390	9,3280	-2,0216	7,3064	1,0893	5,7829	4,5966

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		29

400	6,1463	-1,6297	4,5166	0,8699	2,9008	3,5696
410	4,2483	-1,1790	3,0693	0,7081	1,4304	2,8064
420	3,0929	-0,7018	2,3912	0,6268	0,6528	2,3842
430	2,3629	-0,2298	2,1331	0,6091	0,1572	2,2128
440	1,8836	0,2083	2,0920	0,6277	-0,2549	2,1692
450	1,5582	0,5901	2,1483	0,6552	-0,6552	2,1483
460	1,3312	0,9007	2,2319	0,6697	-1,0471	2,0817
470	1,1694	1,1339	2,3034	0,6577	-1,4059	1,9395
480	1,0527	1,2919	2,3446	0,6145	-1,7045	1,7232
490	0,9680	1,3840	2,3520	0,5426	-1,9275	1,4529
500	0,9070	1,4248	2,3317	0,4491	-2,0749	1,1548
510	0,8641	1,4315	2,2956	0,3423	-2,1592	0,8514
520	0,8357	1,4214	2,2571	0,2293	-2,1994	0,5565
530	0,8196	1,4088	2,2284	0,1146	-2,2144	0,2741
540	0,8143	1,4035	2,2178	0,0000	-2,2178	0,0000
550	0,4000	1,4088	1,8088	-0,0931	-1,7975	-0,2225
560	0,4000	1,4214	1,8214	-0,1850	-1,7748	-0,4491
570	0,4000	1,4315	1,8315	-0,2731	-1,7226	-0,6793
580	0,4000	1,4248	1,8248	-0,3514	-1,6237	-0,9037
590	0,4000	1,3840	1,7840	-0,4116	-1,4620	-1,1020
600	0,4000	1,2919	1,6919	-0,4435	-1,2300	-1,2435
610	0,4000	1,1339	1,5339	-0,4380	-0,9362	-1,2916
620	0,4000	0,9007	1,3007	-0,3903	-0,6102	-1,2132
630	0,4000	0,5901	0,9901	-0,3019	-0,3019	-0,9901
640	0,4000	0,2083	0,6083	-0,1825	-0,0741	-0,6308
650	0,4000	-0,2298	0,1702	-0,0486	0,0125	-0,1765
660	0,4000	-0,7018	-0,3018	0,0791	-0,0824	0,3009
670	0,4000	-1,1790	-0,7790	0,1797	-0,3631	0,7123
680	0,4000	-1,6297	-1,2297	0,2368	-0,7898	0,9719
690	0,4000	-2,0216	-1,6216	0,2418	-1,2835	1,0202
700	0,4000	-2,3255	-1,9255	0,1956	-1,7425	0,8424
710	0,4000	-2,5179	-2,1179	0,1090	-2,0668	0,4751
720	0,3320	-2,5838	-2,2518	0,0000	-2,2518	0,0000

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						30
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

			Кут заклинки		φ_3°	120		
φ°	T_E						T_E	T_{cp}
	Номер циліндра							
	1	2	3	4	5	6		
0	0,0000	1,1935	-1,2649	0,0000	1,7232	-1,2435	0,4083	1,6538
10	-0,4903	1,0600	-1,3586	3,0823	1,4529	-1,2916	2,4547	1,6538
20	-0,8721	0,8700	-1,3532	5,2985	1,1548	-1,2132	3,8849	1,6538
30	-1,0630	0,6541	-1,2399	4,5966	0,8514	-0,9901	2,8090	1,6538
40	-1,0256	0,4323	-1,0396	3,5696	0,5565	-0,6308	1,8624	1,6538
50	-0,7745	0,2141	-0,8089	2,8064	0,2741	-0,1765	1,5347	1,6538
60	-0,3687	0,0000	-0,6387	2,3842	0,0000	0,3009	1,6777	1,6538
70	0,1060	-0,2138	-0,6392	2,2128	-0,2225	0,7123	1,9556	1,6538
80	0,5603	-0,4333	-0,9061	2,1692	-0,4491	0,9719	1,9128	1,6538
90	0,9221	-0,6601	-1,4440	2,1483	-0,6793	1,0202	1,3073	1,6538
100	1,1498	-0,8871	-1,9808	2,0817	-0,9037	0,8424	0,3022	1,6538
110	1,2344	-1,0975	-1,7129	1,9395	-1,1020	0,4751	-0,2635	1,6538
120	1,1935	-1,2649	0,0000	1,7232	-1,2435	0,0000	0,4083	1,6538

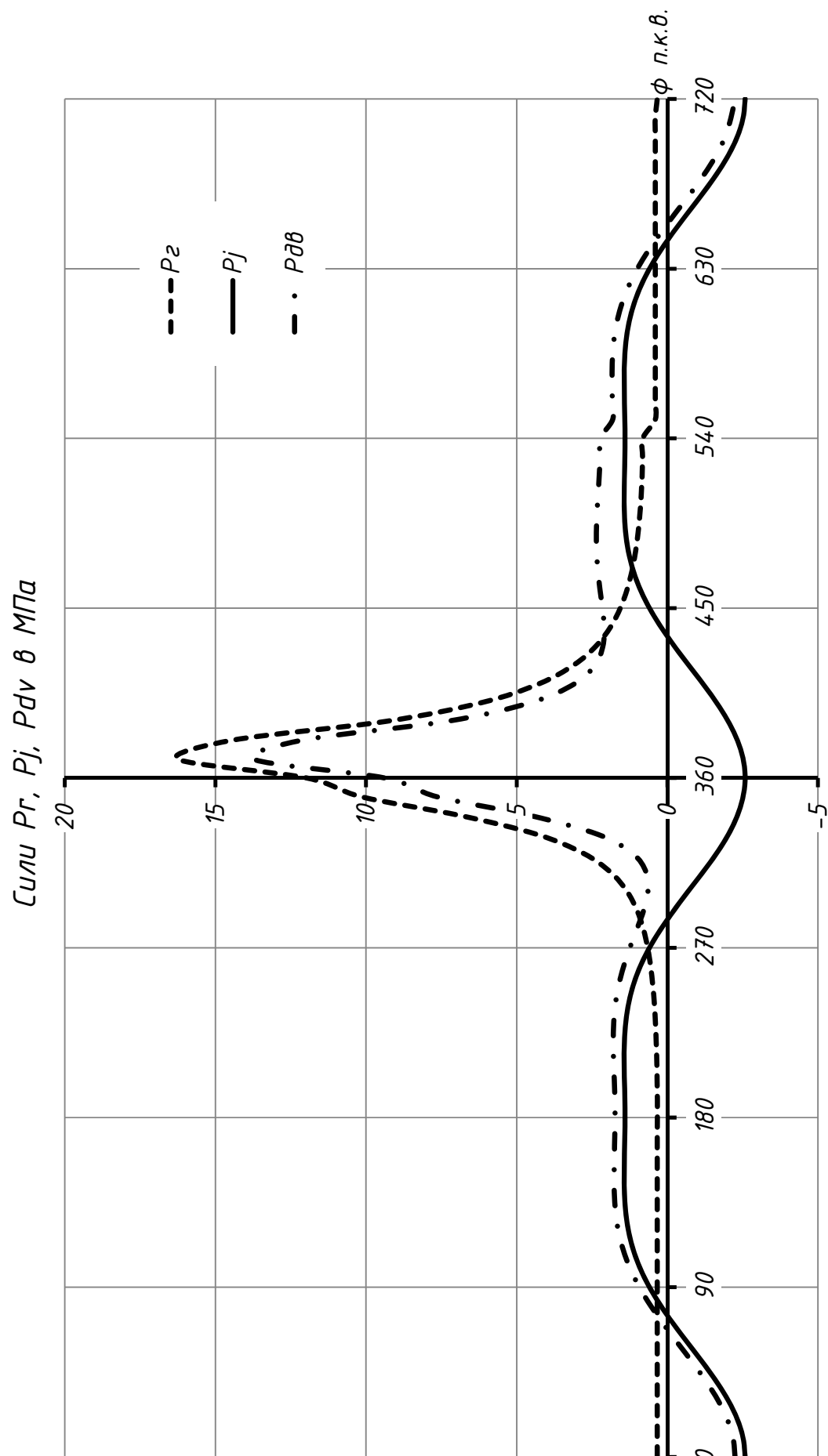


Рис. 2.3 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ

Аркуш

32

Сили N , Z , T в МПа.

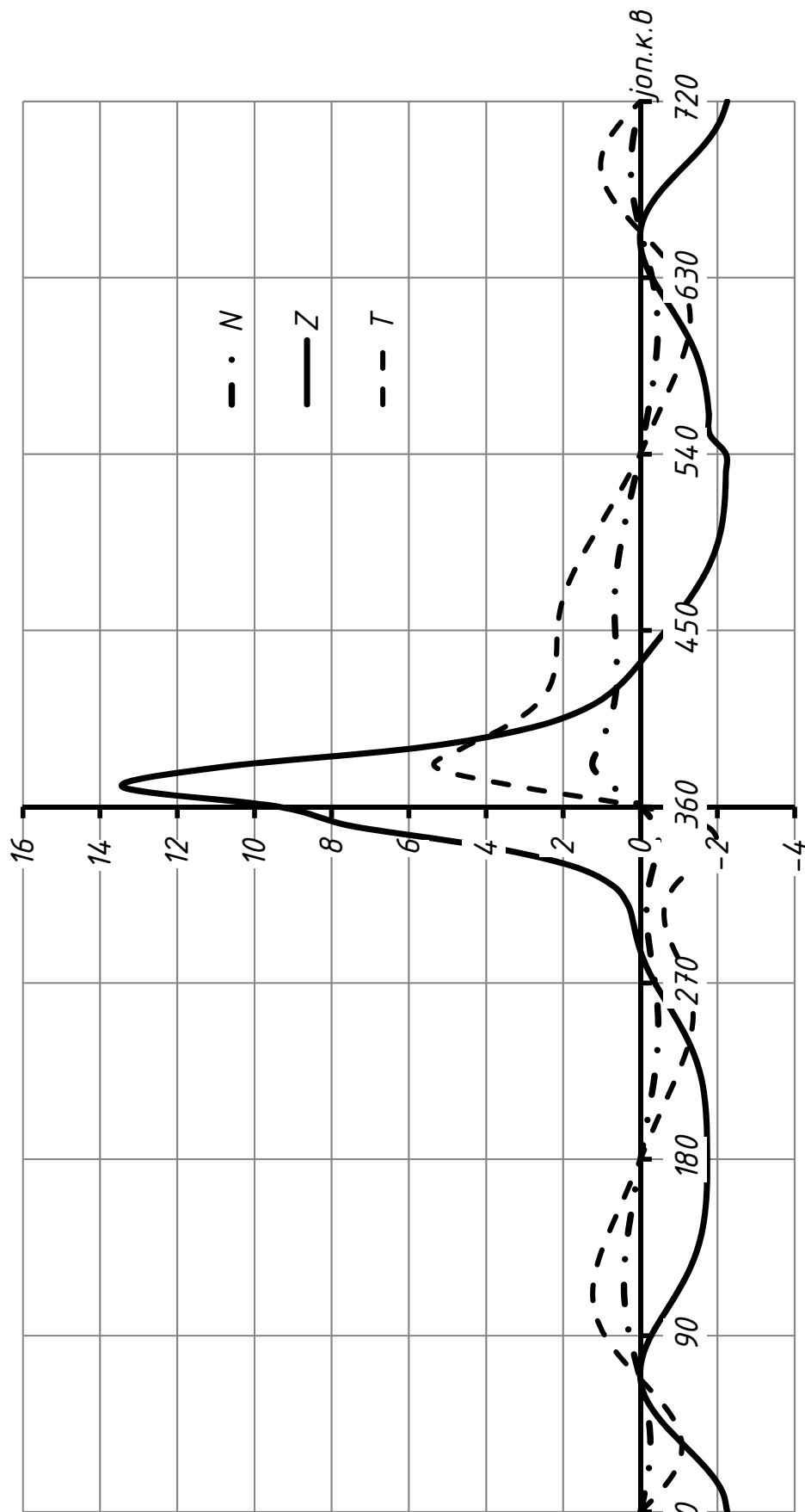


Рис. 2.4 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата
----	-------	----------	--------	------

ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ

Аркуш

33

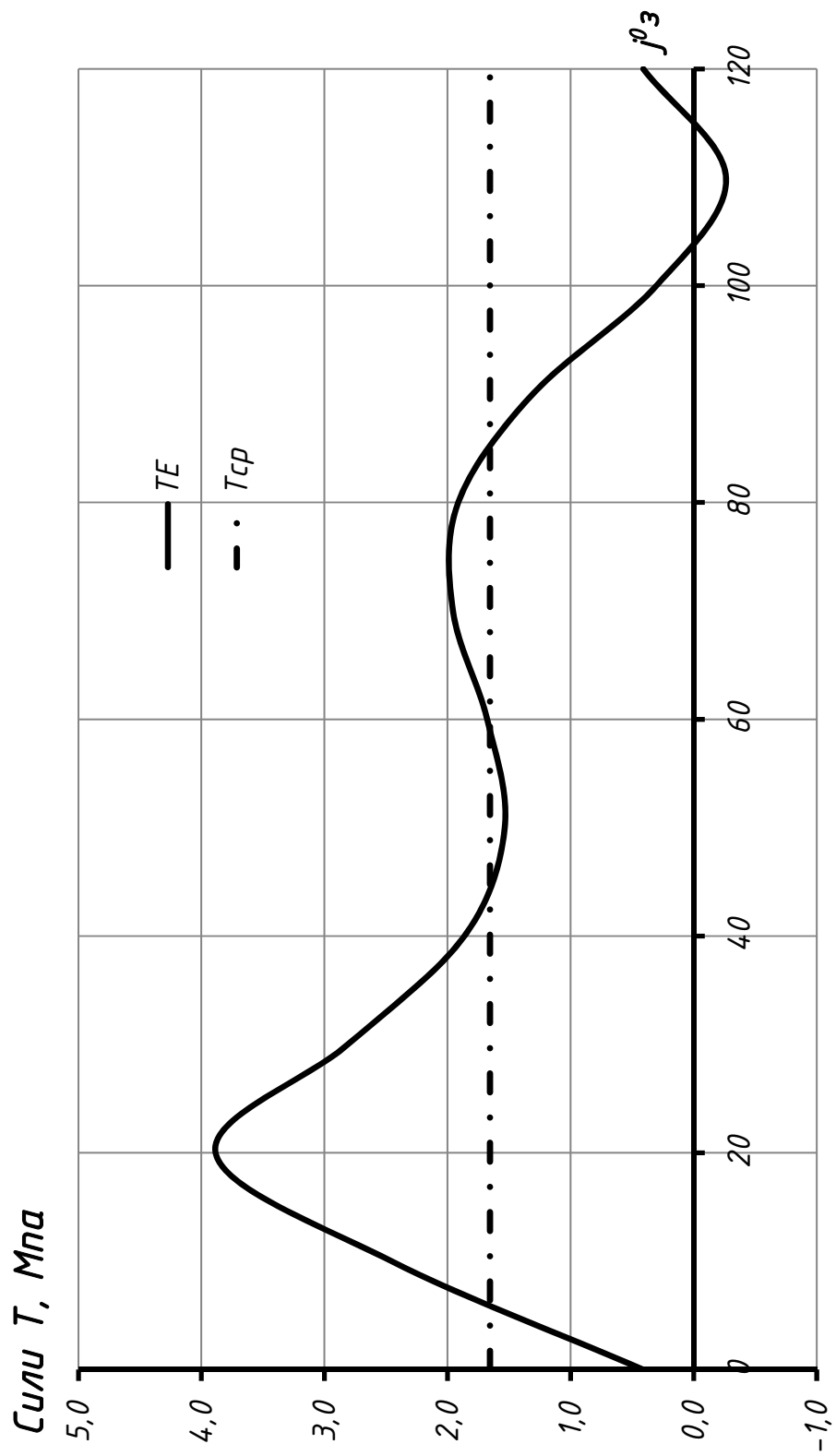


Рис. 2.5 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

2.5 Розробка систем двигуна

Паливна система

Паливна система двигуна призначена для розміщення запасу палива на судні, очистки, розпилення палива і рівномірного розподілу його по циліндрах відповідно до порядку роботи двигуна. Схема паливної системи дизеля зображена на рис. 2.6.

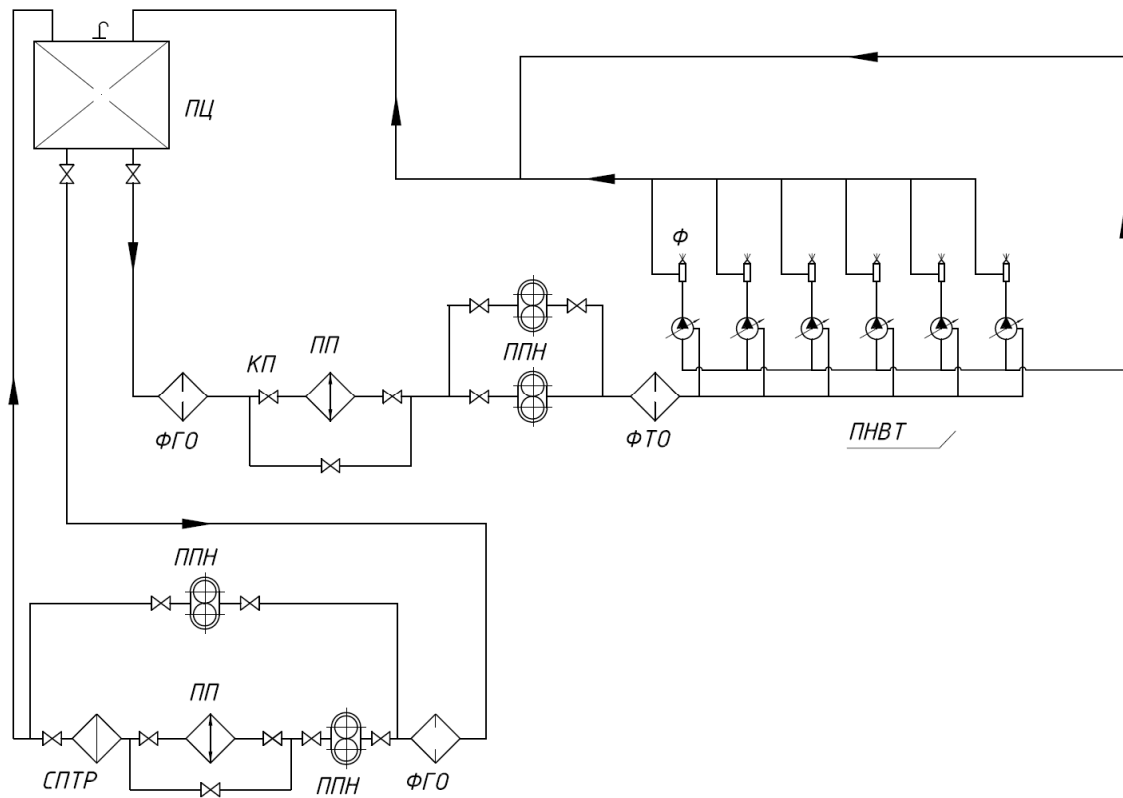


Рис. 2.6 – Схема паливної системи дизеля: ПЦ – паливна цистерна; КП – клапан пропускний; ПП – підігрівач палива; ППН – паливопідкачувальний насос; ПНВТ – паливний насос високого тиску; СПТР – сепаратор; ФГО – фільтр грубої очистки; ФТО – фільтр тонкої очистки; Ф – форсунка

Система живлення судового дизеля складається з паливних насосів високого тиску, паливопідкачувальних насосів, форсунок, трубопроводів низького та високого тиску, повітроочисника, впускного і випускного колекторів, паливних фільтрів грубого і тонкого очищення, паливопідігрівачів та паливної цистерни.

Паливний насос високого тиску

На двигуні встановлено вісім ПНВТ індивідуального типу. Конструктивно індивідуальний ПНВТ виконується у вигляді модулів і кріпиться збоку блоку циліндрів. Таке розміщення (рис. 2.7) дає наступні переваги:

- відсутність необхідності внесення конструктивних змін в наявну головку блоку;
- підвищення жорсткості приводу за рахунок виключення з конструкції коромисел;
- можливість простого демонтажу елементів системи упрскування.

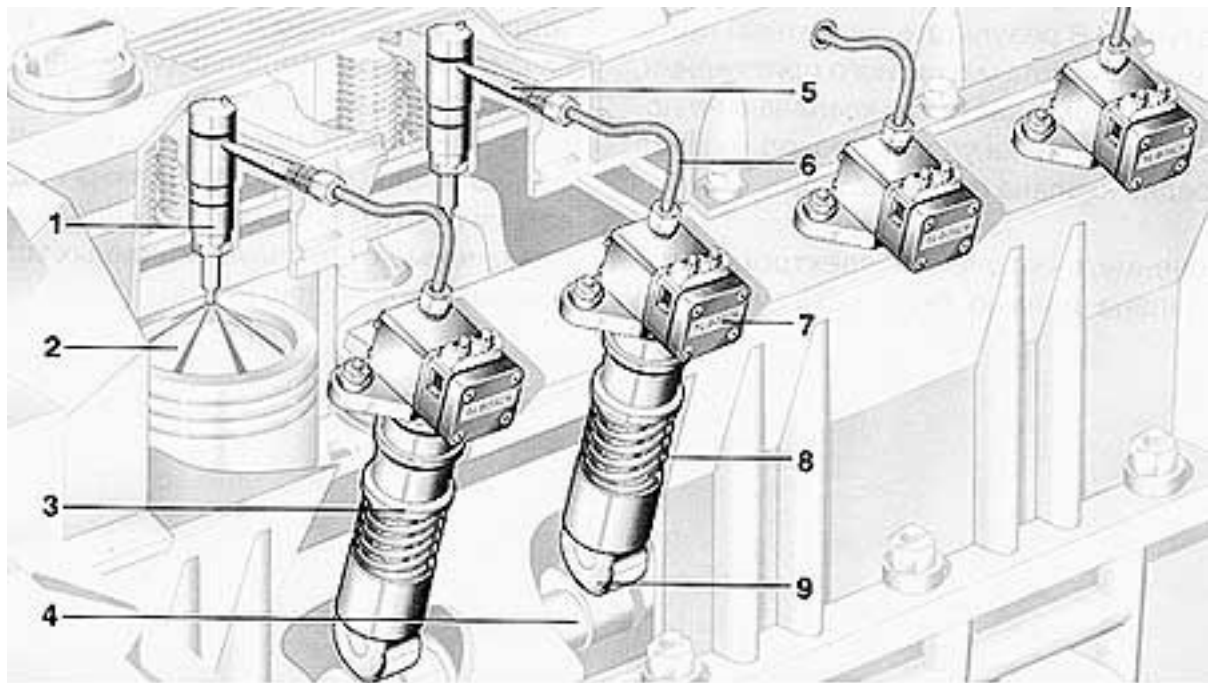


Рис. 2.7 – Розміщення індивідуальних ПНВТ:

- 1 – форсунка; 2 – камера згоряння; 3 – ПНВТ; 4 – розподільний вал двигуна;
5 – штуцери трубопроводу високого тиску; 6 – ПНВТ; 7 – клапан електромагнітний; 8 – пружина поворотна; 9 – штовхач роликовий

Трубопроводи високого тиску мають дуже малу довжину, однакову для всієї насосної групи, і мають здатність витримувати безперервно створюване ППВТ максимальний тиск. Параметри трубок, зазвичай використовуються в трубопроводах ППВТ, такі: діаметр зовнішній - 6 мм, діаметр внутрішній - 1,8 мм.

Основні функції системи полягають в правильному управлінні процесом впорскування дизельного палива в потрібний момент і в необхідній кількості, а також при необхідному тиску уприскування. Це забезпечує плавну і економічну роботу дизеля.

ПНВТ встановлений між лінією низького тиску і щаблем високого тиску, служить для створення необхідного високого тиску протягом усього терміну служби двигуна.

Форсунка (рис. 2.8) призначена для впорскування палива в циліндр дизеля. Вона забезпечує необхідний розпил палива і обмежує початок і кінець подачі палива.

Необхідні момент початку впорскування і величина подачі палива забезпечуються дією електромагнітного клапана ПНВТ.

Момент початку впорскування встановлюється системою електронного управління роботою дизеля.

Формування електронним блоком сигналів управління відбувається на підставі "зчитування" сигналів, що формуються датчиками частоти обертання колінчастого валу.

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						37
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

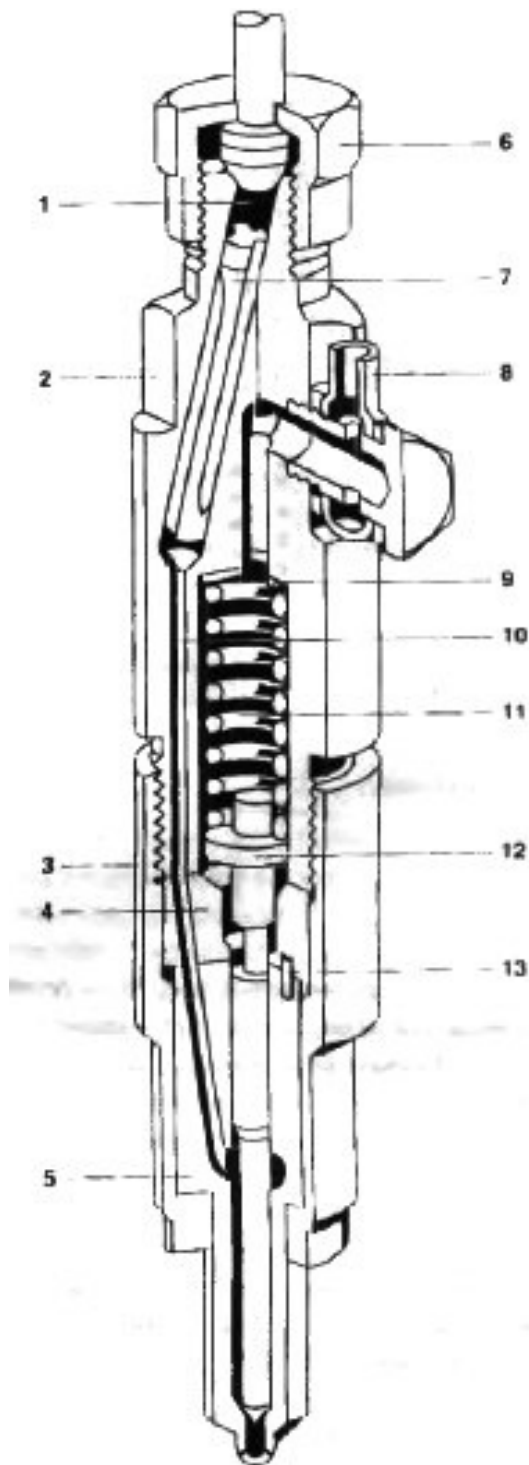


Рис. 2.8 – Форсунка: 1 – вхід для палива; 2 – корпус форсунки; 3 – гайка кріплення форсунки; 4 – проміжний елемент; 5 – розпилювач форсунки; 6 – сполучна гайка з паливопроводом високого тиску; 7 – фільтр; 8 – з'єднання для повернення палива; 9 – регулювальні шайби; 10 – канал високого тиску; 11 – натискна пружина; 12 – натискний палець; 13 – штифти для фіксації

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ

Аркуш

38

Паливopідкачуючий насос в ступені низького тиску палива служить для забезпечення необхідної подачі палива до елементів ступені високого тиску. В роботі паливopідкачуючого насоса передбачається:

- незалежність від режиму роботи двигуна;
- мінімальний шум;
- забезпечення необхідного тиску;
- ресурс роботи, відповідний повного терміну служби двигуна.

Основними елементами шестеренчастого насоса є два шестерних колеса (рис. 2.9), які знаходяться в зачепленні між собою, за допомогою чого паливо "захоплюється" в камеру, що утворюється між зубцями шестерень і стінкою корпусу насоса, і прямує до виходу на стороні нагнітання. Контактні поверхні між зубцями обертovих шестерень забезпечують ущільнення між сторонами всмоктування і нагнітання і, таким чином, запобігають перетікання палива знову на всмоктування.

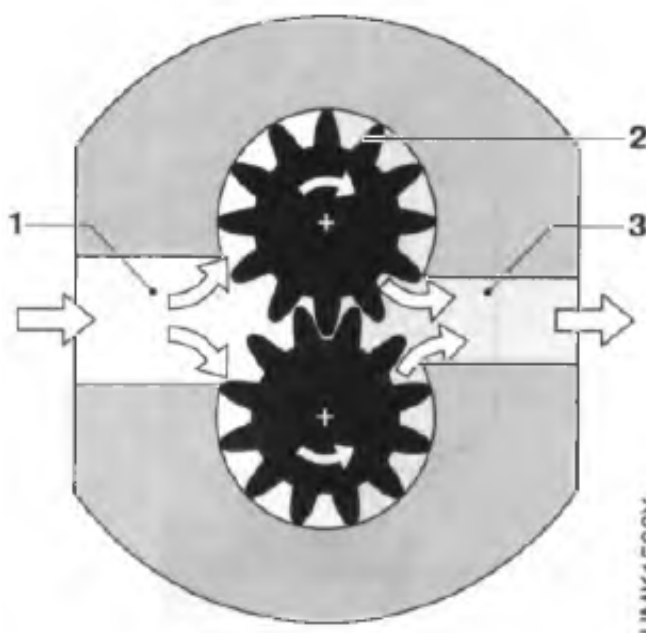


Рис. 2.9 – Схема паливopідкачуючого насоса шестеренчастого типу:
 1 – сторона всмоктування, 2 – провідна шестерня, 3 – сторона нагнітання

Трубопроводи ліній низького тиску палива

В якості альтернативи сталевим трубкам, в лініях низького тиску можуть використовуватися вогнестійкі армовані гнучкі шланги. Вони повинні бути захищені від механічних пошкоджень і прокладені таким чином, щоб виключити можливість появи крапель або випаровування палива, що накопичується на нагрітих деталях, де воно може спалахнути. У разі деформування не повинні мати місце руйнують наслідки паливної системи. Всі трубопроводи паливної системи повинні бути захищені від нагрівання.

Трубопроводи лінії високого тиску

Через трубопроводи паливо подається під високим тиском. Тому вони повинні витримувати максимальний тиск у паливній системі і можливі високочастотні піки тиску, що виникають в інтервалах між впорскуванням.

Трубопроводи лінії високого тиску виготовляються зі сталевих трубок і зазвичай мають зовнішній діаметр 6 мм і внутрішній діаметр 2,4 мм. Всі трубки між акумулятором і форсунками повинні бути однакової довжини. Різниця у відстанях між акумулятором і конкретними форсунками компенсується вигинами трубок, при цьому трубопроводи лінії високого тиску повинні бути по можливості найкоротшими. Розрахунок паливної системи представлено в табл. 2.7.

Таблиця 2.7 – Розрахунок системи

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_n = 24 \cdot K_m \cdot g_e \cdot N_e$	3049,20
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,210
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	550
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_m = 1,1 \dots 1,2$	1,10
2	Місткість витратної цистерни, м ³	$V = \frac{G_n}{\rho_n} \cdot K_1 \cdot K_2$	3,84
	Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м ³	ρ_n	850,00
	Коефіцієнт захаращення цистерни елементами конструкції	$K_1 = 1,01 \dots 1,05$	1,03
	Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни	$K_2 = 1,03 \dots 1,05$	1,04

3	Продуктивність паливopідкачуального насосa, м ³ /год	$W_{nn} = \frac{K_3 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_n}$	0,27
	Коефіцієнт запаса подачі палива	$K_3 = 1,5 \dots 2,0$	2,00
4	Потужність привода паливopідкачуального насосa, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{nn} \cdot K_4 \cdot p \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{nn}}$	0,07
	Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,50
	Коефіцієнт запаса потужності	$K_4 = 1,1 \dots 1,5$	1,30
	ККД поршневих паливopідкачувальних насосів	$\eta = 0,6 \dots 0,7$	0,70
5	Площа поверхонь фільтруючих елементів, м ²	$F_{\phi} = \frac{W_{nn}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{\text{жн}}}$	0,0063
	Швидкість фільтрації, м/с	$v_m = 0,02 \dots 0,05$	0,04
	Коефіцієнт живого перетину	$K_{\text{жн}} = 0,2 \dots 0,3$	0,30
6	Пропускна здатність сепаратора, м ³ /год	$W_{cen} = \frac{B_{\text{доб}}}{\rho_n \cdot n \cdot \tau}$	0,16
	Добова витрата палива, кг/доб	$B_{\text{доб}} = 24 \cdot g_e \cdot N_e$	2772,00
	Кількість сепараторів	$n = 1 \dots 4$	2
	Час роботи сепаратора, год	$\tau = 8 \dots 12$	10
7	Теплообмінна поверхня підігрівача палива в цистерні сепаратора, м ²	$F_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{k \cdot \Delta t \cdot \eta_3}$	0,50
	Теплоємність палива, кДж/кг·К	C_m	1,90
	Температура палива, що поступає в сепаратора, °С	t_2	80,00
	Температура, при якій зберігається паливо, °С	t_1	40,00
	Коефіцієнт теплопередачі	k	500,00
	Коефіцієнт, що враховує забруднення підігрівача	η_3	0,70
	Середня різниця температур між насиченою парою і паливом, °С	$\Delta t = t_3 - \frac{t_2 + t_1}{2}$	60,00
	Температура насиченої пари, що поступає в підігрівач, °С	t_3	120,00
8	Потужність електричних підігрівачів, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{860 \cdot \eta_3}$	17,50
9	Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_r = 1 \dots 1,5 \cdot d_r$	22,40
		приймаємо	23,00
10	Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16,9 \cdot g_{y \max}^{0,303}$	15,81
		приймаємо	16,00
	Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{y \max} = 1,25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$	0,80
	Кількість циліндрів	i	6,00
	Частота обертання, об/хв	n	1000,00
	Коефіцієнт тактності	z	0,50
11	Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, мм	2 при $d_r < 10$ мм 2,5-2,6 при $d_r = 11 \dots 14$ мм 3 при $d_r = 15 \dots 20$ мм $3 + 0,218(d_r - 20)$ при $d_r > 20$ мм	3,00
		приймаємо	3,00

11	Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, мм	2 при $d_r < 10$ мм 2,5-2,6 при $d_r = 11 \dots 14$ мм 3 при $d_r = 15 \dots 20$ мм $3 + 0,218(d_r - 20)$ при $d_r > 20$ мм	3,00
		приймаємо	3,00
12	Діаметр одного соплового отвору, мм	0,25 при $D < 100$ мм 0,3 при $D = 105 \dots 200$ мм 0,35 при $D = 205 \dots 250$ мм $0,4 + 0,0012(D - 250)$ при $D > 250$ мм	0,35
		приймаємо	0,35
	Діаметр циліндра, мм	D	210,00
13	Кількість соплових отворів	$i_c = 4 \dots 8$	4,00
14	Довжина соплового отвору, мм	$l_c = (3 \dots 4) \cdot d_c$	1,40

Система змащення

Система змащення двигуна (рис. 2.10) повинна забезпечувати безперебійну подачу масла до поверхонь, що труться з метою зниження втрат потужності на тертя, зменшуючи знос деталей, захисту їх від корозії, відведення тепла і продуктів зносу від тертьових поверхонь. Від справного стану системи змащення, своєчасного проведення ТО і усунення несправностей у процесі експлуатації в значній мірі залежить надійність роботи двигуна.

Подача масла до тертьових поверхонь проводиться наступними основними способами: 1) розбризкуванням, 2) під тиском, 3) комбіноване змащення. Змащення розбризкуванням полягає в тому, що масло з картера або спеціальних літаків розбризкується ложечками, наявними на кришках шатунів. Масло при цьому розпилюється на дрібні крапельки, які осідають на всіх тертьових і нетертьових поверхнях деталей, розташованих усередині двигуна, і змащують їх.

Система змащення дизеля комбінована: частина деталей змащується під тиском, частина - розбризкуванням.

Підшипники колінчатого і розподільного валів, втулка проміжної шестерні, підшипник стрижня колінчастого валу компресора, механізм

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						42
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

приводу клапанів (коромисла) і підшипник валу турбокомпресора змащуються під тиском від масляного насоса. Гільзи, поршні, поршневі пальці, штанги, штовхачі, кулачки розподільного вала і привід паливного насоса змащуються розбризкуванням.

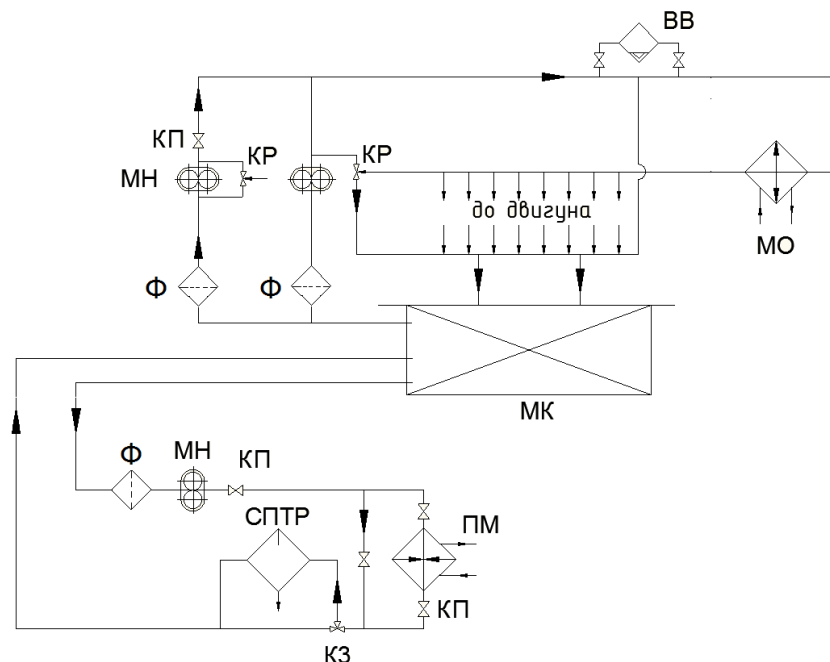


Рис. 2.10 – Система змащення: МН – масляний насос; МО – масляний охолоджувач; МК – масляний картер; ПМ – підігрівач масла; КЗ – клапан трьохходовий; КП – клапан прохідний; КР – клапан регулюючий; ВВ – водовіддільник з автоматичним зпуском конденсату; СПРТ – сепаратор; Ф – фільтр на всмоктувальній лінії

Масляний насос призначений для створення тиску в системі змащення, і тим самим забезпечити мастило рухомих частин двигуна внутрішнього згоряння. Масляний насос приводиться в дію від колінчастого валу або розподільного валу за допомогою приводного валу. За характером управління масляні насоси розділяються на нерегульовані і регульовані. Нерегульовані насоси підтримують постійний тиск в системі мастила за допомогою редуційного клапана. У регульованих насосах постійний тиск підтримується шляхом зміни продуктивності насоса.

Масляний насос шестеренного типу являє собою дві шестерні – провідну і відому, розміщені в корпусі. Масло в насос надходить через всмоктуючий канал, захоплюється шестернями і нагнітається в систему через нагнітальний канал. Продуктивність шестеренного насоса пропорційна частоті обертання колінчастого валу. При перевищенні тиску нагнітається масла певної величини спрацьовує редуційний клапан і перепускає частину масла у всмоктувальну порожнину або безпосередньо в картер двигуна.

Масляний насос системи змащення (рис. 2.11) – шестеренного типу, одnoseкційний, кріпиться болтами до кришки першого корінного підшипника.

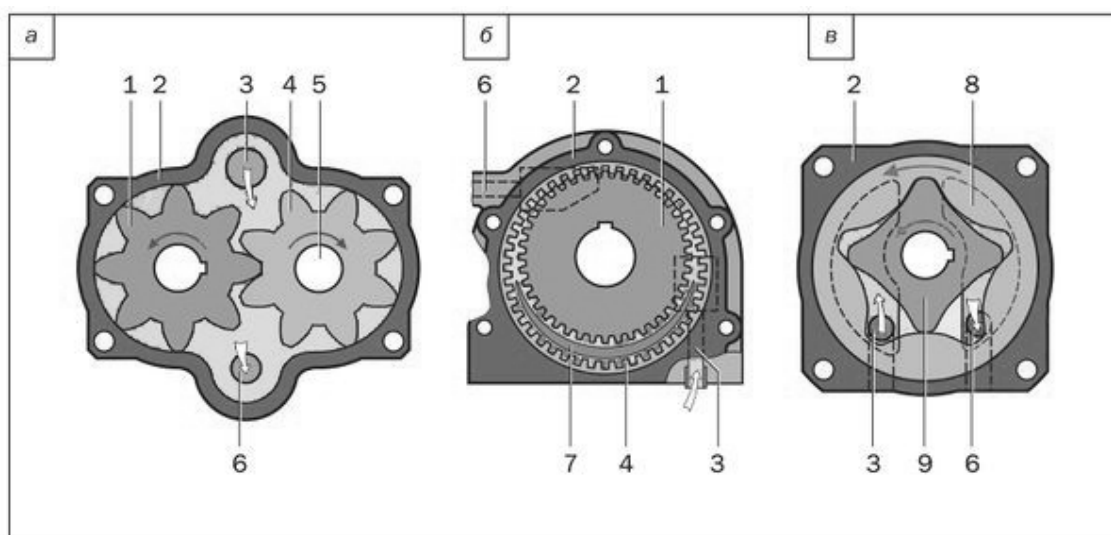


Рис. 2.11 – Схеми шестеренних масляних насосів:

а – шестеренний з зовнішнім зачепленням; *б* – шестеренний з внутрішнім зачепленням; *в* – роторний. 1 – ведуча шестерня; 2 – корпус насоса; 3 – всмоктувальний канал; 4 – ведена шестерня; 5 – вісь; 6 – нагнітальний канал; 7 – роздільний сектор; 8 – ведений ротор; 9 – ведучий ротор

Для відводу тепла, що виділяється в масло від тертьових деталей, і при охолодженні поршнів використовується охолоджувач (рис. 2.12). Водяна порожнину охолоджувача розділена навпіл перегородкою 5 в кришці 11.

Вода циркулює в охолоджуючій секції по обребрених трубках 6, закріпленим у передній 3 і задній 16 трубних дошках. Для поліпшення теплообміну в охолоджуючій секції встановлені сегментні перегородки 13, що створюють поперечне омивання маслом трубного пучка. Стик перегородок і корпус ущільнений гумовим шнуром 14. Температурні подовження трубок охолоджуючій секції викликають переміщення задньої трубної дошки 16, яка ущільнюється в корпусі 2 і кришці 1 двома гумовими кільцями. Положення секції щодо корпусу фіксується штифтом 19.

Вода в охолоджувач надходить по патрубку з передньої кришки, проходить по трубках 6 і однієї половини секції, потім по трубках іншої половини і виходить з патрубка д. Масло в охолоджувач надходить по трубопроводу в рамі через отвір в кронштейні 15, проходить в міжтрубному просторі і виходить через кронштейн 8.

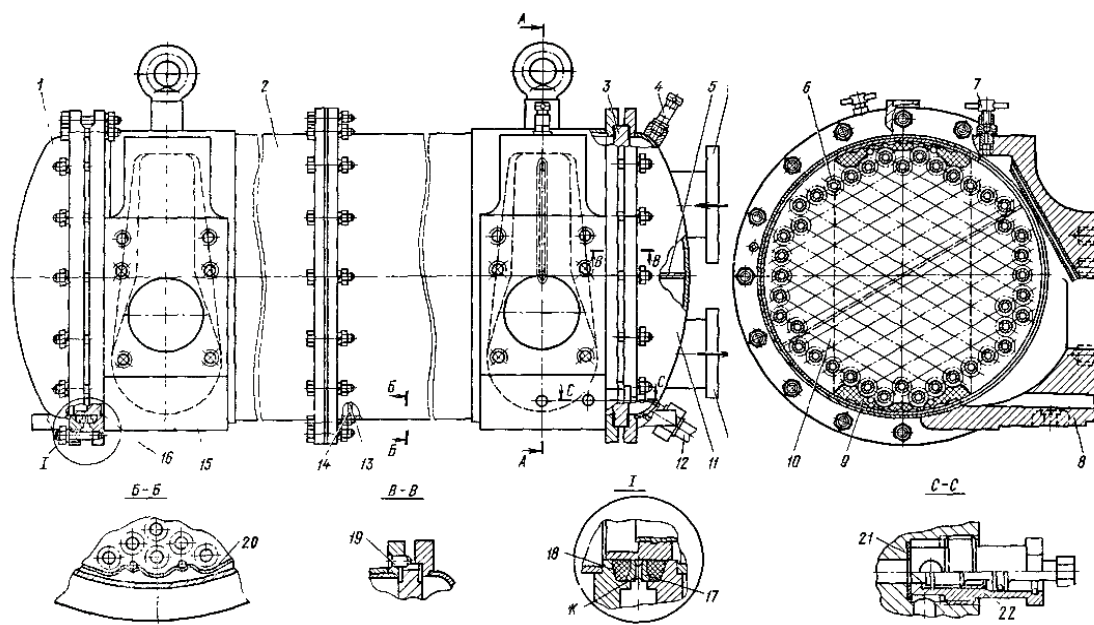


Рис. 2.12 – Охолоджувач масла: 1, 11 – кришки; 2 – корпус; 3, 16 – дошки трубні; 4, 7 – вентилятор; 5, 13 – перегородки; 6 – охолоджуючі трубки; 8, 15 – кронштейн; 9, 20 – наповнювачі; 10 – охолоджуюча секція; 12 – труба; 13 – дріт; 14 – шнур; 17 – кільце проміжне; 18 – кільце ущільнювача; 19 – штифт; 21 – прокладка; 22 – вентиль для зливу масла; з, д – патрубки; ж – отвір

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ

Аркуш

45

Розрахунок системи змащення представлено в табл. 2.8.

Таблиця 2.8 – Розрахунок системи

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність масляного насоса, м ³ /год	$W_{MH} = K_v \frac{Q_M}{c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M}$	11,338
	Коефіцієнт запасу подачі	$K_v = 1,2 \dots 1,5$	1,2
	Питома теплоємність масла, кДж/(кг·К)	$c_M = 1,67 \dots 2,01$	2,000
	Щільність мастила, кг/м ³	ρ_M	870,0
	Різниця температур вихідного і вхідного масла в двигун, К	$\Delta t_M = 5 \dots 15$	15
	Кількість теплоти, яка відводиться з тертям, кДж/год	$Q_M = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{np}$	246592,50
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,210
	Номинальна потужність двигуна, кВт	N_e	550,0
	Перепад температур масла, К	$\Delta t_n = 10 \dots 15$	15
	Доля теплоти, що сприймається маслом для охолодження поршнів	$\alpha_n = 0,05 \dots 0,1$	0,05
	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	Q_{np}	42700
2	Продуктивність відкачуючого насоса, м ³ /год	$W_{MB} = (1,25 \dots 1,3) W_{MH}$	14,172
3	Ємність маслозбірної цистерни, м ³	$V_{My} = K_c \frac{W_{MB}}{z}$	0,46
	Коефіцієнт, який враховує мертвий запас масла та збільшення об'єму масла при його нагріві, м ³	$K_c = 1,2 \dots 1,3$	1,3
	Кратність циркуляції	$z = 10 \dots 30$ - МОД, СОД $z = 40 \dots 60$ - ВОД	40
4	Об'єм сточної цистерни відпрацьованого масла, м ³	$V_{cm} = 0,6 \cdot V_{My}$	0,276
5	Об'єм витратної цистерни, м ³	$V_{\theta} = (1,1 \dots 1,5) \cdot V_{My}$	0,553
6	Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача, м ²	$F_M = \frac{Q_M}{3,6 \cdot k \cdot \Delta t}$	9,747
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	$k = 290 \dots 460$	460,0
	Температурний напір, К	Δt	55,0
7	Продуктивність масляного сепаратора, м ³ /год	$W_{Mc} = \frac{m \cdot V_{My}}{t_c}$	0,17
	Кратність очистки масла	$m = 1,5 \dots 3,5$	3,0
	Час роботи сепаратора на добу, год	$t_c = 8 \dots 12$	8

Система охолодження

Система охолодження призначена для підтримання оптимального теплового режиму двигуна, регулювання відведення тепла від найбільш гарячих деталей, які нагріваються в результаті тертя або контакту з гарячими газами. Найвигідніший тепловий стан двигуна в межах 85-95⁰С підтримує система охолодження, яка відводить зайве тепло від деталей і передає її навколишньому повітрю.

Система охолодження двигуна підтримує певний, найвигідніший тепловий режим його роботи. Під час переохолодження збільшуються втрати на тертя, зменшується потужність двигуна, на холодних деталях конденсуються пари бензину і у вигляді крапель стікають по дзеркалу циліндра, змиваючи змащення. Деталі швидко спрацьовуються, потрібно частіше міняти масло.

Перегрівання двигуна погіршує кількісне наповнення циліндрів пальною сумішшю, викликає розрідження і вигоряння масла, внаслідок чого поршні в циліндрах можуть заклинитися і виплавитися вкладиші підшипників. У сучасних автомобільних двигунах застосовується рідинне або повітряне охолодження. На двигунах вітчизняних автомобілів (за винятком 8АЗ-968, який має повітряне охолодження) застосовують закриту рідинну систему охолодження з примусовою циркуляцією, що здійснюється водяним насосом. Така система називається закритою тому, що вона ізольована від атмосфери. В результаті тиск у системі збільшується, температура кипіння рідини підвищується до 108...119 °С і зменшуються її витрати на випаровування. Для сучасних двигунів нормальним тепловим режимом вважається такий, при якому температура рідини дорівнюватиме 85...95 °С.

На двигунах зазвичай використовують два закритих контури водяного охолодження (рис. 2.13). Контур високої температури охолоджуючої води використовується для охолодження двигуна. Контур

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						47
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

низької температури охолоджує наддувочне повітря. Крім того, контур низької температури охолоджуючої води може бути використаний для охолодження додаткового обладнання, наприклад, генератора або коробки передач.

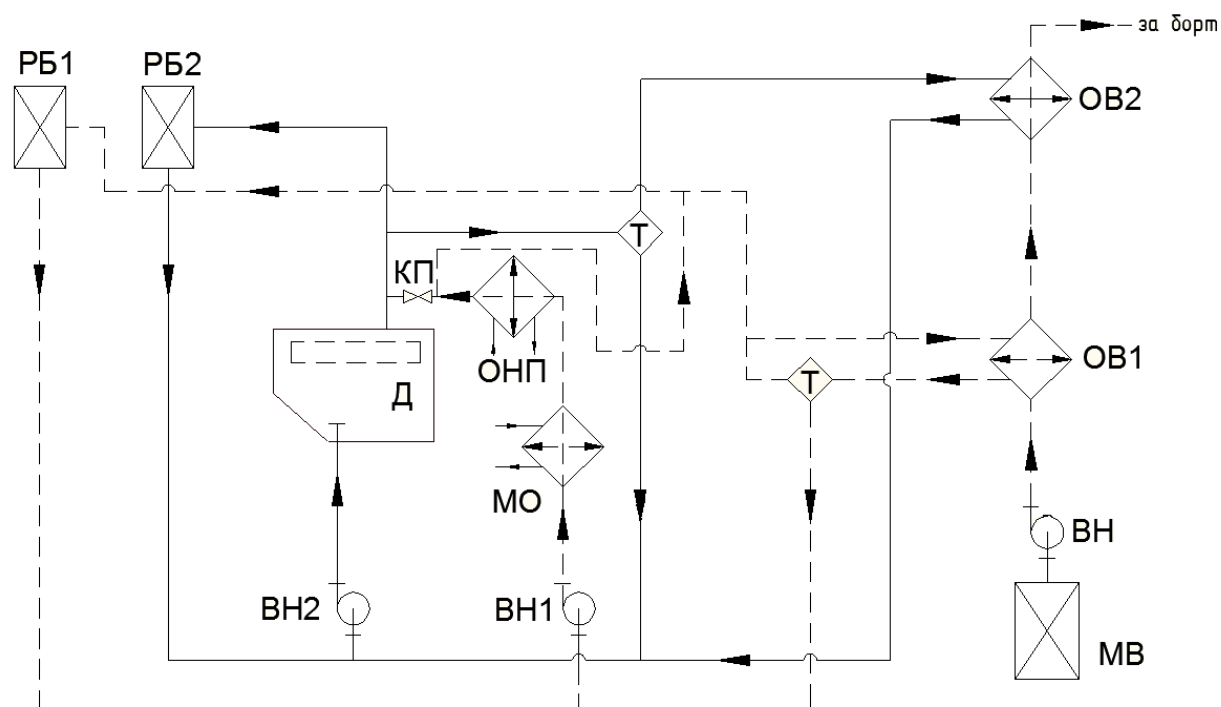


Рис. 2.13 – Двухконтурна система охолодження: РБ1,РБ2 – розширювальні бачки низькотемпературного і високотемпературного контурів, відповідно; Д – двигун; ВН,ВН1,ВН2 – водяні насоси відцентрового типу; ОВ1,ОВ2 – охолоджувачі охолоджуючої рідини; МО – масляний охолоджувач; ОНП – охолоджувач наддувочного повітря; Т – термостат; КП – клапан прохідний; МВ – морська вода.

Класифікація системи охолодження

За принципом відводу тепла в навколишнє середовище система охолодження замкнута.

За способом здійснення циркуляції рідини, системи охолодження можуть бути: примусовими, в яких циркуляція забезпечується спеціальним насосом, розташованим на двигуні (або в силовій установці), або тиском, під

яким рідина підводиться в силову установку із зовнішнього середовища; термосифонного, в яких циркуляція рідини відбувається за рахунок різниці гравітаційних сил, що виникають в результаті різної щільності рідини, нагрітої близько поверхонь деталей двигуна і охолоджувальної в охолоджувачі; комбінованими, в яких найбільш нагріті деталі (головки блоків циліндрів, поршні) охолоджуються примусово, а блоки циліндрів - за термосифонним принципом.

Водяний насос

У системі охолодження зазвичай застосовується водяний насос відцентрового типу. Валик насоса, об'єднаний з валиком вентилятора, приводиться в дію клиноподібним ременем від шківа на передньому кінці колінчастого вала. Радіальні зазори між крильчаткою і корпусом водяного насоса повинні бути не більше 1 мм, осьові не більше 0,2 мм. Передаточне відношення приводу насоса дорівнює 0,98-1,95. Швидкість рідини у всмоктуючих патрубках одноступінчатих водяних насосів не перевищує 2,5-3 м/с. Найбільший напір, створюваний водяним насосом, залежить від опору системи охолодження. Для нормальної роботи системи охолодження тиск в будь-якій точці рідинного тракту не повинно бути менше тиску пароутворення рідини. Напір, створюваний водяним насосом в автомобільному двигуні, становить 35...150 кН/м (3,5- 15 м вод. ст.). Потужність, що витрачається на приведення в дію насоса, дорівнює 0,2-0,5% ефективної потужності двигуна.

Для підвищення надійності роботи системи охолодження в корпусі насоса на вході перед крильчаткою розташовують гвинтовий направляючий апарат для створення обертального руху вхідної рідини. Швидкість рідини у впускних каналах не перевищує 2,5-3 м/с. Розрахунок системи охолодження представлено в табл. 2.9.

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						49
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.9 – Розрахунок системи

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність насоса внутрішнього контуру, м ³ /год	$W_{\text{вк}} = K_3 \frac{Q_{\text{в}}}{c_{\text{нв}} \cdot \rho_{\text{нв}} \cdot \Delta t_{\text{в}}}$	17,656
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,2
	Питома теплоємність прісної води, кДж/(кг·К)	$c_{\text{нв}}$	4,19
	Щільність прісної води, кг/м ³	$\rho_{\text{нв}}$	1000,0
	Різниця температур води на виході і вході в двигун, К	$\Delta t_{\text{в}} = 10 \dots 12$	12
	Кількість теплоти, яка відводиться водою внутрішнього контуру, кДж/год	$Q_{\text{вк}} = \alpha_{\text{в}} \cdot g_{\text{е}} \cdot N_{\text{е}} \cdot Q_{\text{нр}}$	739777,50
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	$g_{\text{е}}$	0,210
	Номінальна потужність двигуна, кВт	$N_{\text{е}}$	550,0
	Доля теплоти, що відводиться водою	$\alpha_{\text{в}} = 0,12 \dots 0,17$	0,15
	Нижча температура згоряння палива, кДж/кг	$Q_{\text{нр}}$	42700,000
2	Потужність, яка споживається насосом внутрішнього контуру, м ³ /год	$N_{\text{вк}} = 0,272 \frac{W_{\text{вк}} \cdot H \cdot \rho_{\text{нв}}}{\eta}$	2,561
	Напір насоса, м	H	40
	ККД насосу	η	0,75
3	Площа теплопередаючої поверхні водо-водяного охолоджувача, м ²	$F_o = \frac{Q_{\text{вк}}}{k \cdot \Delta t}$	3,70
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	k	5000
	Температурний напір, К	Δt	40,0
4	Продуктивність насоса заборотної води, м ³ /год	$W_{\text{нз}} = K_3 \frac{Q_{\text{вк}}}{c_{\text{зв}} \cdot \rho_{\text{в}} \cdot \Delta t_{\text{зв}}}$	21,867
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,200
	Питома теплоємність заборотної води, кДж/(кг·К)	$c_{\text{зв}}$	3,980
	Щільність заборотної води, кг/м ³	$\rho_{\text{нв}}$	1020,0
	Різниця температур заборотної води на вході і виході, К	$\Delta t_{\text{зв}} = 5 \dots 20$	10,0
5	Ємність розширювального бака, м ³	$V_{\text{рб}} = (0,1 \dots 0,15) \frac{N_{\text{е}}}{1000}$	0,0825

Система газообміну

Функціональна *система повітропостачання* (рис. 2.14) в загальному випадку складається з таких підсистем: компресора, теплообмінників, колектора, повітроводів.

Призначенням компресора є підвищення густини повітря за рахунок стискування його і переміщення.

В теплообмінниках густина стисненого повітря змінюється за рахунок зміни його температури.

Колектор служить для забезпечення рівномірної подачі повітря у всі циліндри двигуна.

Повітроводи призначені для транспортування повітря.

Функціональна *система газовідводу* складається з таких підсистем: колекторів випускних, утилізаційних газових турбін, утилізаційних котлів (в випадку коли великий двигун і є місце і сенс його встановлювати), глушників шуму, газовідводів (трубопроводів).

Випускні колектори призначені для відводу із циліндрів відпрацьованих газів з максимально можливим збереженням їх енергії. При цьому вони повинні сприяти очистці циліндрів від остаточних газів.

Призначенням газових турбін є перетворення в крутний момент механічної енергії відпрацьованих в циліндрах газів.

Глушники шуму призначені для зниження шкідливої звукової дії відпрацьованих газів на навколишнє середовище.

Газоходи служать для транспортування відпрацьованих газів.

Класифікація *системи повітропостачання*:

- По числу ступенів стискання повітря – одноступінчаста;
- По числу компресорів – одно компресорна;
- По числу теплообмінників і їх призначенню – в системі встановлений один охолоджувач;

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						51
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

– По способу зміни параметрів повітря, що поступає в циліндр – регульована з регулюванням тиску наддуву.

Класифікація *системи газовідводу*:

- По глибині утилізації тепла – з помірною утилізацією;
- По наявності глушників шуму – з глушниками шуму випуску.

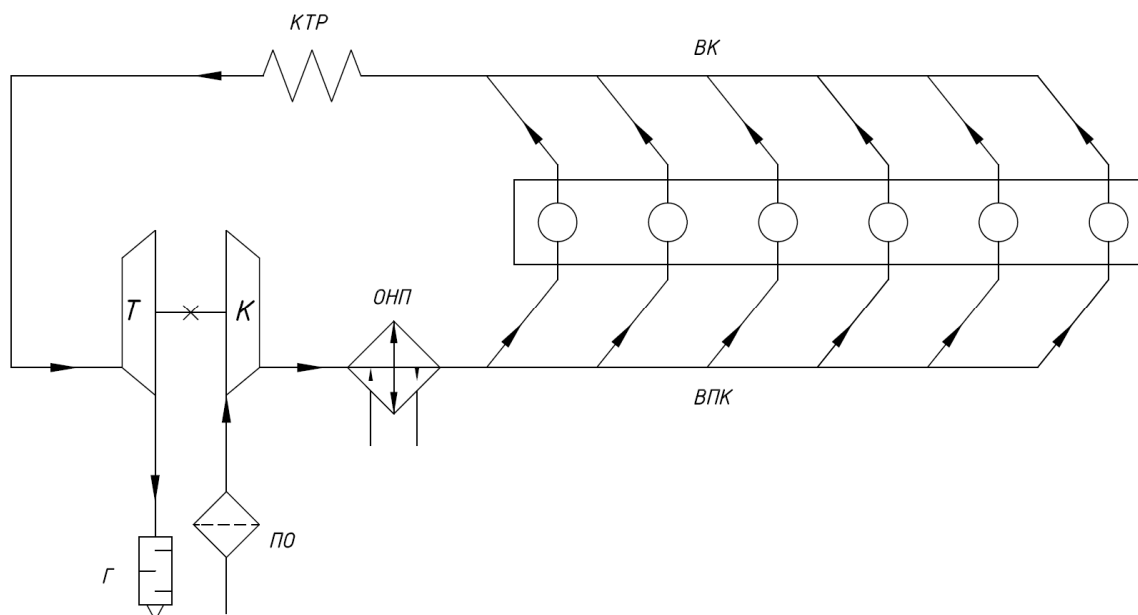


Рис. 2.14 – Система повітропостачання і газовідводу: ПО – повітроочисник;

Т – газова турбіна; К – компресор відцентровий; ОНП – охолоджувач наддувочного повітря; ВПК – впускний колектор; ВК – випускний колектор;

КТР – компенсатор теплового розширення; Г – глушник

Розрахунок системи газообміну представлено в табл. 2.10.

Таблиця 2.10 – Розрахунок системи

№	Параметр	Формула	Значення
1	Площа перерізу газовипускного трубопроводу, м ²	$F_{en} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot (\alpha \cdot L_0 + 1) \cdot R \cdot T_{ez}}{3600 \cdot c_{ez} \cdot p_2}$	0,116
	Коефіцієнт надлишку повітря	α	2,705
	Допустима швидкість руху газів в трубопроводі, м/с	$c_{ez} = 30 \dots 45$ для 4х тактних $c_{ez} = 25 \dots 30$ для 2х тактних	45,000
	Допустимий тиск в трубопроводі, кПа	$p_2 = 30 \dots 40$	40,000
	Температура випускних газів, К	$T_{ez} = 573 \dots 773$	573,000
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,210
	Номинальна потужність двигуна, кВт	N_e	550,000
	Газова стала, кДж/кг·К	R	0,287
	Кількість повітря теоретична необхідна для згорання 1 кг палива, кг/кг	L	14,300
2	Діаметр газовипускного трубопроводу, м	$d_{ez} = \sqrt{\frac{4F_{en}}{\pi}}$	0,385

2.6. Розробка технологічного процесу виготовлення колінчастого валу

Колінчастий вал сприймає зусилля від шатунів, перетворює їх на обертаючий момент, і передає його споживачеві, здійснює переміщення поршнів в допоміжних ходах, передає рух до розподільного валу, приводить в дію допоміжні механізми.

Колінчасті вали належать до найбільш відповідальних деталей двигунів. Їх робота проходить в умовах змінних навантажень. На вал діють сили від тиску газів, сили інерції поступових мас і мас які обертаються. Вони служать причиною деформації в елементах валу, концентрацію напруги, тертя і зношування його шийок і підшипників. Періодично обертальні моменти міняються і викликають коливання валу, які збільшують напругу в його елементах і можуть сприяти руйнуванню валу.

Вимоги, які пред'являють до матеріалу деталі:

- висока опірність зносу;
- висока ударна в'язкість;
- велике відносне подовження;

- хороша оброблюваність.

Технічні вимоги відносно виготовлення колінчастих валів:

- тріщини на поверхні шийок після гартування не допускаються;
- на валу не допускаються тріщини, заколювання, розшарування, усадкові раковини, скупчування розкутих пухирів і забруднень, що розкотили;
- допускаються шлакові включення завдовжки не більше 2 мм, шириною не більше 0,3 мм;
- виправлення дефектів заварюванням і карбированем не допускаються;
- допуск овальності, конусності і бочкоподібності рамових і шатунових шийок відносно осі валу разом з відхиленням форм не більше 0,03 мм на довжині 100 мм;
- зміщення осі симетрії кривошипа не більше 1 мм;
- колінчастий вал балансують динамічно в складі з крутнем;
- биття разових шийок, центрованих поверхонь і торців валу, а також відхилення від паралельності шатунових шийок, повинні перевірятися відносно загальній осі валу, встановленого на трьох опорах, з яких дві, - крайні;
- здача технічних вимог, методи контролю остаточно обробленого валу по СТП 3387-0072-90.

Матеріал, який використовується для виготовлення деталі

Для виготовлення колінчастого валу використовується сталь марки 30ХНЗМА ГОСТ 4345-71. Хімічний склад в масових частках відсотка є необхідною характеристикою і повинен відповідати наступним даним:

C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	V	P+S
0,26...0,34	0,17...0,35	0,40...0,70	2,35...2,70	0,15...0,25	2,75...3,25	0,10...0,20	≤0,035

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		54

Механічні властивості повинні відповідати наступним вимогам:

- твердість не менше HB 229...285;
- межа плинності $\sigma_T \geq 588$ МПа (60 кгс/мм²);
- відносне звуження поперечного перерізу $\phi \geq 40\%$;
- ударна в'язкість не менше 5 кг/см².

Тип виробництва

Для цієї деталі встановлюється серійний тип виробництва. При серійному виробництві виробу виготовляються періодично повторними партіями. У серійному виробництві успішно застосовують високопродуктивну поковку колінчастих валів. Це дозволяє понизити трудомісткість виконаних робіт і збільшити виробництво деталей.

Вибір технологічних баз

Технологічною базою для колінчастого валу є вісь рамових шийок.

Маршрутно-операційна карта

- 000 Заготівельна
- 005 Горизонтально-розточувальна
- 010 Токарна
- 015 Горизонтально-розточувальна
- 020 Токарна
- 025 Фрезерна з ЧПУ
- 030 Фрезерна з ЧПУ
- 035 Слюсарна
- 040 Токарна з ЧПУ
- 045 Токарна з ЧПУ
- 050 Фрезерна з ЧПУ
- 055 Слюсарна
- 060 Відпустка стабілізує
- 065 Контроль технічний
- 070 Токарна з ЧПУ

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						55
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- 075 Фрезерна з ЧПУ
- 080 Фрезерна з ЧПУ
- 085 Слюсарна
- 090 Токарна з ЧПУ
- 095 Токарна з ЧПУ
- 100 Горизонтально-розточувальна
- 105 Шліфувальна
- 110 Шліфувальна
- 115 Горизонтально-розточувальна
- 120 Свердлувальна
- 125 Шліфувальна
- 130 Слюсарна
- 135 Контроль магнітний
- 140 Азотування
- 145 Шліфування
- 150 Промивання
- 155 Контроль технічний
- 160 Маркіровка
- 165 Консервація

Розрахунки припусків і операційних розмірів

Розрахунки припусків здійснюється табличним методом (табл. 2.11).

Таблиця 2.11 – Розрахунки припусків колінчатого валу

Номер операції	Найменування операції	Проміжний розмір, мм	Жорсткуватість, мкм	Припуски, мм
005	Горизонтально-розточувальна	22 ^{+0,43}	2,5	22
100	Свердлувальна	14	3,2	14

Технічне нормування:

Операція 005 Горизонтально-розточувальна.

1. Устаткування: горизонтально-розточувальною верстат 2А656.

2. Інструмент свердло $d = 22$ мм ГОСТ 10903-77.

3. Режим різання:

Прохід 1:

а) припуск на обробку;

$$\Pi = D_2 - D_1, \text{ мм}$$

$D_2 = 22$ мм – діаметр, отриманий після обробки;

$D_1 = 0$ – діаметр до обробки.

$$\Pi = 22 - 0 = 22 \text{ мм}$$

б) глибина різання;

$$t = \Pi/2 = 22/2 = 11 \text{ мм}$$

в) довжина обробки;

$$L = L_0 + L_{\text{вх}} + L_{\text{вих}}, \text{ мм}$$

$L_0 = 58$ мм – довжина основного розміру

$L_{\text{вх}} = 9$ мм – величина припуску на вхід інструменту;

$L_{\text{вих}} = 0$ мм – припуск на вихід інструменту

$$L = 58 + 9 + 0 = 67 \text{ мм}$$

г) величина подання;

$S_0 = 0,3$ мм/об – для верстата 2А656

д) частота обертання шпинделя верстата

$n_b = 190$ об/хв – прийнято з ряду робочих частот верстата;

ж) швидкість різання

$$V = \frac{\Pi \cdot n_b \cdot D_2}{1000} = \frac{3,14 \cdot 190 \cdot 22}{1000} = 13,1 \text{ м/хв.}$$

з) дійсна величина подання верстата;

$$S_m = S_0 \cdot n_b = 0,3 \cdot 190 = 57 \text{ мм/хв.}$$

и) основний машинний час;

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		57

$$T_{\text{осн1}} = \frac{L \cdot i}{S_m} = \frac{67 \cdot 1}{57} = 1,2 \text{ хв.}$$

i = 1- кількість проходів

к) допоміжний час;

$$T_{\text{доп1}} = t_{\text{уст}} + t_{\text{пер}} + t_{\text{вим}}, \text{ хв.}$$

$t_{\text{уст}}$ – час на установку і зняття заготівлі

$t_{\text{пер}}$ – час проходу з однієї операції на іншу

$t_{\text{вим}}$ – час на вимір обробленої поверхні

$$T_{\text{доп1}} = 0,5 + 1 + 0,4 = 1,9 \text{ хв}$$

к) підготовчо-завершальний час;

$$T_{\text{пз1}} = 0,1 \cdot T_{\text{осн}} = 0,1 \cdot 1,2 = 0,12 \text{ хв.}$$

л) час на виготовлення 1 проходу:

$$T_{\text{шт1}} = T_{\text{осн1}} + T_{\text{доп1}} + T_{\text{пз1}} = 1,2 + 1,9 + 0,12 = 3,22 \text{ хв.}$$

Прохід 2:

Інструмент: зенковка ГОСТ 14959-80, D=63, < 60°

а) припуск на обробку;

$$\Pi = 42,4 - 22 = 20,4 \text{ мм}$$

б) глибина різання;

$$t = 20,4 / 2 = 10,2 \text{ мм}$$

в) довжина обробки;

$$L = 22 \text{ мм}$$

г) величина подання;

$$S_o = 2,32 \text{ мм/об}$$

д) частота обертання;

$$n = 38 \text{ об/хв.}$$

ж) швидкість різання;

$$V = \frac{3,14 \cdot 38 \cdot 42,4}{1000} = 5 \text{ м/хв.}$$

з) дійсна величина подання верстата;

$$S_m = 2,32 \cdot 38 = 88,16 \text{ мм/хв.}$$

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						58
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

и) основний машинний час;

$$T_{\text{осн2}} = \frac{L}{S_m} = \frac{22}{88,16} = 0,25 \text{ хв.}$$

к) допоміжний час;

$$T_{\text{доп2}} = 0,2 + 0,8 + 0,3 = 1,3 \text{ хв.}$$

л) підготовчо-завершальний час;

$$T_{\text{пз2}} = 0,1 \cdot 0,25 = 0,025 \text{ хв.}$$

м) час на виготовлення 2 проходи;

$$T_{\text{шт2}} = 0,25 + 1,3 + 0,025 = 1,575 \text{ хв.}$$

Прохід 3:

Інструмент: зенковка ГОСТ 14959-80, D= 63 мм, <120°

а) припуск на обробку;

$$П = 51,6 - 42,4 = 9,2$$

б) глибина різання;

$$t = 9,2 / 2 = 4,6 \text{ мм}$$

в) довжина обробки;

$$L = 2,5 \text{ мм}$$

г) подання;

$$S_o = 2,32 \text{ мм/об}$$

д) частота обертання;

$$n = 38 \text{ об/хв.}$$

е) швидкість різання;

$$V = \frac{3,14 \cdot 38 \cdot 51,6}{1000} = 6,15 \text{ м/хв.}$$

ж) дійсне подання;

$$S_m = 2,32 \cdot 38 = 88,16 \text{ мм/хв.}$$

з) основний машинний час;

$$T_{\text{осн3}} = \frac{2,5}{88,16} = 0,03 \text{ хв.}$$

и) допоміжний час

$$T_{\text{доп3}} = 0,2 + 0,1 + 0,15 = 0,45 \text{ хв.}$$

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						59
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

к) підготовчо-завершальний час

$$T_{пз} = 0,1 \cdot 0,03 = 0,003 \text{ хв.}$$

л) час на виготовлення 3 проходи

$$T_{штз} = 0,03 + 0,45 + 0,003 = 0,483 \text{ хв.}$$

Переходи 4,5,6 аналогічних проходів 1,2,3 відповідно.

Адже:

1) Основний час усіх проходів буде

$$T_{осн} = \sum_6^1 T_{осн} = 1,2 + 0,25 + 0,03 + 1,2 + 0,25 + 0,03 = 2,96 \text{ хв.}$$

2) Допоміжний час усіх проходів

$$T_{доп} = \sum_6^1 T_{доп} = 1,9 + 1,3 + 0,45 + 1,9 + 1,3 + 0,45 = 7,3 \text{ хв.}$$

3) Підготовчо-завершальний час усіх проходів

$$T_{пз} = \sum_6^1 T_{пз} = 0,12 + 0,025 + 0,003 + 0,12 + 0,025 + 0,003 = 0,296 \text{ хв.}$$

4) Час на виготовлення деталі

$$T_{шт} = \sum_6^1 T_{шт} = 2,96 + 7,3 + 0,296 = 10,556 \text{ хв.}$$

Операція 100. Свердлувальна.

1. Устаткування: свердлувальний верстат ОС 9600

2. Інструмент: свердло 14 мм, ГОСТ 2814-76.

3. Режим різання.

Прохід 1.

а) припуск на обробку;

$$П = 14 - 0 = 14 \text{ мм}$$

б) глибина різання;

$$t = 14/2 = 7 \text{ мм}$$

в) довжина обробки;

$$L = 207 + 7 = 214 \text{ мм}$$

г) подання;

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						60
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$S_o=0,14 \text{ мм/об}$$

д) частота обертання шпинделя верстата на цьому режимі;

$$n=250 \text{ об/хв.}$$

є) швидкість різання;

$$V = \frac{3,14 \cdot 250 \cdot 14}{1000} = 11 \text{ м/хв.}$$

ж) дійсне подання верстата;

$$S_m = S_o \cdot n = 0,14 \cdot 250 = 35 \text{ мм/хв.}$$

з) основний машинний час;

$$T_{\text{осн}_1} = \frac{L}{S_m} = \frac{214}{35} = 6,1 \text{ хв.}$$

$$\text{Для 12 отворів } T_{\text{осн}} = 6,1 \cdot 12 = 73,2 \text{ хв.}$$

и) допоміжний час;

$$T_{\text{доп}_1} = 2 + 1 + 3 = 6 \text{ хв.}$$

$$\text{Для 12 отворів } T_{\text{доп}} = 6 \cdot 12 = 72 \text{ хв.}$$

к) підготовчо-завершальний час;

$$T_{\text{пз}_1} = 0,1 \cdot 73,2 = 7,32 \text{ хв.}$$

$$\text{Для 12 отворів } T_{\text{пз}} = 7,32 \cdot 12 = 87,84 \text{ хв.}$$

л) час на виготовлення 1 проходу;

$$T_{\text{шт}_1} = 6,1 + 6 + 7,32 = 19,42 \text{ хв.}$$

$$\text{Для 12 отворів } T_{\text{шт}} = 19,42 \cdot 12 = 233,04 \text{ хв.}$$

Прохід 2.

а) припуск на обробку;

$$П = 14 - 0 = 14 \text{ мм}$$

б) глибина різання;

$$t = 14/2 = 7 \text{ мм}$$

в) довжина обробки;

$$L = 35 + 7 = 42 \text{ мм}$$

г) подача;

$$S_o = 0,16 \text{ мм/об}$$

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						61
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

д) частота обертання шпинделя верстата;

$$n=250 \text{ об/хв.}$$

є) швидкість різання;

$$V = \frac{3,14 \cdot 250 \cdot 14}{1000} = 11 \text{ м/хв.}$$

ж) дійсне подання верстата;

$$S_m = S_o \cdot n = 0,16 \cdot 250 = 40 \text{ мм/хв.}$$

з) основний машинний час;

$$T_{\text{осн}_2} = \frac{L}{S_m} = \frac{42}{40} = 1,05 \text{ хв.}$$

и) допоміжний час;

$$T_{\text{доп}_2} = 0,5 + 0 + 0,7 = 1,2 \text{ хв.}$$

к) підготовчо-завершальний час;

$$T_{\text{пз}_2} = 0,1 \cdot 1,05 = 0,105 \text{ хв.}$$

л) час на виготовлення 2 проходи;

$$T_{\text{шт}_2} = 1,05 + 1,2 + 0,105 = 2,355 \text{ хв.}$$

Загальний час:

Основний час

$$T_{\text{осн}} = 73,2 + 1,05 = 74,25 \text{ хв.}$$

1) Допоміжний час

$$T_{\text{доп}} = 72 + 1,2 = 73,2 \text{ хв.}$$

2) Підготовчо-завершальний час

$$T_{\text{пз}} = 87,84 + 0,105 = 87,945 \text{ хв.}$$

3) Час на виготовлення деталі

$$T_{\text{шт}} = 74,25 + 73,2 + 87,945 = 235,395 \text{ хв.}$$

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						62
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

3.1 Розробка заходів з охорони праці

Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально – економічних, організаційних, технічних і санітарно – гігієнічних заходів.

Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання чи зниженню працездатності.

Між небезпечним і шкідливим факторами не завжди можна провести чітку границю. Той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці.

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТУ 12.0.003 – 83.

Пари палива та мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів.

За ДСТ 12.1.005 – 88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива – 100 мг/м³ – у повітрі виробничих приміщень.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й мастила.

По БудНіПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації окси-ду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		63

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Причиною пожеж є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрانتя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно, виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично, виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно, виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна можуть з'являтися токсичні сполуки (CO; SO₂; CH). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення.

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм БудНіП .

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

1. Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						64
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається втома слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху.

Вібрація виникає через динамічну неврівноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового поясу, більшості внутрішніх органів через резонансні явища.

Рівень шуму має припустимі значення. Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошоломів і касок у сукупності з проб-ками, звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15 – 20 Дб.

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		65

До роботи на дизелі допускаються люди, що пройшли спеціальну технічну підготовку і мають посвідчення по техніці безпеки з правил експлуатації ДВЗ.

Більшість нещасних випадків при експлуатації, технічному обслуговуванні та ремонті двигуна викликані недотриманням основних правил і пересторіг техніки безпеки. Часто нещасного випадку можна уникнути, розпізнаючи можливу небезпеку до того, як відбудеться аварія. Будьте готові до можливої небезпеки. Крім того, слід мати необхідну підготовку, навички і засоби для безпечного ведення всіх робіт.

Крім того, при роботі з двигуном, обслуговуванні або ремонті виникають небезпеки пов'язані з відкритими рухомими деталями, високими температурами від двигуна та висока шумність. Задля нормальної безпечної праці, необхідно дотримуватись правил, затвердженні чинним законодавством про охорону праці.

Недотримання нормативного порядку експлуатації, змащування, технічного обслуговування або ремонту цього виробу може становити небезпеку і приводити до нещасних випадків, в тому числі і зі смертельним результатом.

3.2 Охорона навколишнього середовища

Охорона навколишнього середовища – це система законодавчих актів, що забезпечує нормальне функціонування біосфери при впливі на неї природних або антропогенних факторів.

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень [6].

Запобігання впливу таких шкідливих виробничих факторів як газ, пара, пил, надлишкова температура і вологість і створення здорового повітряного простору є важливою народногосподарською задачею, що

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		66

повинна здійснюватися комплексно, одночасно з вирішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру і з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони впливають на організм людини.

У процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу вихлопні гази [9].

Розглянемо характер впливу компонентів, що містяться в ВГ двигунів на організм людини. За цією ознакою вони поділяються гігієністами на 6 груп.

У першу групу входять речовини, що не роблять безпосереднього шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

До другої групи відноситься CO – окис вуглецю чи чадний газ – безбарвний газ, без запаху і смаку, легше повітря (щільність складає 0,97 стосовно повітря). Практично нерозчинний у воді. Горючий (утворює з повітрям вибухові суміші). Потрапляючи в легені людини, а відтіля в кров, витісняє з крові кисень, оскільки має в 200 разів більшу, ніж кисень, розчинність у ній (зниження змісту кисню в крові приводить до задущія). Шкідливий вплив окису вуглецю на організм людини пояснюють також тим, що червоні кров'яні тільця – еритроцити, захоплюють CO і втрачають здатність брати участь у газообміні організму. У результаті в людини настає кисневе голодування, зв'язаний з ним розлад центральної нервової системи, а у важких випадках смерть. При невеликих концентраціях у повітрі приведе до запаморочення і нудоти. Оскільки оксид вуглецю практично має ту ж щільність, що і повітря, то самостійно випаровується з приміщень дуже погано.

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		67

Вплив окису вуглецю залежить від його концентрації в атмосфері. До 0,0016 % по обсязі концентрація нешкідлива, при 0,01 – хронічне отруєння при тривалому перебуванні, 0,05 – легке отруєння через 1 годину, 1,0 % – утрата свідомості після декількох вдихів і смерть, якщо людини не винести з повітряного обсягу з такою концентрацією окису вуглецю і не надати йому необхідну допомогу.

У третю групу входять окиси азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (діоксид) азоту NO₂. Оксид азоту NO – безбарвний газ, погано розчинний у воді, на повітрі окисляється до NO₂. Діоксид азоту NO₂ – газ червонясто – бурого кольору з характерним різким запахом, важчий за повітря. При рівних кількостях окиси азоту значно токсичніші, ніж CO. Потрапляючи в організм людини і вступаючи в реакцію з водою, вони утворюють у дихальних шляхах азотну й азотисту кислоти і їхні з'єднання, що руйнують легеневу тканину, викликаючи хронічні захворювання, необоротні зміни в серцево – судинній системі. Вони також викликають захворювання слизоватих оболонок верхніх дихальних шляхів, хронічні бронхіти, нервові розлади. У з'єднанні з вуглеводнями утворюють токсичні нитроолефіни. Наслідки отруєння мають схований період, коли отруєний відчуває себе добре, але потім важко занедужує.

У залежності від об'ємної концентрації в повітрі (у %) вплив NO₂ на людський організм наступне: 0,00001 – абсолютний поріг впливу; до 0,0003 – поріг сприйняття запаху; 0,0013 – поріг роздратування слизоватих; до 0,002 – утворення метгемоглобіна; 0,004 – 0,008 – набряк легень. Крім того, окиси азоту беруть участь у фотохімічних реакціях утворення смогу.

До четвертої групи, самої численної, відносяться різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадиєнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів. Мають неприємний запах, викликають багато хронічних захворювань, роблять загально токсичний і дратівний вплив.

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		68

У п'яту групу входять альдегіди. Вони мають різкий запах (особливо – формальдегід). При визначених дозах викликають роздратування дихальних шляхів і слизоватих оболонок носа й око. Дія на організм людини характеризується дратівним і загально токсичним ефектом на центральну нервову систему, поразкою внутрішніх органів. У газах, що відробили, присутні в основному формальдегід і акролеїн.

У шосту групу виділяють сажу. Сажа являє собою дрібні частки вуглецю - від часток мікрона до десятків мікронів; самі дрібні (не більш 10 мкм) здатні по кілька діб витати в повітрі. Як всякий аерозоль, сажа забруднює повітря, погіршує видимість і може дратувати дихальні шляхи. Вуглець як хімічна речовина не представляє безпосередньої небезпеки для організму людини. Головна небезпека сажі полягає в тім, що вона є переносником канцерогенних речовин, причому бензпирен, адсорбований поверхнею сажі, діє на живі клітки сильніше, ніж у чистому виді. Бензпирен виявлений не тільки в сажі дизелів, але й у сажі бензинових двигунів, що містить у 200 разів більше цієї речовини. Однак самої сажі в газах дизелів, що відробили, міститься значно більше, ніж у газах бензинових двигунів.

До складу газів дизелів, що відробили, при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, що представляють собою з'єднання сірки. Вони мають різкий запах, викликають роздратування верхніх дихальних шляхів, порушення білкового обміну в організмі. В основному це сірчистий ангідрид SO_2 і сірководень H_2S . Сірчистий ангідрид – безбарвний газ з гострим запахом, важче повітря (питома вага по повітрю 2,264), добре розчиняється у воді, утворює сірчисту кислоту. Вплив SO_2 на організм людини в залежності від об'ємного змісту його в повітрі, %, викликає такі наслідки: 0,0007 – 0,001 – роздратування в горлі; 0,0017 – роздратування очей, кашель; 0,04 – отруєння через 3 хв; 0,01 – отруєння через 1 хв.

Склад газів двигунів, що відробили, на 99,0 – 99,9 % складається з продуктів повного згоряння (вуглецю і пари води), залишкового кисню й

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		69

азоту повітря. Але саме частина ВГ, що залишилася (не більш 1% від загальної витрати ВГ, практично рівного витраті повітря) визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище: рослинний і тваринний світ, людину, архітектурні будівлі.

Основними шкідливими компонентами вихлопних газів дизельних двигунів є окисли азоту, сажа, а також сірчисті з'єднання.

Для бензинових двигунів такими є окис вуглецю, вуглеводні, окисли азоту, а також з'єднання свинцю (для етильованих бензинів). Вуглеводні, виділювані в повітря бензиновими двигунами, попадають туди як з вихлопними газами так і з картерними газами, а також у виді випарів з карбюратора і бензобака. Для дизелів виділення вуглеводнів звичайно зв'язують тільки з виходом що відробили (вихлопних) газів. У бензинових двигунах загальна кількість токсинів в ВГ у середньому більш високе, чим у дизельних двигунах. При цьому має місце й інша пропорція між основними токсинами в ВГ бензинових двигунів і дизелів.

Крім шкідливих речовин до складу ВГ входить азот як баласт, що міститься у вихідних і відповідно в кінцевих продуктах згоряння, і вуглекислий газ CO₂. Щодо азоту можна відзначити, що при власній нешкідливості для людини, він є джерелом утворення шкідливих окислів у циліндрі двигуна.

Діоксид вуглецю не створює відчутної шкоди людині в умовах відкритих провітрюваних приміщень. Він до останнього часу не вважався шкідливим компонентом ВГ двигунів. У той же час утворення вуглекислого газу з викопних вуглецевих палив веде до збільшення кількості цього газу в атмосфері. Вуглекислий газ входить у число так званих парникових газів атмосфери. Парникові гази здатні уловлювати довгохвильове теплове випромінювання Землі, що не затримується іншими компонентами атмосфери. До парникових газів відносяться водяна пара, метан, фреони і

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						70
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

деякі інші з'єднання. Молекули парникових газів сприймають кванти енергії довгохвильового випромінювання, збуджуються, і самі випромінюють. Це випромінювання спрямоване в усі сторони, у результаті половина енергії направляється в космос, а половина повертається на Землю. Дія парникових газів забезпечує підтримка в атмосфері Землі і на її поверхні визначених рівноважних температур (для атмосфери середня річна температура приземного шару +14 °C), що є результуючими теплового балансу в системі Сонце – Земля – Космос. Збільшення кількості вуглекислого газу веде до збільшення так називаного парникового ефекту, що може вплинути на зміну клімату планети. При існуючому темпі зростання кількості цього газу в атмосфері (а його масова частка зросла від 0,00012 у 1912р. до 0,00038 до початку нового століття) можливе підвищення середньої річної температури приземних шарів атмосфери на 2 – 4 К в найближчі 100 – 200 років. Це грозить інтенсивним таненням льодовиків планети, підвищенням рівня світового океану на 6 – 16 м і поруч супутніх катаклізмів кліматичного характеру.

Одним із проявів негативного впливу транспорту на навколишнє середовище є смог. Цей термін широко використовується для позначення видимого забруднення повітря будь-якого характеру (не тільки від транспорту).

Розрізняють три основних типи смогу:

- смог крижани (аляскинського типу) – сполучення газоподібних забруднювачів, пилових часток і кристалів льоду, що виникають при замерзанні крапель тумана і пари опалювальних систем;

- просто смог (лондонського типу) – сполучення газоподібних забруднювачів (в основному сірчистого ангідриду), пилових часток і крапель тумана;

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						71
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

смог фотохімічний (лос – анжельського типу, сухий) – вторинне забруднення повітря, що виникає в результаті розкладання забруднюючих речовин під впливом сонячних променів, особливо ультрафіолетових.

Головний отрутний компонент смогу – озон (O₃). Додатковими складовими смогу служать чадний газ (оксид вуглецю), оксиди азоту, перекис ацетилнітрата, азотна кислота і деякі інші. Основним джерелом смогу цього типу є транспорт.

Усі зазначені речовини (крім сажі) при досягненні визначеної концентрації в повітрі можуть привести до смертельного результату. Хоча, звичайно, ступінь шкідливості цих речовин різна і відповідно різна припустима концентрація їх у повітрі. Їхній постійний вплив на людину, тварин і рослини може привести до мутацій на генетичному рівні і до різкої спадкоємної зміни організмів, що змінює їхні морфологічні (зовнішня і внутрішня будівля) і (чи) фізіолого – поведінкові ознаки.

Вплив газів ДВЗ, що відробили, на рослинність обумовлено влученням ВГ як на поверхню рослин, так і в клітки (із ґрунтовими водами). Особливо рослини чуттєві до оксидів сірки, оксидам азоту, а також до з'єднань оксидів азоту з вуглеводнями.

Вплив газів двигунів, що відробили, на будинки, пам'ятники та інші будівлі також визначається осадженням на поверхнях будівельних елементів з'єднань оксидів азоту і сірки з парами води, а також осадженням маслянистих часток сажі.

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						72
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В дипломному проєкті було виконано розрахунок робочого циклу 4 - тактного дизельного двигуна 6ЧН21/21 потужністю 550 кВт при 1000 хв^{-1} колінчатого валу. За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого циклу і побудовано теоретичну індикаторну діаграму та діаграми динаміки.

В конструкторському розділі виконано розробку систем двигуна. Розроблено технологічний процес виготовлення колінчастого валу.

Розглянуто основні вимоги до експлуатації двигуна, розроблено заходи з охорони праці та розглянуто питання охорони навколишнього середовища.

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						73
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Шапко В. Ф. Основи теорії та характеристики поршневих ДВЗ: навчальний посібник. Харків: Точка. 2014, 148 с.
2. Двигуни внутрішнього згоряння [Електронний ресурс]: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Видавн. центр НТУ "ХПІ", 2004. – 492 с.
3. Долганов К. Є., Лісовал А. А., Мержиєвська Л. П. Тепловий розрахунок поршневих двигунів внутрішнього згоряння на ПЕОМ: навчальний посібник. Київ: УТУ, 1999. 76 с.
4. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППІ НУК, 2012. – 40с.
5. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. С.79–86.
6. Гутаревич Ю. Ф., Зеркалов Д. В., Говорун А. Г. Екологія та автомобільний транспорт: навчальний посібник. Київ: Арістей, 2006. 292 с.
7. Марченко А.П., Парсаданов І.В., ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л.Л., ШЕХОВЦОВ А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння. Т.5 «Екологізація ДВЗ». – Харків: «Прапор», 2004.
8. Шапко В. Ф. Теоретичні основи підвищення потужності та зниження витрат палива двигунів внутрішнього згоряння. Вісник Кременчуцького державного університету імені Михайла Остроградського. Наукові праці. – Кременчук: КДУ, 2010. Вип. 1/2010 (60). С. 160–164.
9. Білявський Г.О. Основи загальної екології : підручник / Г.О. Білявський, М.М. Падун, Р.С. Фурдуй. – 2-е вид. зі змінами. – К. : Либідь, 1995. – 368 с.
10. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння» Доценко С.М. – Первомайськ ППІ НУК, 2014.

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						74
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

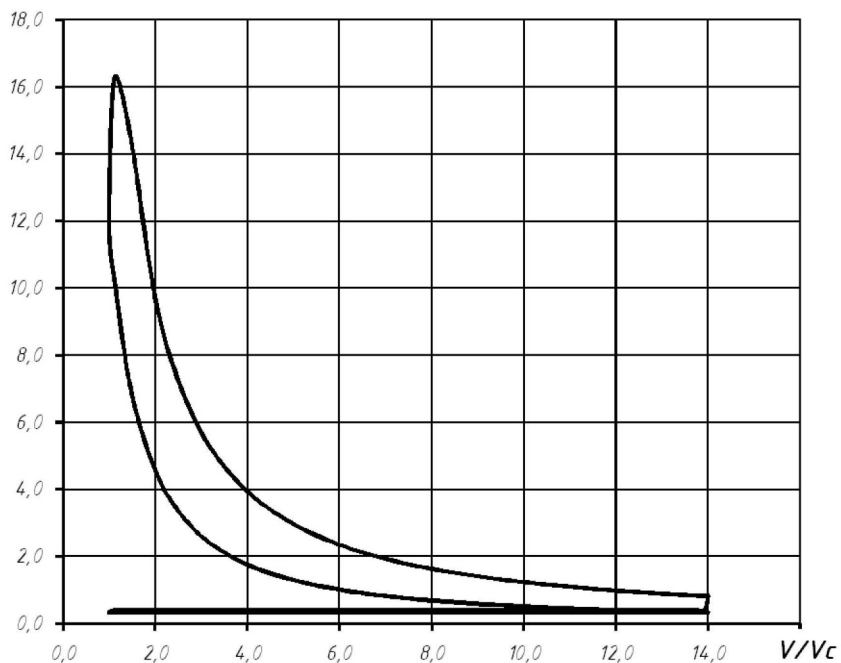
ДОДАТКИ

					ПННІ НУК 142.44.25.22.ПЗ	Аркуш
						75
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		



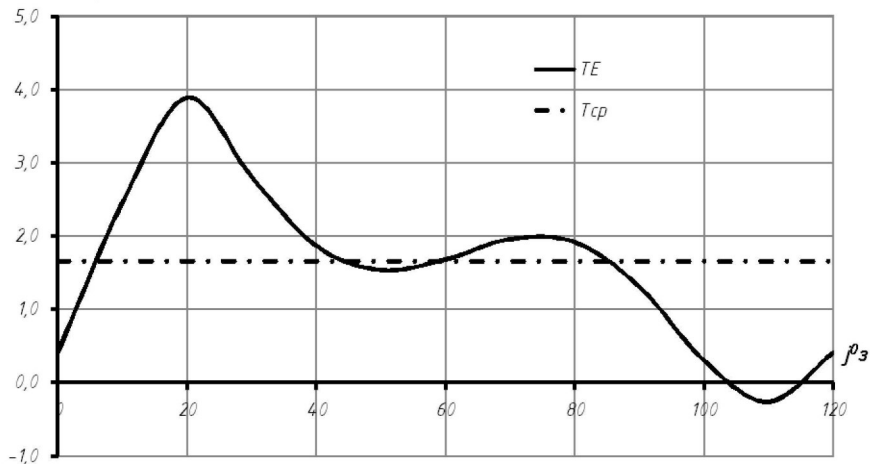
Індикаторна діаграма

P , МПа



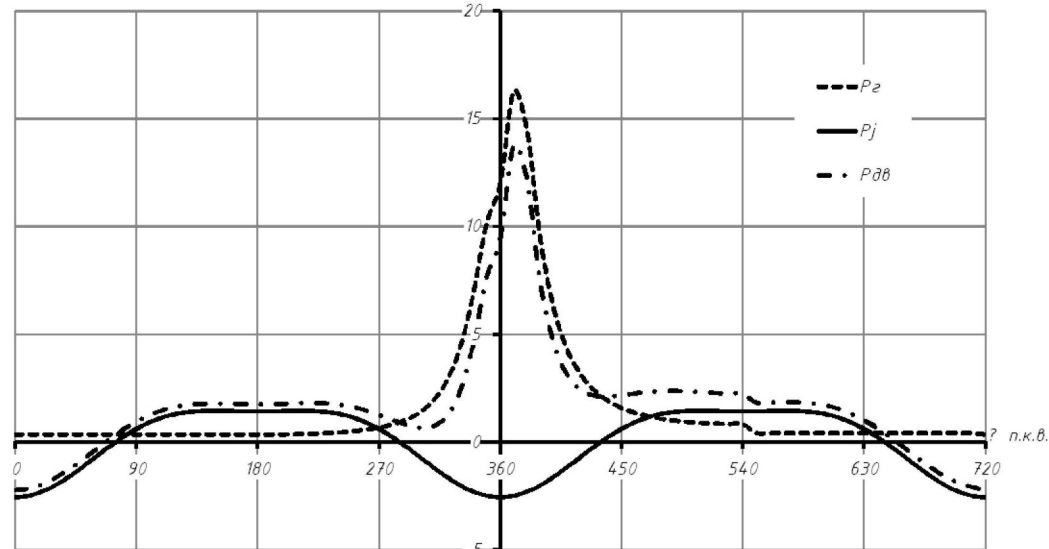
Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

Сили T , Мпа

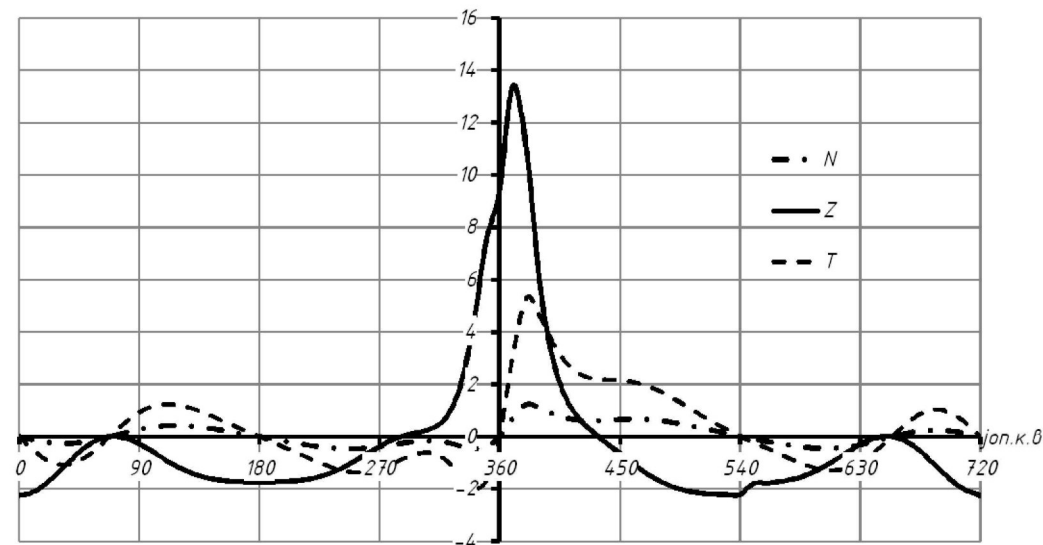


Зміна сил від кута повороту колінчастого валу

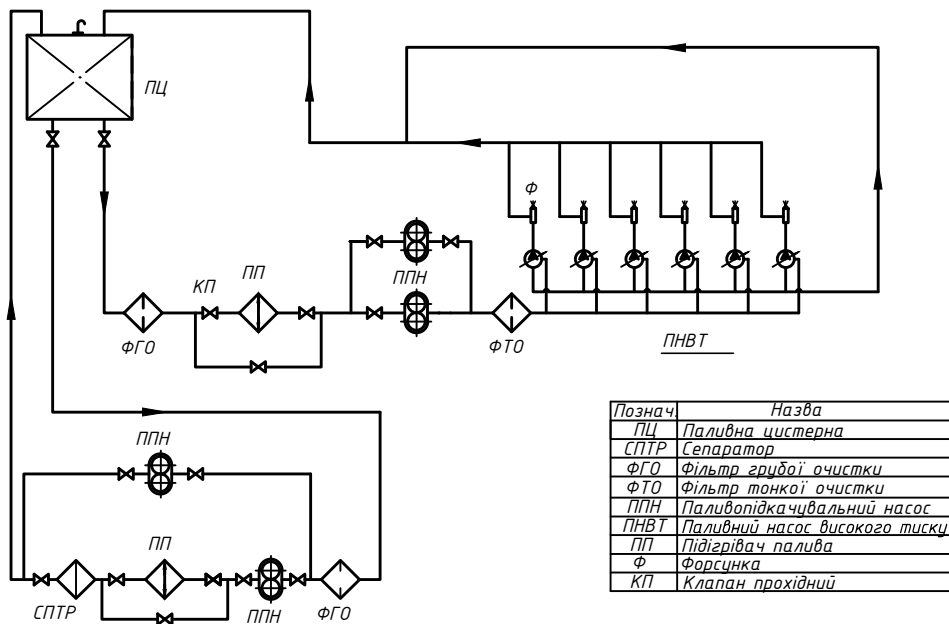
Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа



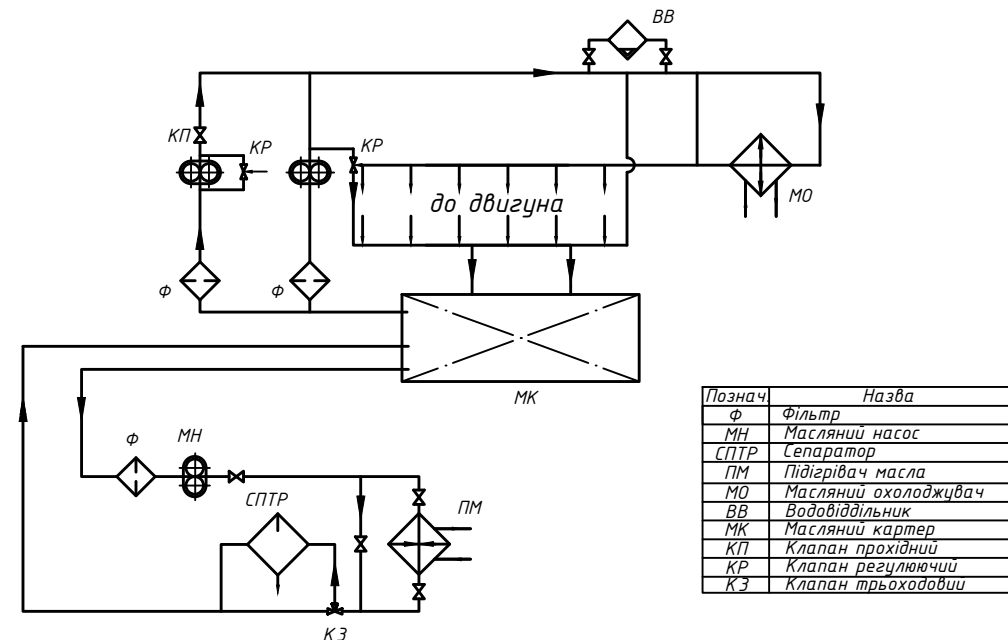
Сили N , Z , T в МПа.



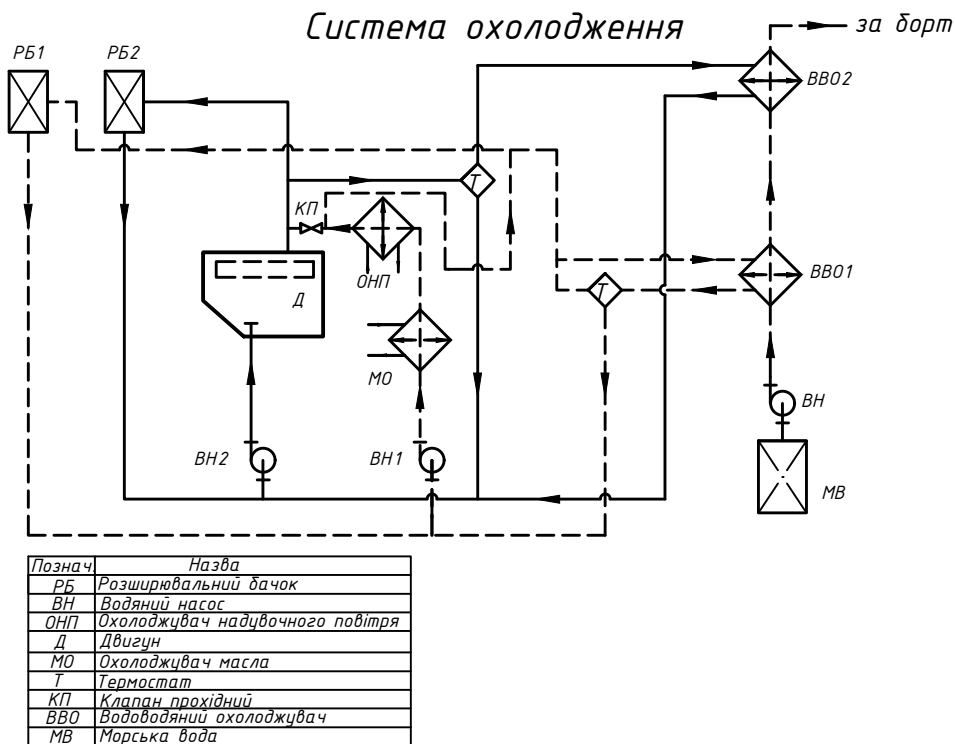
Паливна система



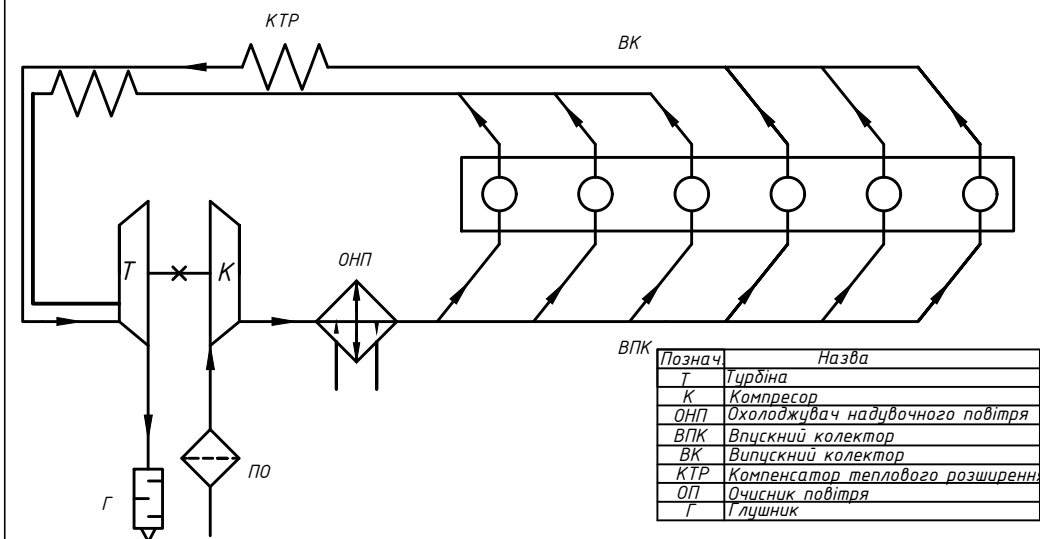
Система змащення

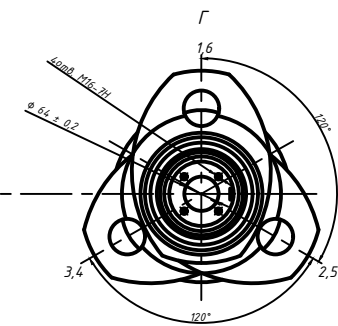


Система охолодження

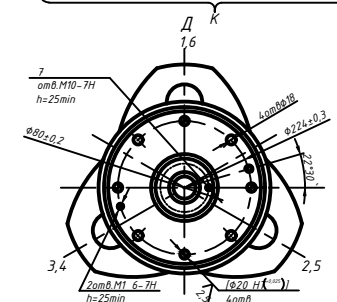


Система газообміну

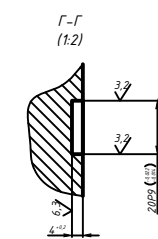




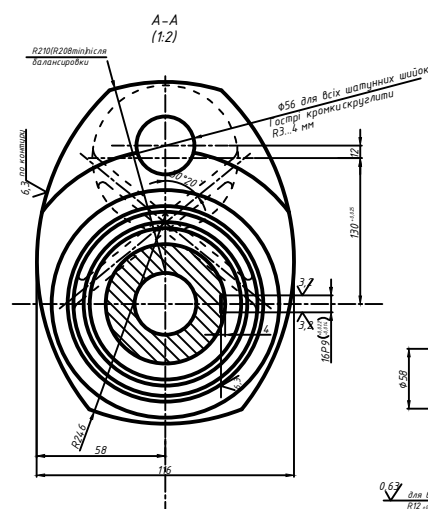
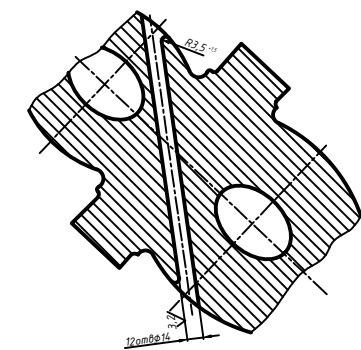
Б-Б повернуто



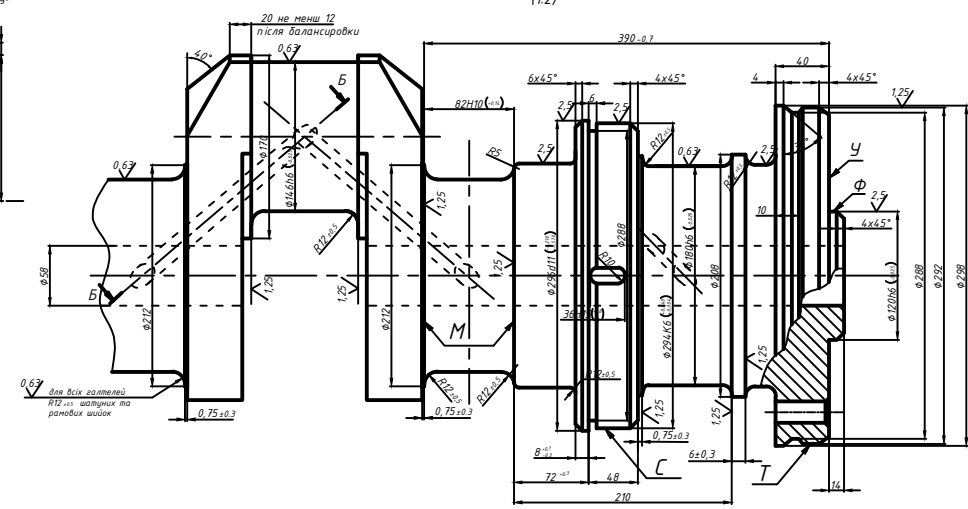
K
(1:2)



Γ-Γ
(1:2)



A-A
(1:2)



								ПНН НУК 14.2.44.25.22.04			
Від	Відт	№ докум.	Підпис	Підп				Відт	Маса	Масштаб	
Розробити		Визначити в								1:5	
Перевірити		Визначити в									
								Лист	Листів		
В. Констр.		Визначити в						44-ЕМ-23			
Затвердити		Визначити в									