

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: Покращення техніко-економічних показників 4-тактного автомобільного дизельного двигуна з наддувом потужністю 175 кВт з розробкою системи охолодження двигуна.

Прототип 8Ч13/14

Виконав:

студент групи 44-ЕМ-23

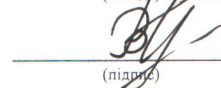

(підпис)

Крижановський С.В.

Керівник роботи:

доцент кафедри ЕМ, к.т.н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)


(підпис)

Нестеренко В.В.

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

« ____ » _____ 2025 р.

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

Студенту Крижановському Сергію Валерійовичу

1. Тема роботи: «Покращення техніко-економічних показників 4-тактного автомобільного дизельного двигуна з наддувом потужністю 175 кВт з розробкою системи охолодження двигуна. Прототип 8Ч13/14».

Керівник роботи Нестеренко В.В.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.2025 року за № 23.

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

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 8Ч13/14 потужністю 175 кВт.

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

Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Розрахунок систем двигуна. 4. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Двигун 8ЧН13/14 – поперечний переріз (СК). 2. Водяний насос (СК). 3. Схема системи охолодження (СХ). 4. Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ (СХ).

6. Консультанти роботи

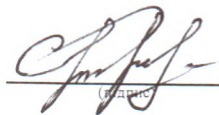
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «10» лютого 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Пр
1	Вступ.	24.02.2025	
2	Загальний розділ.	10.03.2025	
3	Конструкторський розділ.	31.03.2025	
4	Розрахунок систем двигуна.	14.04.2025	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	23.04.2025	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	28.04.2025	
7	Оформлення кваліфікаційної роботи.	12.05.2025	

Студент



Крижановський С.В.

Керівник
роботи



Нестеренко В.В.

Анотація

Кваліфікаційна робота вирішувала завдання покращення техніко-економічних показників 4-тактного автомобільного дизельного двигуна з наддувом потужністю 175 кВт з розробкою системи охолодження двигуна. Прототипом обрано V-подібний 8-ми циліндровий двигун 8Ч13/14. Виконано опис вузлів та систем проєктованого двигуна.

Проведено конструкторський розрахунок: розрахунок робочого процесу дизельного двигуна з перевірочними розрахунками, теплового балансу, побудована індикаторна діаграма, а також динамічний розрахунок з побудовою графіків.

Була поставлена та виконана задача спроектувати конструкцію радіаторного блока охолодження. Виконано розрахунки системи охолодження та радіатора охолодження.

Визначені заходи по охороні праці на підприємстві, проведено розробку заходів з охорони праці та навколишнього середовища.

В графічній частині виконано креслення: поперечний переріз двигуна 8ЧН13/14, водяного насоса, схема системи охолодження, індикаторної діаграми та діаграми сил, що діють в КШМ.

Ключові слова: система охолодження, водяний насос, дизельний двигун, кривошипно-шатунний механізм.

Abstracts.

The qualification work solved the problem of improving the technical and economic performance of a 4-stroke supercharged automotive diesel engine with a power of 175 kW with the development of an engine cooling system. The prototype was a V-shaped 8-cylinder engine 8CH13/14. A description of the components and systems of the designed engine was made.

The design calculation was carried out: calculation of the diesel engine operating process with verification calculations, heat balance, an indicator diagram, as well as a dynamic calculation with graphing.

The task of designing a radiator cooling unit was set and completed. The cooling system and cooling radiator were calculated.

Measures for labor protection at the enterprise were determined, and measures for labor and environmental protection were developed.

In the graphic part, the following drawings were made: a cross section of the 8CHN13/14 engine, a water pump, a diagram of the cooling system, an indicator diagram, and a diagram of the forces acting in the angle grinder.

Keywords: cooling system, water pump, diesel engine, crank mechanism.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1. Інформація про об'єкт використання двигуна	6
1.2. Опис конструкції базового двигуна	7
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	
2.1 Вимоги до проектного двигуна	16
2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна	17
2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна	26
2.4 Розрахунок індикаторної діаграми	33
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	38
2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу	45
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА	
3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів.	46
3.2 Опис системи охолодження двигуна 8ЧН13/14.	39
3.3 Розрахунок системи охолодження.	52
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1. Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, створених проектованим двигуном	58
4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації.	62
ВИСНОВКИ	67

					<i>ПННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ</i>			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив		Крижановський			<i>Пояснювальна записка</i>	Літера	Лист	Листів
Перевірив		Нестеренко В.В				н	3	69
						44-ЕМ-23		
Н. контр		Нестеренко В.В						
Затвердив		Нестеренко В.В						

ДОДАТКИ:

Додаток 1 Специфікації складальних креслень

Додаток 2 Двигун 8ЧН13/14 – поперечний переріз

Додаток 3 Водяний насос – складальне креслення

Додаток 4 Схема системи охолодження

Додаток 5 Індикаторна діаграма та діаграма сил, що діють в

КШМ

					ПІННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Однією з пріоритетних галузей інтенсивного розвитку країни є автомобільна промисловість. Інтенсивний розвиток автомобільної промисловості стимулює активізацію багатьох інших галузей.

В області розвитку та оновлення автомобільних двигунів головними задачами є розширення використання дизелів, підвищення паливної економічності та зменшення питомої маси двигунів, вартість їхнього випуску та експлуатації. На принципово новий рівень ставиться боротьба з токсичними викидами двигунів в атмосферу, а також задачі по зниженню шуму та вібрації в процесі їх експлуатації.

Дизельні двигуни і агрегати на їх базі представляють складну техніку, яка може бути виготовлена тільки за участю суміжних галузей промисловості (електротехнічна, приладобудівна, металургійна, турбобудування та ін.).

Світове дизелебудування розвивається дуже інтенсивно і має цілий ряд важливих напрямів, які властиві і вітчизняному дизелебудуванню:

- підвищення циліндрових і агрегатних потужностей за рахунок форсування по середньому ефективному тиску і частоті обертання;
- підвищення паливної і масляної економічності;
- оснащення дизелів і агрегатів на їх базі ефективними системами автоматизації на базі мікропроцесорної техніки, адаптивними механізмами;
- зниження питомої маси та ін..

Усе це вимагає вирішення питань організації вискоефективного робочого процесу, зниження теплової напруженості циліндро-поршневої групи, зниженні тертя, забезпечення якісного охолодження, впровадження нових технологічних процесів для забезпечення ресурсів і надійної роботи поршневих кілець, клапанів, підшипників і колінчастого валу, ущільнення газового стику і так далі, створення спеціалізованих підприємств [1].

В даній кваліфікаційній роботі планується реалізувати завдання з розробки конструкції радіаторної системи охолодження 4-тактного транспортного двигуна потужністю 175 кВт на базі двигуна-прототипу 8ЧН13/14.

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	5

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна

Промислова марка двигуна-прототипу 8ЧН13/14 – ЯМЗ-238. Двигуни ЯМЗ-238 з турбонаддувом Євро-0 - це форсовані дизелі ЯМЗ-238М2. Однак різниця не тільки в наявності турбіни: внесені конструктивні зміни в блок циліндрів, циліндро-поршневу групу, ТНВД, колінчастий вал і інші деталі. Силові агрегати групи ЯМЗ-238Б і ЯМЗ-238Д за своїм устроєм відрізняються незначно. Призначені для автомобільної і тракторної техніки, мають велику кількість модифікацій. Існують моделі з маховиками під установку дводискового і одно дискового зчеплень тощо. Найбільш цікаву конструкцію має двигун ЯМЗ-238Д-26, створений для автомобіля КраЗ з правостороннім органами управління.

Двигуни ЯМЗ-238НДЗ, ЯМЗ-238НД4 і ЯМЗ-238НД5 використовуються в складі промислових і сільськогосподарських тракторів, дорожньої і лісозаготівельної техніки, на колісних навантажувачах, модифікація ЯМЗ-238М2бр/бг, призначена для установки на катери. Інші моделі сімейства – ЯМЗ - 238ДІ і ЯМЗ-238ДК застосовуються на комбайнах, енергетичних засобах і дизельних електроагрегатах.

Двигуни ЯМЗ-238 з турбонаддувом Євро-1, створені шляхом доопрацювання ЯМЗ-238 турбо Євро-0. Особливостями комплектації є монтаж рідинно-масляного теплообмінника, муфти включення вентилятора і повітропроводів до охолоджувача наддувочного повітря, що встановлено безпосередньо на виробі. Дизелі ЯМЗ-238НД6, ЯМЗ-238НД7 і ЯМЗ-238НД8 - це модернізація аналогічних версій моторів ЯМЗ-238НДЗ, ЯМЗ-238НД4 і ЯМЗ-238НД5 відповідно. Конструкція силових агрегатів дозволяє застосовувати їх на широкому спектрі техніки: в складі колісних тракторів і машин на їх базі, на навантажувачах і вантажівках.

					ПННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2 Опис конструкції базового двигуна

До основних особливостей конструкції двигуна 8ЧН13/14 відносяться:

- кут розвалу циліндрів, що дорівнює 90° ;
- дві взаємозамінних головки блоку циліндрів;
- колінчастий вал, який повністю упирається з загальною шатунною шийкою для кожної пари шатунів;
- центрально розташований розподільний вал системи газорозподілу і хитні роликові штовхачі привода клапанів;
- паливна апаратура розподільного типу.

Характерною особливістю двигуна є також раціональне розміщення агрегатів, що у сукупності з простотою конструкції робить їх доступними при експлуатації і для ремонту. Практично вузли і деталі, обслуговування яких обов'язково в процесі експлуатації, розташовані в доступних місцях переважно в передній частині двигуна і в розвалі циліндрів.

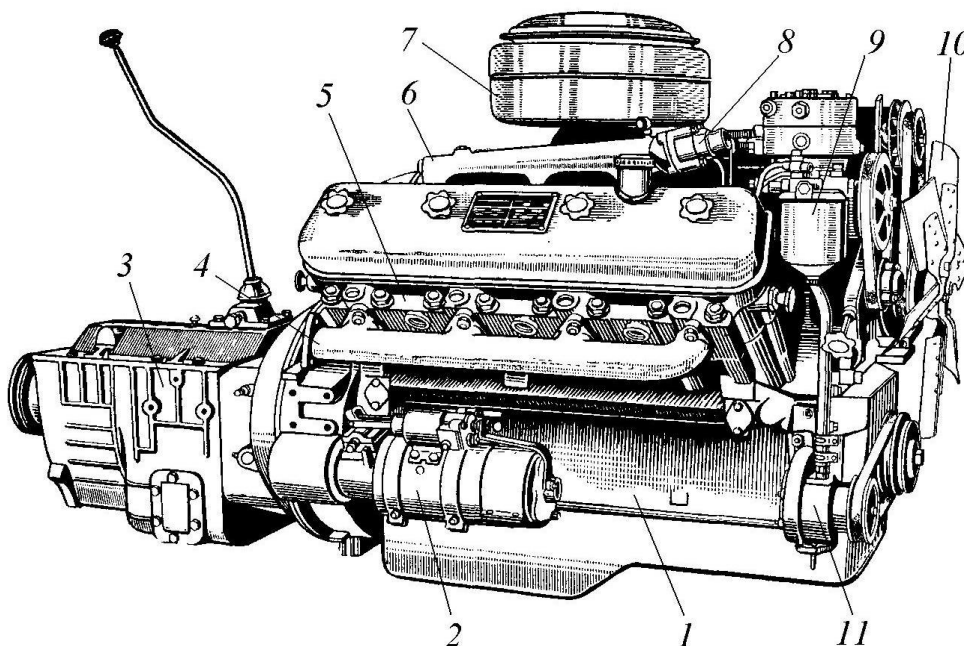


Рисунок 1.1 Загальний вид двигуна 8ЧН13/14

1 - блок циліндрів; 2 - стартер; 3 - коробка передач; 4 - випускний колектор; 5 - головка циліндрів; 6 - рідинна трубка; 7 - повітряний фільтр; 8 - коробка термостата; 9 - фільтр тонкої очистки палива; 10 - вентилятор;
11 - водяний насос.

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ПННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ
					7

В передній частині двигуна на кришці шестерень розподілення розміщено водяний насос, вентилятор системи охолодження і щуп для контролю рівня мастила у піддоні (рис. 1.1).

Водяний насос і насос гідравлічного підсилювача керма, для встановлення якого передбачена спеціальна площадка на кришці шестерень розподілення, приводяться в дію ременем безпосередньо від шківу колінчастого валу двигуна. В верхній передній частині двигуна розташовано фільтр тонкої очистки палива, компресор пневмогальмів і генератор системи електрообладнання, що кріпиться до верхньої кришки блоку. Генератор і компресор приводяться в дію ременем від шківу, встановленого на валу вентилятора. Натяжний пристрій привода компресора кріпиться до правої сторони кронштейну передньої опори двигуна. На передньому торці блока циліндрів з лівої сторони розміщені фільтри грубої і тонкої (відцентрової) очистки мастила. Поперечний і повздовжній розрізи двигуна ЯМЗ-238 зображені на рис. 1.2 і 1.3.

Вузли і агрегати двигуна розміщені в блок-картері. До переднього торця блоку болтами кріпиться лита ножовподібна кришка шестерень газорозподілення і приводу агрегатів. В порожнині між кришкою і передньою стінкою блоку розташована передня противага системи зрівноваження двигуна, шестерні приводу вентилятора, паливного насосу і газорозподілення, які знаходяться в зачепленні з шестернею колінчастого валу.

Від шестерні колінчастого валу приводиться в дію також масляний насос, закріплений на кришці переднього корінного підшипника. Знизу блок-картер закритий піддоном, який одночасно слугує ємністю системи мащення двигуна. Праворуч у нижньої частини блок-картера на спеціальних постілях встановлений електростартер для пуску двигуна.

На бічних поверхнях головок зовнішньої сторони кріпляться випускні трубопроводи, а зі сторони розвалу – впускні трубопроводи і водовідвідні труби. На передніх кінцях водовідвідних труб встановлені термостати системи охолодження двигуна.

					ПННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ	Лист
						8
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

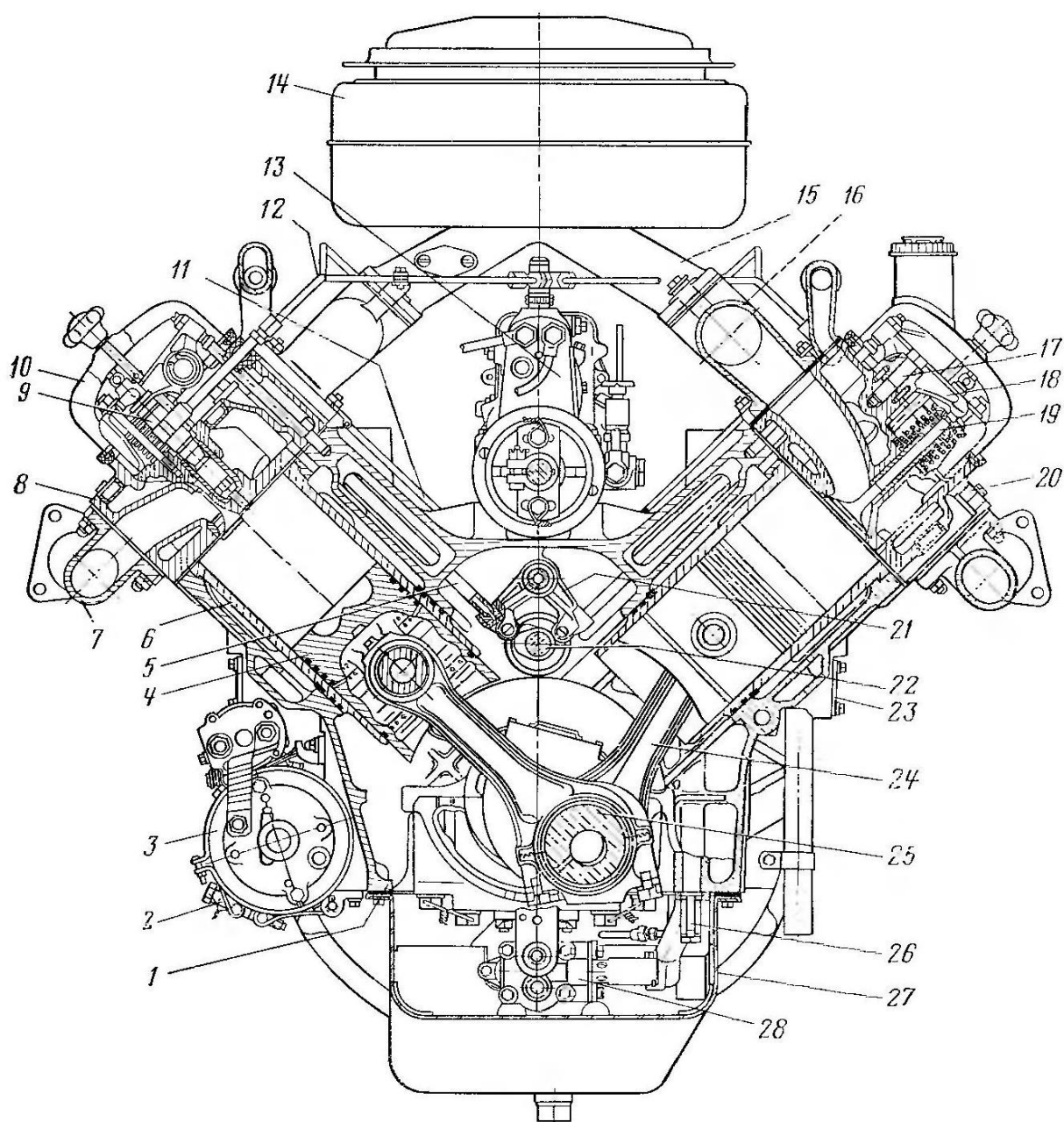


Рисунок 1.2 Поперечний переріз двигуна 8ЧН13/14

1 - блок циліндрів; 2 - стяжний болт кріплення стартера; 3 - стартер; 4 - поршень; 5 - штанга штовхача клапану; 6 - гільза циліндру; 7 - випускний колектор; 8 - головка циліндру; 9 - форсунка; 10 - кришка головки циліндрів; 11 - відвідна паливна трубка; 12 - трубка високого тиску; 13 - паливний насос високого тиску; 14 - повітряний клапан; 15 - з'єднувальний патрубок впускних колекторів; 16 - впускний колектор; 17 - болт кріплення вісі коромисла клапану; 18 - коромисло клапану; 19 - впускний клапан; 20 - гайка кріплення головки циліндрів; 21 - штовхач клапану; 22 - розподільчий вал; 23 - заглушка блоку циліндрів; 24 - шатун; 25 - колінчастий вал; 26 - диференційний клапан системи мащення; 27 - піддон блоку циліндрів; 28 - масляний насос.

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	9

ПННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ

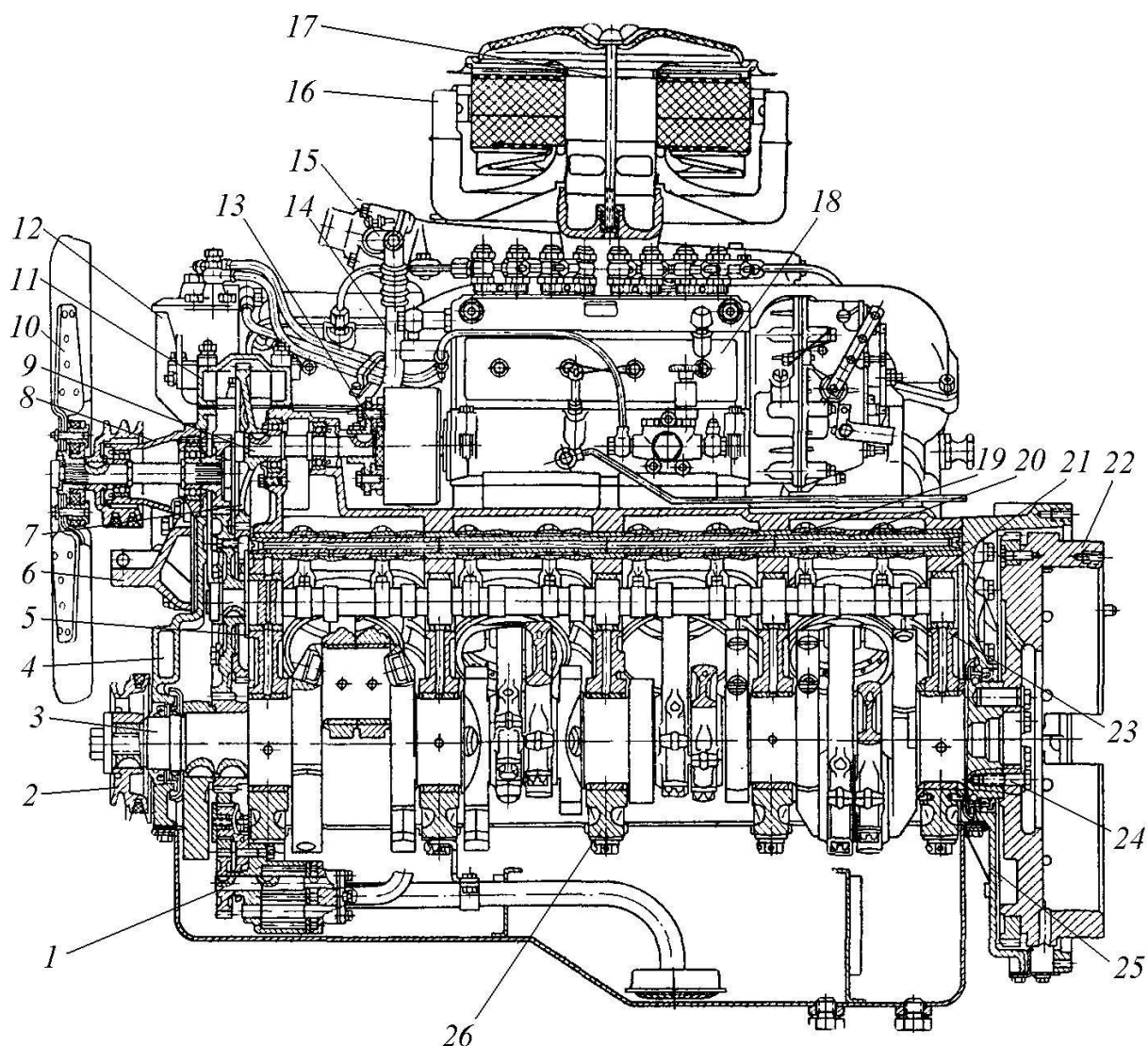


Рисунок 1.3 Поздовжній переріз двигуна 8ЧН13/14

1 - масляний насос; 2 - шків колінчастого валу; 3 - колінчастий вал; 4 - кришка шестерень розподілення; 5 - упорний фланець розподільного валу; 6 - кронштейн передньої опори двигуна; 7 - шестерня приводу ПНВТ; 8 - корпус приводу вентилятора; 9 - вал приводу ПНВТ; 10 - крильчатка вентилятора; 11 - верхня кришка блоку; 12 - фільтр тонкої очистки палива; 13 - полу муфта приводу ПНВТ; 14 - перепускна трубка водяних термостатів; 15 - з'єднувальна трубка водяних термостатів; 16 - повітряний фільтр; 17 - стержень кріплення повітряного фільтра; 18 - паливний насос високого тиску; 19 - штовхач клапану; 20 - вісь штовхача; 21 - розподільчий вал; 22 - маховик; 23 - блок циліндрів; 24 - болт кріплення маховика; 25 - картер маховика; 26 - кришка корінного підшипника колінчастого валу.

Порожнини коробок термостатів з'єднані з порожниною всмоктування водяного насоса спеціальними трубками, що утворюють при зачинених

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	10

ПННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ

термостатах малий круг циркуляції охолоджувальної рідини. Впускні трубопроводи об'єднані перехідником, на якому встановлений повітряний фільтр.

В розвалі циліндрів розміщено паливний насос високого тиску в зборі з регулятором числа обертів, паливопідкачуючим насосом і автоматичною муфтою випередження впорскування палива. До заднього торця блоку кріпиться картер маховика. На бічних поверхнях картера виготовлені площадки для кріплення кронштейнів середньої опори двигуна. Знизу картер маховика має люк, зачинений штампованою сталевією кришкою. Під кришкою закріплена стрілка-вказівник положення колінчастого валу. Через відкритий люк за допомогою спеціального ломика відбувається провертання колінчастого валу при регулюванні зазорів в клапанному механізмі і встановленні куту випередження впорскування палива.

На маховик монтується зчеплення, а до заднього торця картеру маховика кріпиться коробка передач з картером зчеплення. Центрівка двигуна і коробки передач відбувається по відцентровій розточці в картері маховика і бурту на картері зчеплення.

Блок-картер (рис. 1.4) – основна корпусна деталь двигуна. Він відлитий з низьколегованого сірого чавуну і підданий штучному старінню для зняття термічних напружень. Це забезпечує збереження геометричної форми і розмірів блоку в процесі експлуатації двигуна. Циліндри двигуна розташовані двома рядами під кутом 90° і виконані в загальному блоці з верхньою частиною картера. Правий ряд циліндрів зміщений щодо лівого вперед на 35 мм; це викликано тим що на одній шатунній шийці колінчастого валу встановлюються два шатуни — один для правого ряду, інший для лівого. Блок розточується в зборі з кришками корінних опор, тому вони невзаємозамінні і встановлювати їх при зборці двигуна необхідно строго в свої кубла і певною стороною. Кожна кришка має зміщені бічні фіксуючі поверхні і порядковий номер опори. Для запобігання осьового зсуву і провертання вкладишів в роз'ємі ліжок (в блоці і кришках) виконані поглиблення, в які входять виступи зроблені на торцях вкладишів.

В перегородках картерної частини просвердлені канали для підведення масла

					ПННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ	Лист
						11
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Позначення наноситься на верхньому торці бурту гільзи. При комплектації двигуна в кожний циліндр встановлюються гільзи і поршні однієї розмірної групи. Це забезпечує отримання оптимального зазору між гільзою і поршнем. Гільза встановлюється в блок зусиллям руки і фіксується у відповідних розточуваннях двома поясами: верхнім і нижнім. Верхній пояс гільзи має ковзаючу посадку, а нижній – ходову. Це забезпечує вільне видовження гільзи внаслідок нагрівання під час роботи двигуна. По нижньому, фіксуючому поясу гільзи зроблено ущільнення з гумових кілець, яке забезпечує герметичність з'єднання і запобігає попаданню охолоджуючої рідини в масляний піддон двигуна.

Для усунення кавітаційних руйнувань гільз циліндрів і блоку на гільзах введена додаткова канавка, в яку встановлюється антикавітаційне кільце.

Колінчастий вал. Сили, діючі на деталі кривошипно-шатунного механізму двигуна, складаються з сил тиску газів на поршень і інерційних сил мас, що рухаються. Інерційні сили за час робочого циклу змінюються по величині і напрямку, що у разі їх невірноваженості приводить до небажаних вібрацій і коливань на опорах.

В V-подібних двигунах з кутом розвалу 90° і загальною шатунної шийкою на кожен пару циліндрів рівнодіюча сил інерції зворотно-поступальний мас обох циліндрів, що рухаються, направлена по радіусу кривошипа і підсумовується з відцентровою мас, що силою обертаються.

Колінчасті вали виготовлені із сталі 50 Р. В процесі виготовлення вал піддається термічній обробці-гарту і відпустці до твердості HB 229 – 269, а поверхні шатунних і корінних шийок і шийки під сальники для підвищення зносостійкості піддаються загартовуванню з нагрівом струмами високої частоти. Глибина загартованого шару для корінних і шатунних шийок складає 3,0 - 4,0 мм, а на шийках під сальники 1,0 - 2,0 мм; твердість після гарту- HRC 52 - 62.

Діаметр корінної шийки рівний $110,000_{-0,015}$ мм, а шатунних $88,000_{-0,015}$ мм. Шатунні і корені шийки валу зв'язані між собою відносно товстими щокми і сполучаються з ними перехідними галтелями радіусами $6_{-0,5}$ мм. Для міцності валу

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	13

ПННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ

на згинання виконано перехідні галтелі. Тому при перешліфовуваннях валу підрізи і зменшення радіусів галтелей недопустимі.

В щоках валу просвердлені канали для підведення мастила від корінних підшипників до масляних порожнин в шатунних шийках. Порожнини в шатунних шийках утворені двома похилими каналами діаметром 30 мм із запресованими в них штампованими заглушками. Масляні порожнини є додатковими уловлювачами бруду. Грязьові частинки відкидаються відцентровою силою до верхньої частини порожнин, а масло через чотири крізні отвори подається до шатунним вкладишів. Для видалення грязьових відкладень при розбиранні двигуна необхідно вибити заглушки з подальшою заміною їх новими. Повторне використання старих заглушок не допускається.

Осьовий зазор валу складає 0,121 - 0,265 мм. Ущільнення колінчастого валу здійснюється гумоармованими саморухомими сальниками, що виготовляються із спеціальної гумової суміші. Передній сальник запресований в кришку шестерень розподілу, задній - в картер маховика. На задньому торці маховика зроблена виточка для фрикційних дисків і направляючі пази для середнього і нажимного дисків зчеплення. Кільцева поверхня обмежена діаметрами 415 і 215 мм.

Шатун (рис. 1.5) – двотаврового перетину, виготовлений із сталі 40ХФА. Нижня головка має косий роз'єм кутom 55° 30' до подовжньої осі. Це забезпечує демонтаж і монтаж поршня в зборі з шатуном через гільзу циліндрів при зовнішньому діаметрі нижньої головки шатуна, що перевищує діаметр гільзи циліндра. Для фіксації від провертання і осьового зсуву вкладишів в кришці і тілі шатуна виконані пази під спеціальні виступи на вкладишах.

Поршень (рис. 1.5) – складної геометричної форми, виготовлений з висококрем'янистого алюмінієвого сплаву. Спідниця і головка поршня мають некруглий поперечний перетин і непрямолінійну подовжню твірну. В поперечному перетині спідниця поршня виконана за формою овалу із змінною по висоті різницею осей. В товстостінному днищі поршня розташована частина камери згоряння тороїдальної форми, що сприяє завихренню повітряного заряду,

					ПННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

покращує розпилювання, змішування і згоряє палива.

На бічній поверхні поршня є п'ять канавок для поршневих кілець. В трьох верхніх канавках, що мають в перетині форму прямокутної трапеції, встановлюються компресійні кільця. Для відведення масла, що знімається маслознімними кільцями і з поверхні циліндра, в канавках виконано 26 отворів діаметром 4 мм.

Поршень з'єднується з верхньою головкою шатуна за допомогою пальця. Для цього в бобишках, розташованих усередині поршня, виконані отвори. В отворах під палець проточені кільцеві канавки для установки стопорних кілець обмежуючих осьове переміщення пальця.

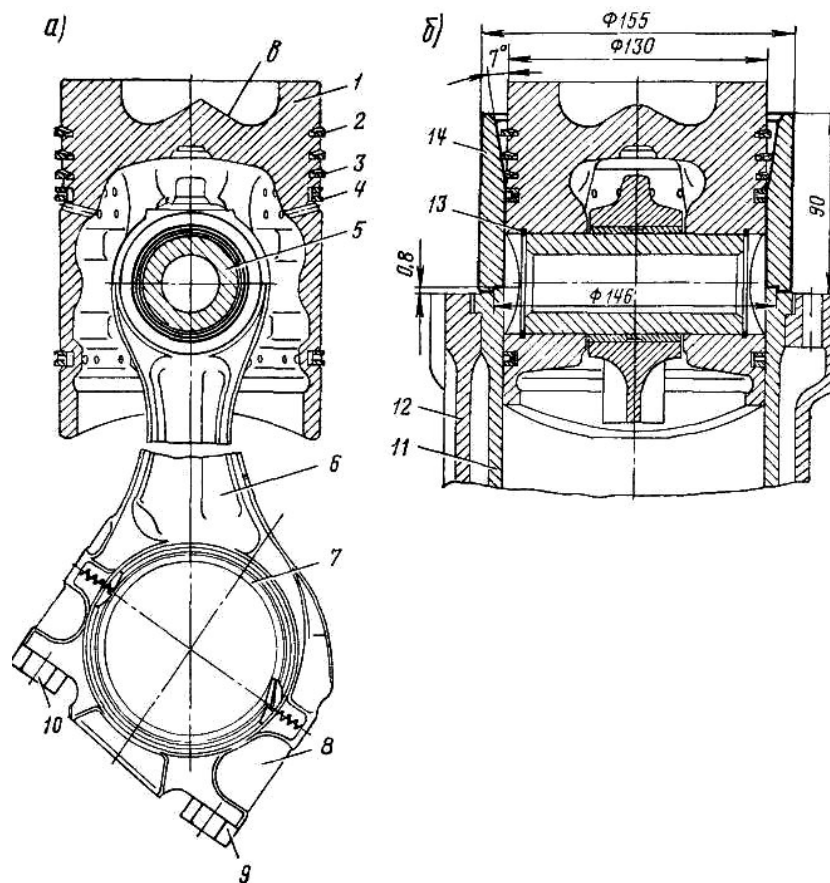


Рисунок 1.5 Поршень і шатун

а - зібраний з шатуном і кільцями; б - пристрій для установки в гільзу;

1- поршень; 2, 3, 4 - кільця; 5 - палець; 6 - шатун; 7 - вкладиш; 8 - кришка; 9, 10 - болти; 11 - гільза циліндра; 12 - блок циліндрів; 13 - стопорне кільце; 14 - оправка.

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ПІННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ
					15

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1 Вимоги до проєктованого двигуна.

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

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий індикаторний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і т.д.

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.

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

Двигун не повинний бути захаращений 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 142.44.25.15 ПЗ	Лист
						16
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основні параметри двигуна прототипу.

Двигун проектується на базі прототипу 8ЧН13/14, його основні параметри (по технічному опису та інструкції по експлуатації) :

Таблиця 2.1

Основні параметри двигуна 8ЧН 13/14 (модифікація ЯМЗ-238М26р/бг)

Найменування параметра	Од. вим.	Значення
Частота обертання колінчатого валу	хв^{-1}	1500
Середній ефективний тиск	кПа	1080
Ефективна потужність	кВт	138
Питома ефективна витрата палива	$\text{г/кВт}\cdot\text{г}$	0,227

2.2 Розрахунок 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 скрита 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 мають місце теплові та аеродинамічні втрати.

В даній кваліфікаційній роботі використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і вдосконалена 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:

					ПІННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уяву об основних параметрах циклу та факторах, 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, який проходить в двигуні, описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд дослідних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

					ПННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ	Лист
						18
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна.

Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	175 кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	2000 хв ⁻¹
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	16
Число циліндрів	$i =$	8
Тиск наддуву	$P_b =$	0,18 МПа

Вихідні дані теплового розрахунку.

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,2
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	0,1 МПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293 К
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	20 К
Тиск залишкових газів	$P_r =$	0,15 МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,1
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,82
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,9

Паливо:

ДИЗЕЛЬНЕ

Середній елементарний склад палива

$$C = 0,87 \quad H = 0,126 \quad O = 0,004$$

Найнижча теплота згорання палива

$$Q_H = 42500 \text{ кДж/кг}$$

Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{0.78}{12} + \frac{0.12}{4} - \frac{0.1}{32} \right) \text{ кмоль/кг}$$

$$L_0 = 0,494643 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість свіжого заряду

$$M_1 = \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_1 = 1,088214 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість CO}_2: \quad M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,0725 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість H}_2\text{O}: \quad M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,063 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість O}_2: \quad M_{\text{O}_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль/кг} \quad 0,1247 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість N}_2: \quad M_{\text{N}_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг} \quad 0,8597 \text{ кмоль/кг}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 1,1198 \text{ кмоль/кг}$$

Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_{\epsilon} = T_a \times \left(\frac{P_{\epsilon}}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, K$$

$n_k = 1,5$ показник політропи стиску повітря в нагнітачі.

$T_b = 356,42 \text{ K}$

Тиск в кінці впуску.

$$P_d = (0.9 - 0.95) \times P_{\epsilon}$$

число з інтервалу = 0,9

$$P_d = 0,162 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{\epsilon} - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\epsilon \times P_d - P_r}$$

де $\Delta T_1 = (30 - 50)^{\circ}$ ступінь охолодження повітря.

$$\Delta T_1 = 20 \text{ K}$$

$$\gamma_r = 0,03$$

Температура в кінці впуску.

$$T_d = \frac{T_{\epsilon} - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, K$$

$$T_d = 367,58 \text{ K}$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_e} \times \frac{T_e - \Delta T_1}{T_d (1 + \gamma_r)} =$$

$$\Phi_c = 0,85$$

Густинна заряда на впускі.

$$\rho_e = \frac{P_e \times 10^6}{R_{II} \times (T_e - \Delta T_1)} =, \text{кг/м}^3$$

$R_{II} = 287 \text{ Дж/кг} \times \text{К}$ - Універсальна газова постійна для повітря.

$$\rho_e = 1,86 \text{ кг/м}^3$$

Параметри процесу стиску.

Вибираємо значення

$$n_1 = 1,300$$

Тиск в кінці стиску.

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1} =, \text{МПа}$$

$$P_c = 5,95 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1} =, \text{К}$$

$$T_c = 844,48 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mC_{v'} = 1988 + 0,002638 \times T_c, \text{ КДж/Кмоль} \times \text{К}$$

$$mC_{v'} = 22,11 \text{ КДж/Кмоль} \times \text{К}$$

Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}$$

$$\beta_0 = 1,03$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

$$\beta = 1,03$$

Емпіричні формули середніх мольних теплоємкостей окремих газів при сталому об'ємі.

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,00155 \times T_Z$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \times T_Z$$

$$\text{для } CO_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \times T_Z$$

$$\text{для } H_2O: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \times T_Z$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому об'ємі.

$$mCv'' = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} \times (mCv''_{CO_2}) + M_{H_2O} \times (mCv''_{H_2O}) + M_{O_2} \times (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \times (mCv''_{N_2}) \right] = \frac{KДж}{Кмоль \times K}$$

Після підстановки одержим рівняння.

$$mCv'' = a + b \times T_Z, \frac{KДж}{Кмоль \times K}$$

де:

$$a = 23,07$$

$$b = 0,002$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому тиску.

$$mC''_p = mCv'' + 8,134, \frac{KДж}{Кмоль \times K}$$

Після підстановки одержим рівняння.

$$mC''_p = a + b \times T_Z, \frac{KДж}{Кмоль \times K}$$

де:

$$a = 31,21$$

$$b = 0,002$$

Максимальний тиск згоряння.

$$P_{\max} = \lambda \times P_c, \text{ МПа}$$

$$P_{\max} = 12,51 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння.

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC'_v + 8.134 \times \lambda) \times T_c = \beta(mC''_p) \times T_z$$

Після підстановки одержим квадратне рівняння.

$$A \times T_z^2 + B \times T_z - C = 0$$

де:

$$A = 0,002$$

$$B = 32,087$$

$$C = 64210,96$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times C}}{2 \times A} =, K$$

$$T_z = 1815,50 \text{ К}$$

Ступінь попереднього розширення.

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c}$$

$$\rho = 1,05$$

Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

$$\delta = 15,20$$

Середній показник політропи розширення.

Вибираємо значення

$$n_2 = 1,26$$

Тиск в кінці розширення.

$$P_{\epsilon} = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} =, МПа$$

$$P_{\epsilon} = 0,405 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\epsilon} = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_{\epsilon} = 894,78 \text{ К}$$

Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{P_c}{\epsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) \right] =, МПа$$

$$P'_{mi} = 1,008 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$P_{mi} = \xi \times P'_{mi} =, МПа$$

$$P_{mi} = 0,907 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_{\epsilon} \times \Phi_c \times 10^{-3}}$$

$$\eta_i = 0,423$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$b_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} =, \text{кг/кВт год}$$

$$b_i = 0,200 \text{ кг/кВт год}$$

Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0,089 + 0,0118 \times V_{П.СР}, \text{МПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{П.СР.} = \frac{S_{ПР.} \times n}{30} =, \text{М/с}$$

$$S_{ПР} = 0,14 \text{ Хід поршня по прототипу.}$$

$$V_{П.СР.} = 9,33333 \text{ м/с}$$

$$P_M = 0,19913 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{МПа}$$

$$P_{me} = 0,708 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$$

$$\eta_M = 0,781$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M$$

$$\eta_e = 0,33$$

Питома ефективна витрата палива.

$$b_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e} =, \text{кг/кВт год.}$$

$$b_e = 0,257 \text{ кг/кВт год}$$

Годинна витрата палива.

$$B = \varphi_e \times P_e =, \text{кг/год}$$

$$B = 44,90 \text{ кг/год}$$

Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n} =, \text{л}$$

Z=4 - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 14,82 \text{ л}$$

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{л}$$

$$V_s = 1,852884 \text{ л}$$

Діаметр циліндра.

$$d = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} =, \text{мм}$$

$$m = \frac{S_{pp}}{d_{pp}}$$

$$d_{pp} = 0,13 \text{ м}$$

$$m = 1,076923$$

$$d = 129,90 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d =, \text{мм}$$

$$S = 139,89 \text{ мм}$$

Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 130 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 140 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

$$V_{st} = \frac{\pi \times d^2 \times S \times i}{4 \times 10^6} =, \text{Л}$$

$$V_{st} = 14,86 \text{ Л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{st} \times n}{30 \times Z} =, \text{KBm}$$

$$P_{ep} = 175,42 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{ep}} \times 100\%$$

$$P_{ep} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{ep} = 175,21 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,2386 \%$$

2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна.

Умова завдання:

ефективна потужність:	$P_e =$	240,00	кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	2200	хв^{-1}
діаметр циліндру:	$d =$	130	мм
хід поршня:	$S =$	140	мм
число циліндрів:	$i =$	8	
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4	
нижча теплота згорання дизельного палива:	$Q_H =$	42500	кДж/кг
годинна витрата пального:	$B_r =$	44,8988	кг/год
Індикаторний к.к.д.:	$h_i =$	0,42	
ефективний к.к.д.:	$h_e =$	0,33	
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	1,08821	кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	1,120	кмоль/кг
температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
температура на початку стиску	$T_d =$	367,6	К
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,2	

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{II} = Q_e + Q_B + Q_r + Q_M + Q_{н.в.}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;
 Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;
 Q_r - теплота, яка виноситься випускними газами;
 Q_M - теплота, яка відводиться маслом;
 $Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{II} = B_r \cdot Q_H / 3.6$$

$$Q_{II} = 530055,08 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 240000 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_n \cdot 100 \%$$

$$q = 45,28 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 175000 \text{ Дж/сек}$$

Вираховуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q'_e) / Q_e \cdot 100\%$$

$$\Delta = 27,08 \%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_e = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{г.п.}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

$Q_{в.н.}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап.} + W_{СТ} + W_{г.р.} + W_{вип.}) \cdot Q_n$$

де $W_{нап.}$, $W_{ст.}$, $W_{г.р.}$, $W_{вип.}$ - відповідно відносні втрати палива на ділянках наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09-0,16 \quad 0,14$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип.} = 0,01-0,05 \quad 0,04$$

$$Q_w = 95409,915 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{мд} = (a + \epsilon \cdot C_m) \cdot 10^3$$

де $a=0,09$ $b=0,012$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

$$C_m = S \cdot n / 30 \quad \text{середня швидкість поршня}$$

$$C_m = 10,266667 \text{ м/с}$$

$$P_{md} = 210,14667 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0.6 \cdot P_{md}$$

$$P_{ср.т.} = 126,09 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня:

$$P_n = P_{ср.т.} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z)$$

де V_s - Робочій об'єм циліндру.

$$V_s = \pi d^2 \cdot S / 4$$

$$V_s = 0,0018573 \text{ м}^3$$

$$P_n = 34,3 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{T.П.} = 1000 \cdot P_n$$

$$Q_{T.П.} = 34347,06 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 129756,98 \text{ Дж/сек}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_v \cdot C_{mv} \cdot \Delta T_v}$$

$K=1,2-1,5$ коефіцієнт запасу.

$$K = 1,3$$

$\rho_v = 1000 \text{ кг/м}^3$ середня щільність води.

$C_{\text{мв}}=4,19$ кДж/кг - середня теплоємкість води.

$\Delta T_{\epsilon} = 6-10$ - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_{\epsilon} = 10 \text{ K}$$

$$V_{\text{в}}= 0,0040 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{\text{в.н.}}=V_{\epsilon} \cdot \Delta P_{\epsilon} / \eta_{\text{в.н.}}$$

де $\Delta P_{\epsilon} = 98$ кПа - гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,8 - 0,9$ к.к.д. водяного насосу.

$$\eta_{\text{в.н.}} = 0,85$$

$$P_{\text{в.н.}}= 0,46 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді} \quad Q_{\text{в.н.}}= 464,2 \text{ Дж/сек}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\epsilon}=Q_w+Q_{\Gamma.П}+Q_{\text{в.н.}}$$

$$Q_{\text{в}}= 130221,13 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\epsilon}=Q_{\epsilon}/Q_{\Gamma} \cdot 100\%$$

$$q_{\text{в}}= 24,57 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_r}{3.6} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{t_0}^{t_2} \cdot t_r - M_1 \cdot (mC_p)_{t_0}^{t_d} \cdot t_d \right]$$

$m C_p'' = 34,122$ Ізобарна теплоємкість продуктів згорання

$m C_p = 29,150$ Ізобарна теплоємкість свіжого заряду.

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$$t_r = 477 \quad \text{Температура залишкових газів.}$$

$$t_d = T_d - 273^0$$

$$t_d = 94,58 \quad \text{Температура на початку стиску.}$$

$$Q_r = 189901,96 \quad \text{Дж/сек}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_r = Q_r / Q_{\Pi} \cdot 100\%$$

$$q_r = 35,83 \quad \%$$

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_M = (Q_w + Q_{MD}) - Q_e$$

$$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{\Pi} \quad \text{теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.}$$

де $\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \eta_i$ доля втрат в механізмах двигуна.

$$P_{mi} = 0,907 \quad \text{МПа середній індикаторний тиск}$$

$$\Delta_{MD} = 0,098$$

тоді

$$Q_{MD} = 51916,978 \quad \text{Дж/сек}$$

$$Q_{M1} = 17105,758 \quad \text{Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.
Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{tm} \cdot \Delta}$$

K=1,2-1,5 - Коефіцієнт запасу

$$K = 1,5$$

$$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3 \quad \text{щільність масла}$$

$$C_{mm} = 2,094 \text{ кДж/кг} - \text{середня теплоємність масла.}$$

$$DT_M = 6-15 \text{ К} \quad \text{Температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна}$$

$$DT_M = 12 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0011346 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

де $P_0 = (0,3 - 0,4)10^6$ - робочий тиск масла в системі.

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

$\eta_M = 0,8 - 0,9$ механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_M = 0,8$$

$$P_{M.H.} = 0,496 \text{ кВт}$$

$$\text{тоді } Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$$

$$Q_{M2} = 496,38 \text{ Дж/сек}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2}$$

$$Q_M = 17602,134 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_M = 3,32 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{HB} = Q_{II} - (Q_e + Q_g + Q_f + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = -47670,147 \text{ Дж/сек}$$

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} \cdot 100\%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю

Таблиця 2.2

Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	240000	45,28
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	130221	24,57
теплота, яка виноситься випускними газами	189902	35,83
теплота, яка відводиться маслом	17602,1	3,32
невраховані теплові втрати	-47670	-8,99
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	530055	100

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

$P_{mi} =$	1,008	МПа	Теоретичний середній індикаторний тиск.
$P_{mi}^d =$	0,907	МПа	Дійсний середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,16	МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,30		Показник політропи стиску.
$\varepsilon_c =$	16		Ступінь стиску.
$P_{max} =$	12,51	МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,26		Показник політропи розширення.
$\rho =$	1,05		Ступінь попереднього розширення.
$m_v =$	20	мм	- масштаб по осі абсцис (15 - 20);
$l_v =$	300,0	мм	- довжина індикаторної діаграми;
$l_p =$	210,0	мм	- висота індикаторної діаграми;
$m_p =$	0,035	МПа/мм	- масштаб по осі тиску.

Формули для розрахунку.

$$P_c = \frac{P_d \times \varepsilon^{n_1}}{(V/V_c)^{n_1}}, \text{кПа} \quad P_p = \frac{P_{max} \times \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}}, \text{кПа}$$

Таблиця 2.3

Результати розрахунку

V/V_c	$P_{CT}, \text{МПа}$	$P_{CT}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$
1	5,955	170,1		
1,05	5,571	159,2	12,505	357,3
1,5	3,515	100,4	8,004	228,7
1,75	2,877	82,2	6,591	188,3
2	2,418	69,1	5,570	159,1
3	1,428	40,8	3,342	95,5
4	0,982	28,1	2,326	66,5
5	0,735	21,0	1,756	50,2
6	0,580	16,6	1,395	39,9
7	0,475	13,6	1,149	32,8
8	0,399	11,4	0,971	27,7
9	0,342	9,8	0,837	23,9
10	0,298	8,5	0,733	20,9
11	0,264	7,5	0,650	18,6
12	0,235	6,7	0,583	16,6
13	0,212	6,1	0,527	15,0

Продовження таблиці 2.3

14	0,193	5,5	0,480	13,7
15	0,176	5,0	0,440	12,6
16	0,162	4,6	0,405	11,6

На основі розрахунків побудована теоретична індикаторна діаграма.
Об'єм камери згорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}, \text{ мм}$$

$$\begin{aligned} V_s &= [AB] = 300 \text{ мм} && \text{Приведений робочий об'єм} \\ V_c &= 20 \text{ мм} \end{aligned}$$

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$\Delta P_{mi} = \frac{|P_{mi} - P_{mi}^D|}{P_{mi \text{ ср}}} \times 100\%$$

$$P_{mi \text{ ср}} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^D}{2}, \text{ МПа}$$

$$P_{mi \text{ ср}} = 0,958$$

$$\Delta P_{mi} = 3,684 \%$$

Похибка не перевищує 5%

Розрахунок дійсної індикаторної діаграми

Для виключення продування і занедбаності газів з циліндрів в ресівер, а також допустимого погіршення коефіцієнта наповнення необхідно встановити фази:

Кінець випуску - не менше 25° п.к.в. за ВМТ (якщо менше, відбувається підтискання газу при підході поршня до ВМТ, у зв'язку з чим збільшуються коефіцієнт залишкових газів і температура заряду).

Початок впускання - не менше 15° п.к.в. до ВМТ (менше – відбувається дроселювання газоповітряної суміші з падінням коефіцієнта наповнення і можливим підсосом газів з вихлопного колектора).

Кінець впускання - не менше 25° п.к.в. за НМТ

Виходячи з цього слід встановити фази (допуск $\pm 5^\circ$ п.к.в.).

$C', \text{ДоВМТ}$	точка подачі палива форсункою. Визначається кутом випередження впорску палива (випередження запалювання).
$f, \text{ДоВМТ}$	точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = ^\circ \text{ПКВ}$
$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$	кут після ВМТ, де тиск максимальний
$b', \text{ПісляВМТ}$	точка відкриття випускного клапану
$r', \text{ДоВМТ}$	точка відкриття впускного клапану
$r'', \text{ПісляВМТ}$	точка закриття випускного клапану
$d', \text{ДоВМТ}$	точка закриття впускного клапану
c''	точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску
Z_d	точка максимального тиску газів

Вихідні дані.

$\lambda_L =$	0,265	Кривошипно-шатунне відношення.
$[AB] =$	300	мм Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.
$\Delta\varphi_1 =$	10	$^\circ \text{ПКВ}$ Кут затримки згорання.
$P_f =$	0,150	МПа Тиск залишкових газів.
$m_p =$	0,035	МПа/мм Масштаб тиску.
$S =$	140	мм Хід поршня.
$P_c =$	5,95	МПа Тиск в кінці стиску.
$P_{\max} =$	12,51	МПа Максимальний тиск.

Таблиця 2.4

Визначення точок дійсної індикаторної діаграми

Позначення точки φ^0 , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ^0 , ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}$, мм
C' , ДоВМТ	18	0,062	9,2
φ , ДоВМТ	8	0,012	1,8
$\Delta\varphi_2$, ПісляВМТ	15	0,043	6,4
b' , ПісляВМТ	130	1,721	258,1
r' , ДоВМТ	20	0,076	11,4
r'' , ПісляВМТ	20	0,076	11,4
d' , ДоВМТ	120	1,599	239,9

Ордината точки r

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 4,29$$

Тиск газів в ВМТ.

$$P_c'' = (1.15 - 1.25) \times P_c$$

1,2 Число з інтервалу.

$$P_c'' = 7,15 \text{ МПа}$$

$$P_c'' = 204,2 \text{ мм}$$

Максимальний тиск згорання.

для дизельних двигунів: $P_{zd} = P_{\max}$

$$P_{zd} = 12,51 \text{ МПа}$$

$$P_{zd} = 357,3 \text{ мм}$$

На основі розрахунків дійсної та теоретичної індикаторної діаграми побудована розгорнута індикаторна діаграма.

Поправка Брікса

$$OO' = \frac{R \cdot \lambda_L}{2}, \text{ мм}$$

$$OO' = 9,275 \text{ мм}$$

Масштаб переміщення

$$M_s = \frac{S}{AB}$$

$$M_s = 0,47 \text{ мм/мм}$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO = 19,88 \text{ мм}$$

2.5 Динамічний розрахунок двигуна

Для виконання розрахунків на міцність деталей двигуна, що рухаються необхідно знати величини сил, які діють на КШМ. Для знаходження сил, що діють на деталі КШМ і виконується динамічний розрахунок двигуна.

Вихідні дані:

$d=$	0,130	м - діаметр циліндра
$s=$	0,14	м - хід поршня
$\lambda_L=$	0,27	- кривошипно-шатунне відношення
$r=$	0,07	м - радіус кривошипа
$n=$	2000	хв^{-1} - частота обертання
$m_s=$	4,30	кг - маса деталей, що рухаються зворотно-поступально
$m_F=$	1,00	кН/мм - масштаб сил
$m_p=$	0,03	МПа/мм масштаб тиску.

Кутова швидкість

$$\varpi = \frac{\pi \times n}{30}$$

$$\omega = 209,3 \quad \text{с}^{-1}$$

Площа днища поршня

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

$$A = 0,013 \quad \text{м}^2$$

Сила тиску газу

$$F_z = (P_c - P_a) \times \frac{\pi d^2}{4}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються зворотно-поступально.

$$F_u = -m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_L \cos 2\varphi), H$$

Сумарна сила (дійсна).

$$F_d = F_z \pm F_u, H$$

Нормальна сила.

$$F_n = F_d \times \text{tg} \beta, H$$

Радіальна сила.

$$F_r = F_d \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}, H$$

Дотична сила.

$$F_\kappa = F_d \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються обертально.

$$F_{uob} = -m_R r \omega^2, H$$

$$F_{uob} = -8,2 \quad \text{кН}$$

$$F_{uob} = -8,2 \quad \text{мм}$$

Маса деталей, що рухаються обертально

$$m_R = 2,670 \quad \text{кг}$$

Таблиця 2.5

Результати динамічного розрахунку.

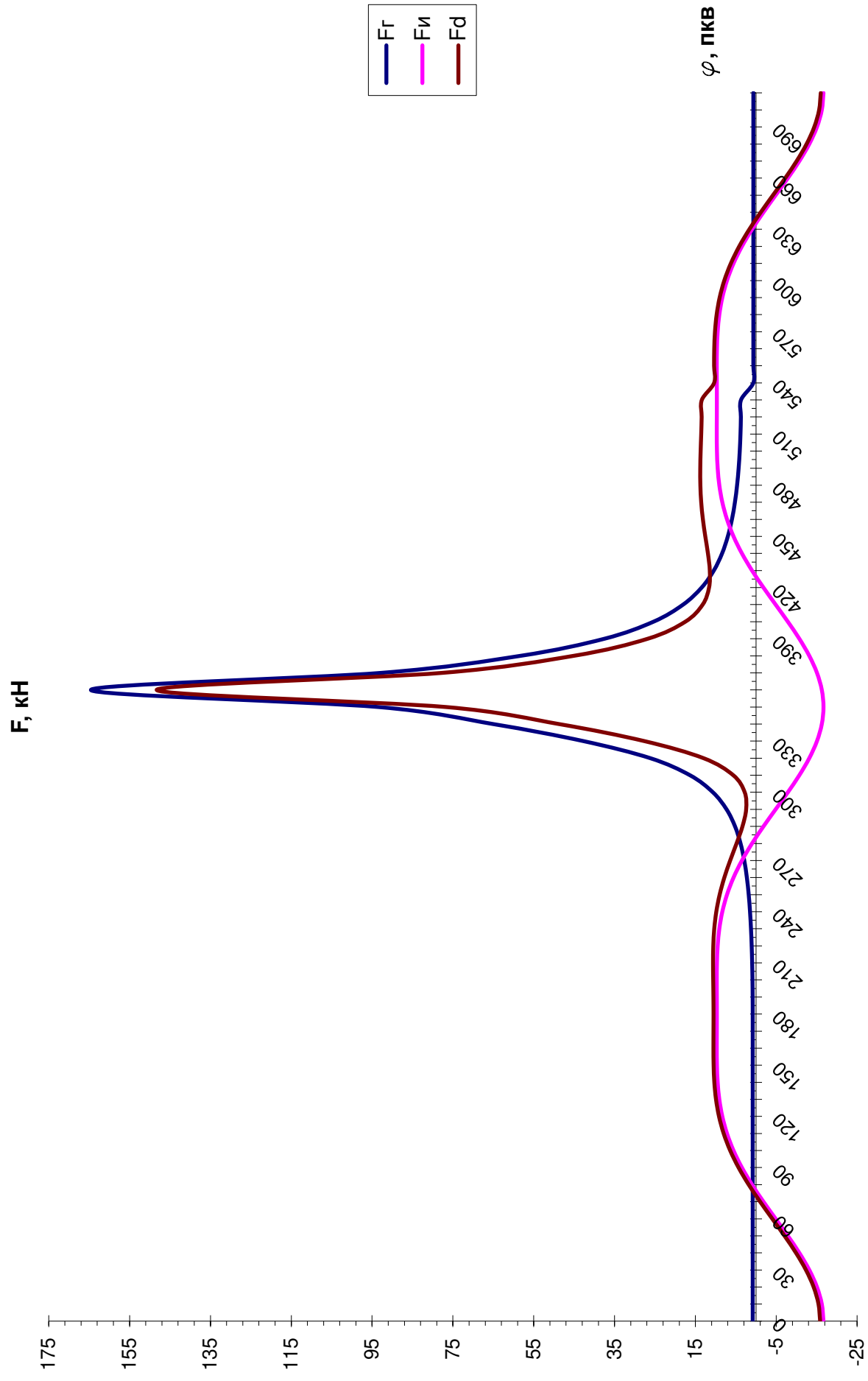
φ°	V_f	F_T	F_H	F_d	F_N	F_r	F_k	F_T	F_H	F_d	F_N	F_r	F_k
ПКВ	М ³	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	0,00012	0,823	-16,685	-15,862	0,000	-15,862	0,000	0,82	-16,69	-15,86	0,00	-15,86	0,00
10	0,00014	0,823	-16,274	-15,451	-0,711	-15,945	-3,398	0,82	-16,27	-15,45	-0,71	-15,94	-3,40
20	0,00019	0,823	-15,072	-14,249	-1,293	-14,744	-6,192	0,82	-15,07	-14,25	-1,29	-14,74	-6,19
30	0,00028	0,823	-13,171	-12,348	-1,641	-12,444	-7,884	0,82	-13,17	-12,35	-1,64	-12,44	-7,88
40	0,00039	0,823	-10,711	-9,888	-1,693	-9,405	-8,168	0,82	-10,71	-9,89	-1,69	-9,40	-8,17
50	0,00053	0,823	-7,871	-7,048	-1,441	-6,098	-6,986	0,82	-7,87	-7,05	-1,44	-6,10	-6,99
60	0,00068	0,823	-4,847	-4,024	-0,932	-3,025	-4,538	0,82	-4,85	-4,02	-0,93	-3,02	-4,54
70	0,00084	0,823	-1,834	-1,011	-0,254	-0,620	-1,243	0,82	-1,83	-1,01	-0,25	-0,62	-1,24
80	0,00101	0,823	0,994	1,817	0,480	0,824	2,351	0,82	0,99	1,82	0,48	0,82	2,35
90	0,00118	0,823	3,495	4,318	1,158	1,201	5,680	0,82	3,50	4,32	1,16	1,20	5,68
100	0,00133	0,823	5,575	6,398	1,689	0,599	8,277	0,82	5,57	6,40	1,69	0,60	8,28
110	0,00148	0,823	7,189	8,012	2,016	-0,747	9,855	0,82	7,19	8,01	2,02	-0,75	9,86
120	0,00161	0,823	8,343	9,166	2,122	-2,528	10,336	0,82	8,34	9,17	2,12	-2,53	10,34
130	0,00172	0,823	9,085	9,908	2,025	-4,436	9,820	0,82	9,09	9,91	2,03	-4,44	9,82
140	0,00181	0,823	9,497	10,320	1,767	-6,230	8,525	0,82	9,50	10,32	1,77	-6,23	8,52
150	0,00189	0,823	9,675	10,498	1,395	-7,765	6,703	0,82	9,68	10,50	1,40	-7,76	6,70
160	0,00194	0,823	9,717	10,540	0,957	-8,985	4,580	0,82	9,72	10,54	0,96	-8,98	4,58
170	0,00197	0,823	9,705	10,528	0,485	-9,894	2,315	0,82	9,71	10,53	0,48	-9,89	2,32
180	0,00198	0,823	9,695	10,518	0,000	-10,518	0,000	0,82	9,69	10,52	0,00	-10,52	0,00
190	0,00197	0,838	9,705	10,543	-0,485	-10,879	-2,318	0,84	9,71	10,54	-0,49	-10,88	-2,32
200	0,00194	0,883	9,717	10,600	-0,962	-10,968	-4,606	0,88	9,72	10,60	-0,96	-10,97	-4,61
210	0,00189	0,963	9,675	10,638	-1,414	-10,721	-6,792	0,96	9,68	10,64	-1,41	-10,72	-6,79
220	0,00181	1,083	9,497	10,580	-1,811	-10,063	-8,739	1,08	9,50	10,58	-1,81	-10,06	-8,74
230	0,00172	1,254	9,085	10,339	-2,113	-8,945	-10,247	1,25	9,09	10,34	-2,11	-8,95	-10,25
240	0,00161	1,491	8,343	9,833	-2,277	-7,391	-11,089	1,49	8,34	9,83	-2,28	-7,39	-11,09
250	0,00148	1,818	7,189	9,006	-2,267	-5,521	-11,079	1,82	7,19	9,01	-2,27	-5,52	-11,08
260	0,00133	2,272	5,575	7,847	-2,072	-3,558	-10,151	2,27	5,57	7,85	-2,07	-3,56	-10,15
270	0,00118	2,911	3,495	6,406	-1,718	-1,782	-8,426	2,91	3,50	6,41	-1,72	-1,78	-8,43

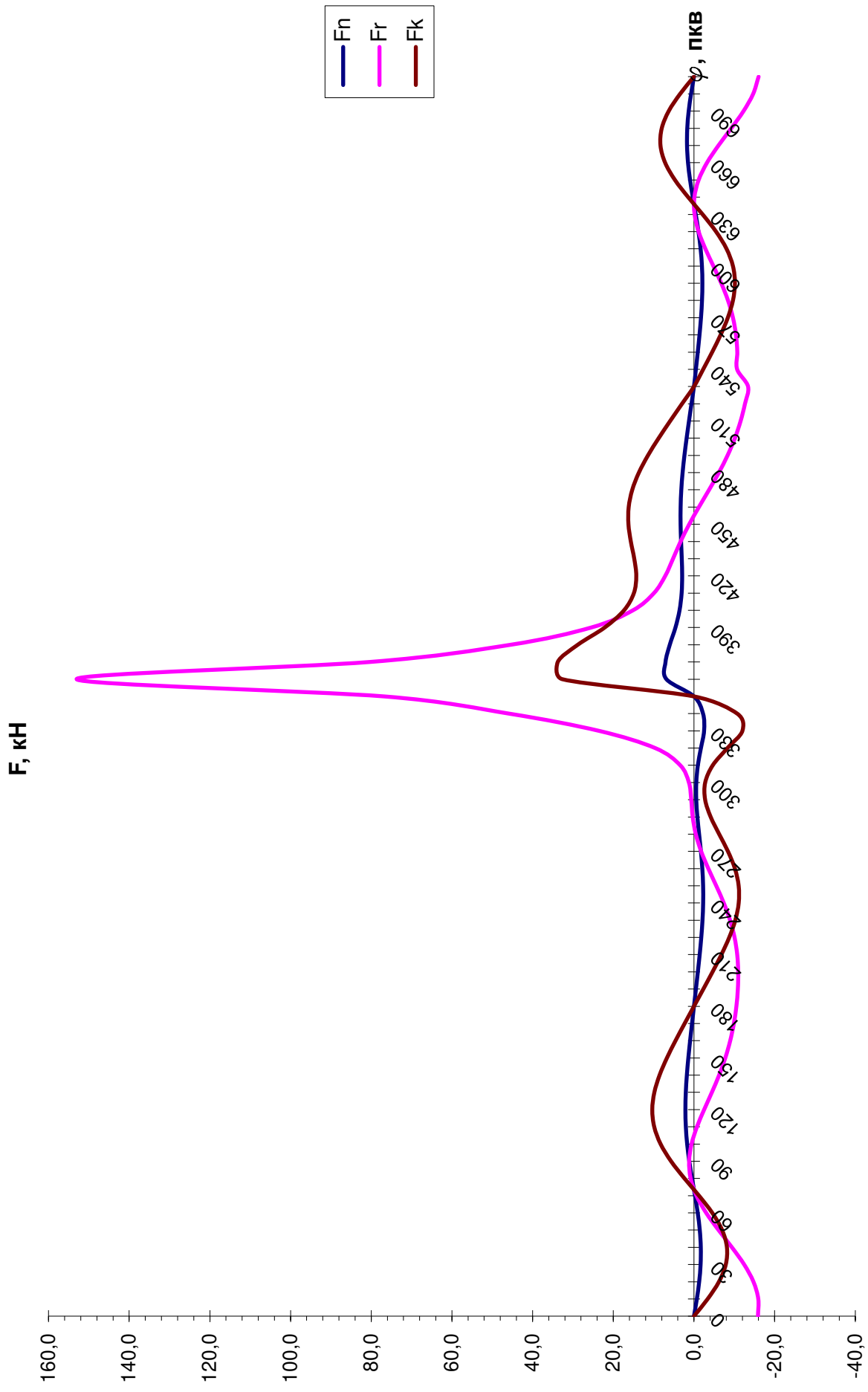
Продовження таблиці 2.5

280	0,00101	3,832	0,994	4,826	-1,274	-0,452	-6,243	3,83	0,99	4,83	-1,27	-0,45	-6,24
290	0,00084	5,197	-1,834	3,364	-0,847	0,314	-4,138	5,20	-1,83	3,36	-0,85	0,31	-4,14
300	0,00068	7,300	-4,847	2,452	-0,568	0,676	-2,765	7,30	-4,85	2,45	-0,57	0,68	-2,77
310	0,00053	10,676	-7,871	2,805	-0,573	1,256	-2,780	10,68	-7,87	2,81	-0,57	1,26	-2,78
320	0,00039	16,346	-10,711	5,635	-0,965	3,402	-4,655	16,35	-10,71	5,63	-0,96	3,40	-4,65
330	0,00028	26,164	-13,171	12,994	-1,727	9,611	-8,297	26,16	-13,17	12,99	-1,73	9,61	-8,30
340	0,00019	42,698	-15,072	27,626	-2,507	23,549	-12,005	42,70	-15,07	27,63	-2,51	23,55	-12,01
350	0,00014	65,038	-16,274	48,764	-2,245	45,827	-10,724	65,04	-16,27	48,76	-2,24	45,83	-10,72
360	0,00012	93,473	-16,685	76,788	0,000	76,788	0,000	93,47	-16,69	76,79	0,00	76,79	0,00
370	0,00014	164,573	-16,274	148,299	6,827	153,035	32,613	164,57	-16,27	148,30	6,83	153,04	32,61
380	0,00019	92,758	-15,072	77,686	7,051	80,382	33,760	92,76	-15,07	77,69	7,05	80,38	33,76
390	0,00028	58,282	-13,171	45,111	5,995	45,463	28,804	58,28	-13,17	45,11	5,99	45,46	28,80
400	0,00039	37,518	-10,711	26,807	4,589	25,497	22,143	37,52	-10,71	26,81	4,59	25,50	22,14
410	0,00053	25,373	-7,871	17,501	3,578	15,143	17,346	25,37	-7,87	17,50	3,58	15,14	17,35
420	0,00068	18,058	-4,847	13,211	3,059	9,929	14,897	18,06	-4,85	13,21	3,06	9,93	14,90
430	0,00084	13,461	-1,834	11,627	2,926	7,127	14,303	13,46	-1,83	11,63	2,93	7,13	14,30
440	0,00101	10,450	0,994	11,444	3,022	5,189	14,805	10,45	0,99	11,44	3,02	5,19	14,80
450	0,00118	8,407	3,495	11,902	3,192	3,311	15,654	8,41	3,50	11,90	3,19	3,31	15,65
460	0,00133	6,980	5,575	12,555	3,315	1,176	16,243	6,98	5,57	12,56	3,32	1,18	16,24
470	0,00148	5,963	7,189	13,152	3,310	-1,227	16,178	5,96	7,19	13,15	3,31	-1,23	16,18
480	0,00161	5,227	8,343	13,570	3,142	-3,742	15,302	5,23	8,34	13,57	3,14	-3,74	15,30
490	0,00172	4,692	9,085	13,777	2,816	-6,168	13,655	4,69	9,09	13,78	2,82	-6,17	13,65
500	0,00181	4,305	9,497	13,803	2,363	-8,333	11,401	4,31	9,50	13,80	2,36	-8,33	11,40
510	0,00189	4,033	9,675	13,708	1,822	-10,140	8,753	4,03	9,68	13,71	1,82	-10,14	8,75
520	0,00194	3,853	9,717	13,570	1,232	-11,567	5,897	3,85	9,72	13,57	1,23	-11,57	5,90
530	0,00197	3,750	9,705	13,455	0,619	-12,644	2,959	3,75	9,71	13,45	0,62	-12,64	2,96
540	0,00198	3,716	9,695	13,411	0,000	-13,411	0,000	3,72	9,69	13,41	0,00	-13,41	0,00

Продовження таблиці 2.5

550	0,00197	0,663	9,705	10,368	-0,477	-10,699	-2,280	0,66	9,71	10,37	-0,48	-10,70	-2,28
560	0,00194	0,663	9,717	10,380	-0,942	-10,741	-4,511	0,66	9,72	10,38	-0,94	-10,74	-4,51
570	0,00189	0,663	9,675	10,338	-1,374	-10,419	-6,601	0,66	9,68	10,34	-1,37	-10,42	-6,60
580	0,00181	0,663	9,497	10,160	-1,739	-9,664	-8,393	0,66	9,50	10,16	-1,74	-9,66	-8,39
590	0,00172	0,663	9,085	9,749	-1,993	-8,435	-9,662	0,66	9,09	9,75	-1,99	-8,43	-9,66
600	0,00161	0,663	8,343	9,006	-2,085	-6,769	-10,156	0,66	8,34	9,01	-2,09	-6,77	-10,16
610	0,00148	0,663	7,189	7,852	-1,976	-4,813	-9,659	0,66	7,19	7,85	-1,98	-4,81	-9,66
620	0,00133	0,663	5,575	6,238	-1,647	-2,828	-8,070	0,66	5,57	6,24	-1,65	-2,83	-8,07
630	0,00118	0,663	3,495	4,159	-1,115	-1,157	-5,470	0,66	3,50	4,16	-1,12	-1,16	-5,47
640	0,00101	0,663	0,994	1,657	-0,438	-0,155	-2,144	0,66	0,99	1,66	-0,44	-0,16	-2,14
650	0,00084	0,663	-1,834	-1,170	0,295	-0,109	1,440	0,66	-1,83	-1,17	0,29	-0,11	1,44
660	0,00068	0,663	-4,847	-4,184	0,969	-1,154	4,718	0,66	-4,85	-4,18	0,97	-1,15	4,72
670	0,00053	0,663	-7,871	-7,208	1,473	-3,227	7,144	0,66	-7,87	-7,21	1,47	-3,23	7,14
680	0,00039	0,663	-10,711	-10,048	1,720	-6,066	8,300	0,66	-10,71	-10,05	1,72	-6,07	8,30
690	0,00028	0,663	-13,171	-12,507	1,662	-9,251	7,986	0,66	-13,17	-12,51	1,66	-9,25	7,99
700	0,00019	0,663	-15,072	-14,409	1,308	-12,283	6,262	0,66	-15,07	-14,41	1,31	-12,28	6,26
710	0,00014	0,663	-16,274	-15,611	0,719	-14,671	3,433	0,66	-16,27	-15,61	0,72	-14,67	3,43
720	0,00012	0,663	-16,685	-16,022	0,000	-16,022	0,000	0,66	-16,69	-16,02	0,00	-16,02	0,00





					<i>ПІННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ</i>	Лист
						46
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна. Таблиця 2.2

Назва параметра	Позначення параметра	Проектний двигун	Двигун-прототип
Ефективна потужність, кВт	P_e	175,21	138
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	n	2000	1500
Максимальний тиск згоряння, МПа	$P_{\max}$	12,51	12
Середній ефективний тиск, МПа	$P_{\text{ме}}$	0,708	0,8
Діаметр, мм	d	130	130
Хід поршня, мм	S	340	340
Число циліндрів	i	8	8
Ступень стиску	ε	16	12
Ефективна витрата палива, кг/кВт/год	b_e	0,257	0,22

Згідно завдання кваліфікаційної роботи, проектний двигун має більшу потужність, ніж двигун прототип. Щоб досягти заданої потужності було збільшено кількість обертів колінчастого валу та тиск наддуву. Ефективна витрата палива збільшилась внаслідок збільшення потужності. за рахунок збільшення тиску наддуву

					ПІННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ	Лист
						47
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА

3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів.

Система охолодження призначена для зменшення температури деталей двигуна, що нагріваються в результаті його роботи. На сучасних двигунах система охолодження, окрім основної функції, виконує ряд інших функцій, у тому числі:

- нагрів повітря в системі опалювання;
- охолодження масла в системі мастила;
- охолодження відпрацьованих газів в системі рециркуляції відпрацьованих газів;
- охолодження повітря в системі турбонаддуву.

Залежно від способу охолодження розрізняють наступні види систем охолодження:

- рідинна (закритого типу);
- повітря (відкритого типу);
- комбінована.

У системі рідинного охолодження тепло від нагрітих частин двигуна відводиться потоком рідини. Повітряна система для охолодження використовує потік повітря. Комбінована система об'єднує рідинну і повітряну системи.

На двигунах внутрішнього згорання стаціонарного типу найбільшого поширення набули система рідинного охолодження. Дана система забезпечує рівномірне і ефективне охолодження, а також має менший рівень шуму.

Радіатор призначений для охолодження нагрітої рідини, що охолоджує, потоком повітря. Для збільшення тепловіддачі радіатор має спеціальний трубчастий пристрій. Разом з основним радіатором в системі охолодження можуть встановлюватися масляний охолоджувач і теплообмінник відпрацьованих газів. Масляний охолоджувач служить для охолодження масла в системі мащення.

Теплообмінник виконує функцію, протилежну до радіатора системи охолодження. Теплообмінник нагріває, що проходить через нього, повітря. Для

					ПННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ	Лист
						48
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ефективної роботи теплообмінник встановлюється безпосередньо біля виходу нагрітій рідини, що охолоджує, з двигуна.

Для компенсації зміни об'єму рідини, що охолоджує, унаслідок температури в системі встановлюється розширювальний бачок. Заповнення системи рідиною, що охолоджує, зазвичай здійснюється через розширювальний бачок.

Циркуляція рідини, що охолоджує, в системі забезпечується відцентровим насосом. У ужитку відцентровий насос називають помпою. Відцентровий насос може мати різний привід: шестерінчастий, ремінною і ін. На деяких двигунах, обладнаних турбонаддувом, для охолодження наддувочного повітря і турбокомпресора встановлюється додатковий насос циркуляції рідини, що охолоджує, що підключається блоком управління двигуном.

Термостат призначений для регулювання кількості рідини, що охолоджує, проходить через радіатор, чим забезпечується оптимальний температурний режим в системі. Термостат встановлюється в патрубку між радіатором і «сорочкою охолодження» двигуна.

На потужних двигунах встановлюється термостат з електричним підігріванням, яке забезпечує двоступінчасте регулювання температури рідини, що охолоджує. Для цього в конструкції термостата передбачено три робітників положення: закриті, частково відкриті і повністю відкриті. При повному навантаженні на двигун за допомогою електричного підігрівання термостата виробляється його повне відкриття. При цьому температура рідини, що охолоджує, знижується до 90°C, зменшується схильність двигуна до детонації. У останніх випадках температура рідини, що охолоджує, підтримується в межах 105°C.

Вентилятор радіатора служить підвищення інтенсивності охолодження рідини в радіаторі. Вентилятор може мати різний привід:

- механічний (постійне з'єднання з колінчастим валом двигуна);
- електричний (керований електродвигун);
- гідравлічний (гідромуфта).

Найбільшого поширення набув електричний привід вентилятора, що

					ПННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

забезпечує широкі можливості для регулювання.

Типовими елементами управління системи охолодження є датчик температури рідини, що охолоджує, електронний блок управління і різні виконавчі пристрої.

Датчик температури рідини, що охолоджує фіксує значення контрольованого параметра і перетворює його в електричний сигнал. Для розширення функцій системи охолодження (охолодження відпрацьованих газів в системі рециркуляції відпрацьованих газів, регулювання роботи вентилятора і ін.) на виході радіатора встановлюється додатковий датчик температури рідини, що охолоджує. Сигнали від датчика приймає електронний блок управління і перетворює їх в керівники дії на виконавчі пристрої. Використовується, як правило, блок управління двигуном з відповідним програмним забезпеченням.

У роботі системи охолодження можуть використовуватися наступні виконавчі пристрої:

- нагрівач термостата;
- реле додаткового насоса рідини, що охолоджує;
- блок управління вентилятором радіатора;
- реле охолодження двигуна після зупинки.

Принцип роботи системи охолодження Роботу системи охолодження забезпечує система управління двигуном. У сучасних двигунах алгоритм роботи реалізований на основі математичної моделі, яка враховує різні параметри (температуру рідини, що охолоджує, температуру масла, зовнішню температуру і ін.) і задає оптимальні умови включення і час роботи конструктивних елементів.

Рідина, що охолоджує, в системі має примусову циркуляцію, яку забезпечує відцентровий насос. Рух рідини здійснюється через «сорочку охолодження» двигуна. При цьому відбувається охолодження двигуна і нагрів рідини, що охолоджує. Напрямок руху рідини в "сорочці охолодження" може бути подовжнім (від першого циліндра до останнього) або поперечним (від випускного колектора до впускання).

					ПІННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ	Лист
						50
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Залежно від температури рідина циркулює по малому або великому колу. При запуску двигуна сам двигун і рідина, що охолоджує, в ньому холодні. Для прискорення прогрівання двигуна рідина, що охолоджує, рухається по малому колу, минувши радіатор. Термостат при цьому закритий.

У міру нагріву рідини, що охолоджує, термостат відкривається, і рідина, що охолоджує, рухається по великому колу - через радіатор. Нагріта рідина проходить через радіатор, де охолоджується зустрічним потоком повітря. При необхідності рідина охолоджується потоком повітря від вентилятора.

Після охолодження рідина знову поступає в «сорочку охолодження» двигуна. В ході роботи двигуна цикл руху рідини, що охолоджує, багато разів повторюється.

На двигунах з турбонаддувом може застосовуватися двоконтурна система охолодження, у якій один контур відповідає за охолодження двигуна, інший - за охолодження наддувочного повітря.

3.2 Опис системи охолодження двигуна 8ЧН13/14

Система охолодження (рис. 3.1) рідинна, закритого типу, з примусовою циркуляцією охолоджувальної рідини. В якості охолоджуючої рідини застосовується спеціальна всесезонна рідина на основі концентрату ТОСОЛ-А. Основними агрегатами системи охолодження є трубчасто-стрічковий, чотирьохрядний радіатор 7, розширювальний бачок 5, водяний насос 70, вентилятор, термостати 7, дистанційний термометр і шторка радіатора.

Система охолодження працює наступним чином. Водяний насос забирає рідину з нижнього бачка радіатора і нагнітає її по каналах в кришці розподільних зубчастих коліс в водяні сорочки відповідно правого і лівого рядів циліндрів. Далі по каналах кожної з водяних сорочок рідина піднімається вгору, змиває зовнішню поверхню гільз циліндрів і поглинаючи теплоту, нагрівається.

					ПННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ	Лист
						51
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

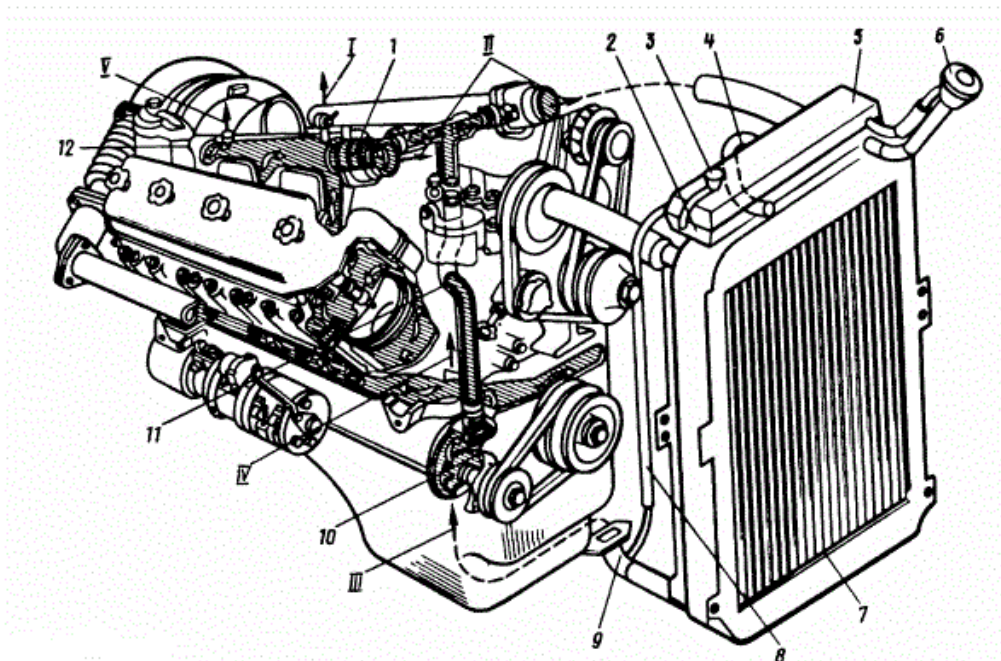


Рисунок 3.1 Система охолодження:

1 - термостат; 2 - паровідвідна трубка; 3 - пробка заливної горловини бачка; 4 - з'єднувальний шланг радіатора з бачком; 5 - розширювальний бачок; 6 - горловина для заливки охолоджуючої рідини; 7 - радіатор; 8 - з'єднувальний шланг бачка з патрубком водяного насоса; 9 - патрубок водяного насоса; 10 - водяний насос; 11 - перепускна трубка; 12 - отвір для установки датчика термометра; I - випуск повітря при заповненні системи охолодження під час прогріву передпусковим підігрівачем; II - відведення охолоджуючої рідини в радіатор; III - підведення охолоджуючої рідини з радіатора; IV - підведення охолоджуючої рідини до компресора пневматичного; V - відвід гарячої води до опалювачі кабіни.

Під напором, що створюється насосом, рідина піднімається вище і надходить в водяні сорочки головок циліндрів по напрямних отворів і, в першу чергу, до найбільш нагріваються зон - випускним клапанів і склянках форсунок. Омиваючи і охолоджуючи зовнішні поверхні камер згоряння, випускних трубопроводів, направляючих клапанів і склянок форсунок, рідина додатково нагрівається.

З головки циліндрів нагріта рідина виходить по двох каналах в водозбірні трубопроводи, наявні на обох рядах циліндрів блоку. З водозбірних трубопроводів через термостати нагріта рідина по двом шлангах надходить у верхній бачок радіатора, з якого по трубках опускається в нижній бачок. Проходячи по трубках радіатора, рідина охолоджується потоком повітря,

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	52

створюваним вентилятором. Охолоджена в радіаторі рідина знову нагнітається з нижнього бачка водяним насосом в водяні сорочки двигуна.

Коли температура охолоджуючої рідини нижче 70°C , а також на початку прогріву двигуна (температура рідини не досягла ще 70°C) термостати автоматично направляють потік рідини до водяного насосу по перепускний трубці (минаючи радіатор). При такій циркуляції рідини з відключеним радіатором двигун швидко прогрівається за рахунок теплоти, що виділяється при згорянні палива. При підвищенні температури рідини вище 70°C термостати відкриваються, і рідина з водозбірних трубопроводів надходить знову в радіатор, а потім в водяний насос. Температуру охолоджуючої рідини регулюють (крім термостатів) також за допомогою шторки радіатора, управління якою здійснюється з кабіни водія. Температура охолоджуючої рідини контролюється дистанційним показником температури рідини, встановленим на щитку приладів у кабіні водія.

Розширювальний бачок призначений для поліпшення теплового режиму роботи двигуна шляхом підвищення статичного напору на всмоктування водяного насоса і тим самим збільшення його подачі в результаті запобігання кавітації. Для цього розширювальний бачок з'єднаний з водорозподільному патрубком насоса за допомогою шлангу. Розширювальний бачок служить також для компенсації зміни об'єму рідини, що охолоджує при її розширенні, дозволяє контролювати ступінь заповнення системи охолоджувальною рідиною, а також забезпечує видалення з системи повітря. На розширювальному бачку встановлена пароповітряна пробка з двома клапанами - впускним (повітряним) і випускним (паровим). Випускний клапан підтримує в системі охолодження надлишковий тиск, що дорівнює 50 кПа, а впускний - перешкоджає створенню в системі розрідження при охолодженні двигуна. Впускний клапан відкривається і повідомляє систему охолодження з атмосферою при розрідженні 1-13 кПа.

Водяний насос (рис. 3.1) - відцентрового типу; приводиться в дію

					ПННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

ременем від шківів колінчастого валу. Усередині корпусу з алюмінієвого сплаву обертається крильчатка 9, відлита з сірого чавуну. Крильчатка напресована на валик 11, з якого з протилежного боку закріплений розбірний регульований шків, що складається з маточини 23 і боковини 24 шківів. Між маточиною і боковиною встановлені сталеві регульовальні прокладки 25 товщиною 1 мм, за допомогою яких регулюється натяг ременя приводу насоса. Для запобігання попадання рідини в порожнину з мастильним матеріалом на частину валу, що знаходиться всередині крильчатки, встановлений сальник торцевого типу (манжета 8).

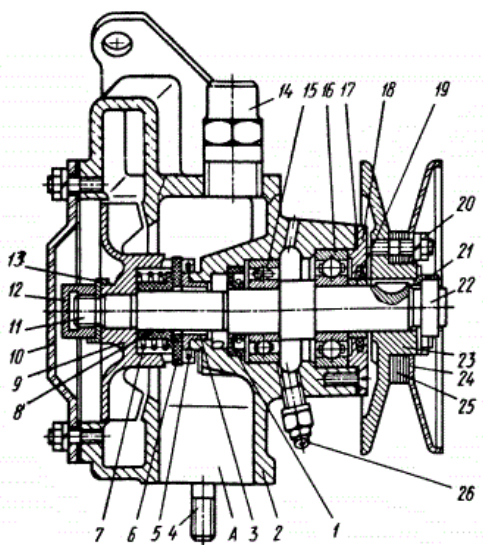


Рисунок 3.2 Водяний насос:

1 - сальник; 2 - корпус насоса; 3 - втулка; 4 - шпилька кріплення підвідного патрубку; 5 - стопорне кільце сальника; 6 - упорне кільце сальника; 7 - пружина сальника; 8 - манжета сальника; 9 - крильчатка; 10 - кришка; 11 - валик; 12 - гайка; 13 - стопорна шайба; 14 - перепускний ніпель трубки водяних термостатів; 15 і 16 - шарикопідшипники; 17 - прокладки; 18 - корпус сальника; 19 - втулка сальника; 20 - гайка кріплення боковини шківів; 21 - замкова шайба; 22 - гайка; 23 - маточина шківів; 24 - боковина шківів; 25 - регульовальні прокладки; 26 - прес-маслянка.

Упорне кільце 6 має чотири виступи, що входять в прорізи крильчатки, і обертається разом з валом 11. Кільце притиснуто пружиною 7 до полірованого торця втулки 3 з корозійностійкої сталі, запресованої в корпус, і створює рухливе ущільнення. Манжета з маслобензостійкої гуми з одного боку обіймає вал, а з іншого - пружиною 7 до кільця 6. Таким чином зменшується зазор між кільцем і валом. Манжета, пружина і кільце, вставлені в крильчатку, зафіксовані стопорним пружинним кільцем 5.

3.3 Розрахунок системи охолодження.

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	54

3.1 Розрахунок водяного насоса:

Визначаємо кількість тепла, що відводиться від двигуна водою:

$$Q_v = a \cdot g_e \cdot Q_n \cdot N_e = 146160 \quad \text{Дж/сек};$$

Визначаємо циркуляційну витрату води в системі охолодження:

$$G_{жс} = \frac{Q_v}{c_{жс} \rho_{жс} \Delta t_{жс}};$$

де:

$$c_{жс} = 4187 \quad \text{Дж/(кг К)} - \text{теплоємність води};$$

$$\rho_{жс} = 1000 \quad \text{кг/м}^3 - \text{густина води};$$

$\Delta t_{жс}$ - температурний перепад води у радіаторі. Приблизно $\Delta t_{жс} = 6-12 \text{ } ^\circ\text{C}$;

Примемо $\Delta t_{жс} = 7 \text{ } ^\circ\text{C}$;

$$G_{жс} = \frac{Q_v}{c_{жс} \rho_{жс} \Delta t_{жс}} = 0,005 \quad \text{м}^3/\text{сек};$$

Визначаємо розрахункову продуктивність насоса з урахуванням витоків рідини з нагнітаючої порожнини в усмоктуючу:

$$G_{жс.р.} = \frac{G_{жс}}{\eta};$$

де:

η - коефіцієнт подачі; лежить у межах: $\eta = 0,8 - 0,9$;

Примемо $\eta = 0,9$

$$G_{жс.р.} = \frac{G_{жс}}{\eta} = 0,0055 \quad \text{м}^3/\text{сек};$$

Визначаємо потужність споживану насосом:

$$N_{в.н.} = \frac{G_{жс.р.} p_{жс}}{1000 \cdot \eta_m};$$

$p_{\text{ж}}$ - напор створюваний насосом;

$p_{\text{ж}} = 50000 - 100000 \text{ Н/м}^2$;

Примемо $p_{\text{ж}} = 70000 \text{ Н/м}^2$;

$\eta_{\text{м}}$ - механічний ККД насоса;

$\eta_{\text{м}} = 0,7 - 0,9$;

Примемо $\eta_{\text{м}} = 0,7$

$$N_{\text{в.н.}} = \frac{G_{\text{ж.р.}} \cdot p_{\text{ж}}}{1000 \eta_{\text{м}}} = 0,5541 \text{ кВт};$$

3.2 Розрахунок водяного радіатора:

Визначаємо кількість повітря, що проходить через радіатор:

$$G'_{\text{возд}} = \frac{Q_{\text{возд}}}{c_{\text{возд}} \cdot (t_{\text{воздвых}} - t_{\text{воздвх}})};$$

де:

$c_{\text{возд}}$ - середня теплоємність повітря.

У розрахунках приймається $c_{\text{возд}} = 1000 \text{ Дж/(кг К)}$;

$t_{\text{возд вих}} - t_{\text{возд вх}} = \Delta t_{\text{возд}}$ - температурний перепад повітря в решітці радіатора, який лежить у межах: $\Delta t_{\text{возд}} = 20 - 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Примемо: $\Delta t_{\text{возд}} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{возд вх}}$ - температура повітря перед радіатором.

Приймається $t_{\text{возд вх}} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

В радіаторі тепло $Q_{\text{в}}$ передається від води к охолоджуючому повітрю:

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{возд}}.$$

$$G_{\text{возд}} = \frac{Q_{\text{возд}}}{c_{\text{возд}} \cdot (t_{\text{воздвых}} - t_{\text{воздвх}})} = 5,846 \text{ кг/сек};$$

Визначаємо кількість води, що проходить через радіатор:

$$G_{жс} = \frac{Q_{\text{в}}}{c_{жс}(t_{\text{водвх}} - t_{\text{водвых}})};$$

де:

$c_{жс} = 4187$ Дж/(кг К) - теплоємність води;

$t_{\text{вод вх}} - t_{\text{вод вих}} = \Delta t_{\text{вод}}$ - температурний перепад води у радіаторі.

Він лежить у межах: $\Delta t_{\text{вод}} = 6 - 12$ °С;

Примемо $\Delta t_{\text{вод}} = 7$ °С;

Температура $t_{\text{вод вх}}$ характеризує температурний режим системи рідинного охолодження

Її оптимальне значення обирається у межах $80 - 90$ °С;

Приймаємо: $t_{\text{вод вх}} = 85$ °С;

$$G_{жс} = \frac{Q_{\text{в}}}{c_{жс}(t_{\text{водвх}} - t_{\text{водвых}})} = 4,987 \text{ кг/сек};$$

Визначаємо площу поверхні охолодження радіатора з сторони повітря:

$$F = \frac{Q_{\text{в}}}{K(t_{\text{ср.вод.}} - t_{\text{ср.возд.}})};$$

де:

K - коефіцієнт теплопередачі радіатора

Із за труднощів аналітичного рахування цього коефіцієнта, його приймають: $K = 80 - 100$ Вт/(м² К) - для менш потужних двигунів чи $K = 140 - 180$ Вт/(м² К) - для більш потужних.

Примемо $K = 175$ Вт/(м² К);

$t_{\text{ср вод}}$ - середня температура води у радіаторі.

$$t_{\text{ср вод}} = \frac{t_{\text{вод вх}} + t_{\text{вод вих}}}{2} = \frac{t_{\text{вод вх}} + (t_{\text{вод вх}} - \Delta t_{\text{вод}})}{2} = 81,5 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$t_{\text{ср возд}}$ - середня температура повітря у радіаторі.

$$t_{\text{ср возд}} = \frac{t_{\text{возд вх}} + t_{\text{возд вих}}}{2} = \frac{t_{\text{возд вх}} + (t_{\text{возд вх}} - \Delta t_{\text{возд}})}{2} = 27,5 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$F = \frac{Q_6}{K(t_{cp, \text{вод}} - t_{cp, \text{возд}})} = 15,47 \text{ м}^2;$$

3.3. Розрахунок вентилятора:

Визначаємо густину повітря при його середній температурі в радіаторі

$$\rho_{\text{возд}} = \frac{p_o \cdot 10^6}{R(t_{cp, \text{возд}} + 273)};$$

де:

$p_o = 0,103$ МПа - тиск навколишнього середовища;

$R = 287$ Дж/(кг К) - питома газова складова;

$$\rho_{\text{возд}} = \frac{p_o \cdot 10^6}{R(t_{cp, \text{возд}} + 273)} = 1,194 \text{ кг/м}^3;$$

Визначаємо продуктивність вентилятора:

$$G_{\text{возд}} = \frac{Q_{\text{возд}}}{c_{\text{возд}} \rho_{\text{возд}} \Delta t_{\text{возд}}};$$

де:

$Q_{\text{возд}}$ - кількість тепла, яка відводиться від радіатора повітрям.

$$Q_{\text{возд}} = \varphi \cdot Q_6$$

φ - коефіцієнт запасу, який приймається у межах: $\varphi = 1,1 - 1,15$;

Примемо $\varphi = 1,1$

$$Q_{\text{возд}} = \varphi \cdot Q_6 = 160776,000 \text{ Дж/сек};$$

$c_{\text{возд}} = 1000$ Дж/(кг К) - теплоємність повітря;

$\Delta t_{\text{возд}} = 25$ °С - перепад температури повітря у радіаторі;

$$G_{\text{возд}} = \frac{Q_{\text{возд}}}{c_{\text{возд}} \rho_{\text{возд}} \Delta t_{\text{возд}}} = 5,385 \text{ м}^3/\text{сек};$$

Визначаємо потужність затрачувану на привод вентилятора:

$$N_{\text{вен}} = \frac{G_{\text{возд}} \cdot \Delta p_{\text{тр}}}{\eta_6 \cdot 1000};$$

де:

$\Delta p_{тр} = 600 - 1000 \text{ Н/м}^2$ - опір повітряного тракту;

Примемо $\Delta p_{тр} = 700 \text{ Н/м}^2$;

η_v - ККД вентилятора;

Для осівих клепаних вентиляторів: $\eta_v = 0,32 - 0,4$;

Для литих вентиляторів: $\eta_v = 0,55 - 0,65$;

Примемо $\eta_v = 0,4$

$$N_{вен} = \frac{G_{возд} \cdot \Delta p_{тр}}{\eta_v \cdot 1000} = 9,423 \text{ Вт};$$

Визначаємо фронтову площу поверхні радіатора:

$$F_{фр.рад} = \frac{G_{возд}}{\omega_{возд}};$$

де:

$\omega = 6 - 24 \text{ м/с}$ - швидкість повітря перед фронтом радіатора;

Примемо $\omega = 15 \text{ м/с}$;

$$F_{фр.рад} = \frac{G_{возд}}{\omega_{возд}} = 0,359 \text{ м}^2;$$

Визначаємо діаметр вентилятора:

$$D_{вент} = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_{фр.рад}}{\pi}};$$
$$D_{вент} = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_{фр.рад}}{\pi}} = 0,676 \text{ м};$$

Визначаємо окружну швидкість вентилятора:

$$u = \psi_l \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{тр}}{\rho_{возд}}};$$

де:

ψ_l - коефіцієнт, який залежить від форми лопастей;

Для плоских лопастей $\psi_l = 2,8 - 3,5$;

Для криволінійних лопастей $\psi_l = 2,2 - 2,9$;

Примемо: $\psi_l = 2,5$

$$u = \psi_l \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{тр}}{\rho_{возд}}} = 60,52 \text{ м/сек};$$

Визначаємо число обертів вентилятора:

$$n_{вент} = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot D_{вент}} = 1710 \text{ об/хв};$$

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1. Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, створених проектованим двигуном

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як відпрацьовані гази, пар, пил, надлишкові теплоти, волога і створення здорового повітряного середовища, є важливою господарчою задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

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

По характеру впливу на організм людини ці шкідливі речовини розділяються:

1. Загально токсичні, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть).
2. Подразнюючі, які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак).
3. Речовини що діють як алергени (формальдегід, різні розчини та інші).
4. Канцерогени, що викликають ракові захворювання (амін, окисли хрому, азбест).

Пари палива та мастила

Пари палива та мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів. По ГОСТ 12.1.005–88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

					ПІННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Висока температура відкритих частин двигуна.

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.

Пожежна безпека.

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

Електробезпечність.

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.

Шум.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1.

Санітарні норми шуму

Таблиця 4.1

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_o , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація.

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 пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені в таблиці 4.2.

Санітарні норми вібрації

Таблиця 4.2

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с·10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/10 2	0,56/10 1	0,56/10 1	0,56/10 1

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні енергетичної установки

Рівень шуму, вироблений двигуном, визначається по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Pe^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{Дб}$$

де: n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 2200 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання, $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$;

P_e – номінальна потужність двигуна, $P_e = 240 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \lg(2200 + 240^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{2200}{2200}\right) \right] = 82,96 \text{ Дб}$$

Рівень шуму перевищує припустимі значення. Необхідно проводити заходи щодо зниження рівня шуму.

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 кожухи бокси, що дозволяють знизити

					ПННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

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.

Рівень вібрації для двигуна визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Pe^{0.55} \cdot \left(\frac{1+Pe}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Pe}} + 30 \lg \left(\frac{n}{n_n} \right) \right), \text{Дб}$$

де m – маса двигуна, m = 665 кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{2200 \cdot 240^{0.55} \cdot \left(\frac{1+240}{665} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{665}{240}} + 30 \lg \left(\frac{2200}{2200} \right) \right) = 74,3 \text{Дб}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші.

Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

Шум і вібрація, присутня на двигунах внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих, зменшує продуктивність праці, притупляється увага. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшеній технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір мало гучних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції приміщення.

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ПІННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ
					63

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей та люків з метою зменшення тремтіння.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермо шоломів і касок у сукупності з пробками, 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.

Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (CO; SO₂; CH₄). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

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

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

1. Кількість повітря що приходить повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.
3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежебезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації.

Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації дизеля. Основні компоненти шкідливих викидів з відпрацьованими газами.

					ПННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

Процес перетворення хімічної енергії палива в механічну роботу в циліндрі дизеля супроводжується вихлопом відпрацьованих газів в атмосферу. До категорії найнебезпечніших забруднювачів, що втримуються в них, належать наступні газоподібні речовини й частки, що викидають із випускними газами: окисли азоту NO_x , що утворюються в циліндрах дизелі при температурі вище 1500°C , коли азот стає хімічно активним газом; окис CO і двоокис вуглецю CO_2 , що утворюються в результаті згоряння палива; сірчистий і сірчаний ангідриди SO_2 і SO_3 , що утворюються в результаті окислювання присутньої в паливі сірки (елементарної, меркаптанової та ін.); продукти неповного згоряння палива CH_x , агломерація дрібних часток не повністю згорілого палива, частки не повністю згорілого масла, сажі й ін. Утворення окислів азоту NO_x супроводжує робочий процес будь-якої енергетичної установки, якщо температура цього процесу вище 1500°C . За таких умов атоми азоту стають хімічно активними в результаті втрати ними одного або декількох електронів.

Таким чином, для того, щоб зменшити зміст у випускних газах окислів азоту, необхідно: створення в камері згоряння умов, при яких не відбувається інтенсифікація процесу утворення хімічно активного азоту; забезпечення максимально припустимої інтенсифікації процесу окислювання вуглеводнів (палива) у камері згоряння.

Окис вуглецю CO утвориться в результаті неповного згоряння палива, що вказує на недостатньо ефективне протікання робочого процесу в камері згоряння дизеля. До основних причин неповного згоряння палива ставляться: низькі експлуатаційні властивості застосовуваного палива; порушення в регулюванні подачі палива в камеру згоряння дизеля; незадовільний стан паливної системи й деталей ЦПГ (нагар на розпилювачі форсунок, утворення неприпустимих відкладень у газовипускному тракті, втрата рухливості поршневих кілець; зношеність деталей паливних апаратів і ЦПГ).

Утворення окису вуглецю й окислів азоту зв'язані між собою прямо пропорційно, тобто чим більше зміст у випускних газах окису вуглецю, тим більше зміст і окислів азоту. Утворення окису вуглецю як результат неповного згоряння

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	65

ПІННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ

палива вказує на неефективне використання останнього в процесі перетворення його потенційної енергії в дизелі. Окис вуглецю при нормально організованому робочому процесі, правильному виборі застосовуваного палива й необхідному технічному стані дизеля не утвориться й у випускних газах не присутній.

Сірчистий і сірчаний ангідриди SO_2 і SO_3 утворюються в процесі згоряння палива, що містить сірку. Реакції окислювання сірки в сірчистий SO_2 і сірчаний SO_3 ангідриди проходять із виділенням теплоти, тому вони беруть участь у виробленні перетвореної в дизелі корисної енергії. Чим вище частка сірчаного ангідриду SO_3 , тим більше виділяється теплової енергії. Однак викиди цих ангідридів з випускними газами є небезпечними речовинами для навколишнього середовища.

Серед зазначених ангідридів найбільшу небезпеку представляє сірчистий SO_2 , що викидає у вигляді газу, і в результаті подальшого окислювання, що переходить у сірчаний ангідрид SO_3 . При температурі нижче 110°C сірчаний ангідрид, з'єднуючись із парами води, утворить найбільше хімічно активну сірчану кислоту H_2SO_4 . Сірчаний ангідрид утвориться в циліндрі дизеля, а сірчана кислота - ще у випускному тракті, і можлива її нейтралізація очисними пристроями. Тому в процесі згоряння палива необхідно забезпечити окислювання сірки в сірчаний ангідрид.

Загальна кількість змісту сірчистих речовин у випускних газах регламентується змістом у паливі сірки, тому необхідно обмежити наявність сірки в застосовуваних паливах.

Тверді продукти згоряння палива (частки) у дизелі утворюються в результаті неповного окислювання найбільш важких його компонентів, і в першу чергу присутніх у ньому структурних утворень: смолистих, смолисто-водяників, смолисто-твердих. Всі ці незгорілі структурні системи й становлять основну масу твердих забруднень, що викидають у вигляді сажі з випускними газами.

Двоокис вуглецю CO_2 є кінцевою газоподібною речовиною процесу перетворення потенційної енергії вуглецево водневих енергоносіїв в енергетичних установках, зокрема в дизелях. На відміну від перерахованих речовин, що викидають у складі випускних газів, виключити зміст у них двоокису вуглецю

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	66

неможливо. Основне екологічно небезпечний вплив двоокису вуглецю складається в руйнуванні озонового шару й створенні, таким чином, «парникового ефекту» на нашій планеті.

Аналіз даних по змісту екологічно небезпечних речовин у випускних газах на одиницю вироблюваної потужності дозволяє скласти баланс кількостей уводять в установку й різні хімічні речовини, що викидають із її.

Нешкідливі або нейтральні (CO_2) речовини в сумі складають 99% від загального об'єму випускних газів. Інші - менш 1% (10000 частин на мільйон - проміле, %) - містять у собі окисли азоту (NO_x), сірки (SO_x), окис вуглецю (CO), вуглеводні (C_xH_y) і частки (сажа, зола).

Окис вуглецю, сажа й вуглеводні є результатом неповного згоряння палива. У зв'язку з більшим надлишком повітря у відпрацьованих газах суднових дизелів їх небагато в порівнянні з їхньою кількістю у високо обертових автотракторних дизелях і особливо бензинових карбюраторних двигунах. Однак, деякі вуглеводні мають сильні канцерогенні властивості, тому, незважаючи на малу концентрацію, проблема зниження викиду цих компонентів актуальна. Такі хімічні речовини, як NO_x , CO , SO_x і ін., потрапляючи в атмосферу, порушують її природний екологічний баланс внаслідок утворення слабких кислот.

Частка NO_x і SO_2 у відпрацьованих газах дизелів становить більше 80% об'єму всіх шкідливих викидів, тому завдання зниження емісії цих компонентів становить основу проблеми створення екологічно чистих суднових дизелів. Зміст окислів сірки у відпрацьованих газах обумовлено наявністю сірки в паливі. При окислюванні сірки в камері згоряння дизелі утворюються SO_2 і SO_3 , причому переважно SO_2 (співвідношення 15:1). Утворення окислів азоту в камері згоряння дизеля обумовлено наявністю більших кількостей азоту, кисню й високих температур в окремих зонах розшарованого заряду. Окислювання азоту починається при температурі вище 1227°C , а при 2027°C и більше реакція протікає досить швидко (час реакції близько $10^{-2} \div 10^{-6}$ с).

Окис азоту утвориться в зонах паливного факела, де суміш наближається по

					ПІННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ	Лист
						67
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

сполуці до стехіометричної, а локальна температура може досягати 2227 °С. І хоча максимальна температура в дизелях не перевищує 1727 °С, зазначене обставина обумовлює високі значення емісії NO_x. Окисли азоту утворюються також через наявність азоту в паливі. Як показали дослідження, цей азот значно більше активний у хімічних реакціях окислювання в порівнянні з атмосферним азотом.

Токсичність випускних газів визначається сортом палива та умовами його згоряння. Так застосування більш дешевих важких сірчаних палив викликає підвищене забруднення навколишнього середовища, збільшує зношування. При виборі сорту палива вирішальне значення можуть мати перераховані фактори, а не його дешевизна.

В процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем, для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу випускні гази, а в гідросферу вода з двигуна та нафтоутримуючі води. Дизель є джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднень біосфери.

У наслідку недосконалості процесів згоряння палива, конструкції механізмів, порушень правил технічного обслуговування, а іноді в результаті аварії сильно забруднюється біосфера. Це призводить до зміни санітарно-гігієнічних умов життєдіяльності людини, сприяє розвитку різних захворювань і впливає на флору і фауну. Разом з охолоджуючою водою, що відходить від дизеля, назовні може попасти мастило, паливо. Це може відбуватися крізь нещільність з'єднань систем, сальники арматури і насосів, а також крізь трубопроводи при їхньому зношенні.

					ПННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ	Лист
						68
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

Згідно із завданням тема кваліфікаційної роботи: «Розробка конструкції радіаторної системи охолодження 4-тактного транспортного двигуна потужністю 240 кВт.».

Розроблені необхідні конструкторські, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 8ЧН13/14 з розробкою конструкції радіаторного блока охолодження, які оформлені у вигляді пояснювальної записки та конструкторської частини проекту загальною кількістю 4 аркуші формату А4.

На початку дипломного проекту по заданим вихідним параметрам двигуна ($N = 240 \text{ кВт}$, $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$) визначено двигун-прототип 8ЧН 13/14 і проведені розрахунки параметрів робочого циклу.

По результатам розрахунків побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

З теплового розрахунку та розрахунків на міцність двигуна було взято необхідні вихідні дані для розрахунку системи охолодження та блока охолодження.

Зважаючи на те, що розроблений дизельний двигун є джерелом шуму і вібрації, частину роботи відведено для розробки заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

					ПННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ	Лист
						69
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. О. Грабовенко, С. Доценко, В. Нестеренко, І. Швець «Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні». Двигуни внутрішнього згорання. – 2021. № 2. С.79–86.

2. I. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. «Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil». // 24rd International Scientific Conference on Transport Means 2020: – Kaunas, Trakai, Lithuania, 2020. – Pages 671-675.

3. O. Cherednichenko, M. Tkach, B. Timoshevskiy, V. Havrysh, S. Dotsenko. Improving the efficiency of a gas-fueled ship power plant using a Waste Heat Recovery metal hydride system. Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie № 59 (131) – 30.09.2019. – С. 9 – 15.

4. І.О. Григурко, М.Ф. Брендюля, С.М. Доценко Технологія обробки типових деталей (курсове проектування) «Новий світ – 2000», Львів, 2006. – 576с.

5. Фідровська Н.М., Ломакін А.О., Хурсенко С.О., Нестеренко В.В. Напружений стан дротинки канату в процесі згинання на блоці.: - Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, Вип. 92, т.1, 2021, - с.184-187

6. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Mathematical modelling of emissions of toxic components of a medium speed diesel engine when operating on soybean oil. 27rd International Scientific Conference on Transport Means 2023 04.10. - 06.10.2023: – Palanqa, Lithuania, 2023. – Pages.

7. С.М. Доценко О.І. Грабовенко, І.А. Швець, А.Ю. Лисих [Експериментальні дослідження екологічних параметрів дизельного двигуна при роботі на соєвій](#)

					ПІННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ	Лист
						70
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

[олії](#). Збірник наукових праць НУК – Миколаїв: НУК, 2023. – № 2 - 3 (491- 492). – С. 49 – 56.

8. Доценко С.М. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна на альтернативних видах рідкого палива з дисципліни „Теорія двигунів внутрішнього згоряння». Первомайськ ПФ НУК, 2021.- 50с.

9. Григурко І. О., Анастасенко С. М., Доценко С. М. Проектування технологічних процесів в судновому машинобудуванні (Практикум). «Новий світ – 2000», Львів, 2017. – 348с.

10.. С. Доценко, О. Грабовенко. Перспективи та проблеми використання біопалива в дизельних двигунах. «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці». Матеріали XIII міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв. 27-28 жовтня 2022р. – 175-177с.

11. С.М. Доценко О.І. Грабовенко, І.А. Швець, А.Ю. Лисих [Експериментальні дослідження екологічних параметрів дизельного двигуна при роботі на соєвій олії](#). Збірник наукових праць НУК – Миколаїв: НУК, 2023. – № 2 - 3 (491- 492). – С. 49 – 56.

12. Нестеренко В.В., Лисих А.Ю. Теоретичні передумови застосування альтернативних палив як екологічно безпечних енергоресурсів. //Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення (випуск 80): матеріали Міжнародної наукової інтернет - конференції, (м. Тернопіль, Україна – м. Ополе, Польща. 19-20 вересня 2023р. – С. 214-216.

13. Нестеренко В.В. Фідровська Н.М., Писарцов О.С. Визначення впливу геометричних параметрів канатних блоків на довговічність канату.: - Підйомно-транспортна техніка, Вип. 1(62), 2020, - с. 19-28

					ПННІ НУК 142.44.25.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71