

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

« 09 » 12 2025 р.

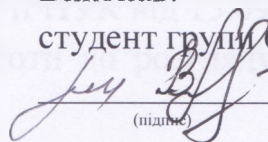
КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Розробка конструкції реверс-редуктора для 4-тактного двигуна потужністю 35 кВт при зміні виду палива. Двигун-прототип: 4ЧСП 10,5/13.

Виконав:

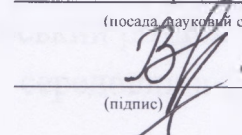
студент групи 61-ТЕМмаг-24

 Двуліт Ю.Ю.
(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ЕМ, к.т.н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)

 Нестеренко В.В.
(підпис)

Первомайськ - 2025 р.

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

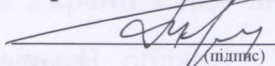
Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


(підпис)

« 15 » 09 2025 р.

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

Студенту Двуліт Юлії Юріївні

1. Тема роботи: «Розробка конструкції реверс-редуктора для 4-тактного двигуна потужністю 35 кВт при зміні виду палива. Двигун-прототип: 4ЧСП10,5/13.».

Керівник роботи Нестеренко В.В.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 15.09.2025 року №86.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 08.12.2025 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 4ЧСП10,5/13 потужністю 30,4 кВт.

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

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

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Двигун 4ГЖЧСП 10,5/13 – поперечний переріз (СК). 2. Складальне креслення реверс-редуктора (СК). 3.Зубчаста пара заднього ходу реверс-редуктора (РК). 4. Індикаторна діаграма та графік сил, що діють в КШМ (СХ).

6. Консультанти роботи

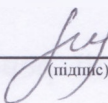
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис	
		Завдання видав	

7. Дата видачі завдання «15» вересня 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

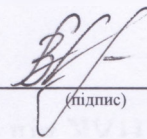
Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи
1	Вступ.	15.09.25
2	Загальний розділ.	22.09.25
3	Конструкторський розділ.	06.10.25
4	Науковий розділ.	27.10.25
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	17.11.25
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	24.11.25
7	Оформлення кваліфікаційної роботи	08.12.25

Студент


(підпис)

Двуліт Ю.Ю.

Керівник
роботи


(підпис)

Нестеренко В.В.

Анотація

Мета роботи полягає в удосконаленні конструкції реверс-редуктора.

Завдання роботи включає проєктування газодизельного двигуна з удосконаленою конструкцією реверс-редуктора на базі дизельного двигуна-прототипу 4ЧСП10,5/13.

Об'єктом дослідження є робочій цикл газодизельного двигуна.

Апробація результатів дослідження – публікація результатів дослідження на XIII студентському науково-практичному форумі «Енергозбереження як енергетична безпека України», що відбувся 10 грудня 2025 року в м. Первомайськ Миколаївської області, Україна на базі Первомайського навчально-наукового інституту Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова.

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання, спроектовано газодизельний двигун з наддувом потужністю 35 кВт на базі прототипу 4ЧСП10,5/13 та удосконалено конструкцію реверсивного ступеню реверс-редуктора.

Здійснено детальний опис двигуна-прототипу 4ЧСП10,5/13 та системи живлення, яку планується встановити на проєктованому двигуні.

Виконано розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, на основі отриманих результатів якого, побудовано теоретичну та дійсну індикаторну діаграми. Визначено величини складових зовнішнього теплового балансу двигуна, а також сили та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі двигуна.

Проаналізовано існуючі схеми реверс-редукторів та реверс-редуктора, що встановлено на двигуні-прототипі. Для забезпечення високих ресурсних показників запроєктованого двигуна та надійності його роботи змінено тип палива. Виконано розрахунок однієї зі ступенів реверс-редуктора з метою покращення ходових характеристик плавучого засобу, на якому планується встановити двигун. Також в проєктованому реверс-редукторі спрощено конструкцію реверсивного ступеню що дає змогу змінити розміри редуктора для раціональної реконструкції плавучого засобу.

В роботі розглянуто основні проблеми щодо захисту навколишнього середовища та охорони праці під час експлуатації двигуна. Проаналізовано можливі небезпеки при експлуатації та під час обслуговування газового двигуна, проведені розробки заходів з охорони праці та навколишнього середовища. Визначено рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

В графічній частині виконано креслення: поперечний розріз двигуна; складальне креслення реверс-редуктора; робочі креслення зубчастих коліс; індикаторну діаграму та діаграму сил, що діють в КШМ.

Ключові слова: газодизельний двигун, реверс-редуктор, прямозубе зачеплення

Abstract

The purpose of this work is to improve the design of the reverse gearbox.

The task of this work includes the design of a gas-diesel engine with an improved reverse gearbox design based on the 4CHSP10.5/13 prototype diesel engine.

The object of the study is the working cycle of a gas-diesel engine.

The results of the study were presented at the XIII Student Scientific and Practical Forum “Energy Saving as Energy Security of Ukraine,” which took place on December 10, 2025, in Pervomaisk, Mykolaiv Region, Ukraine, at the Pervomaisk Educational and Scientific Institute of the Admiral Makarov National University of Shipbuilding.

In accordance with the assignment, the qualification work involved designing a 35 kW supercharged gas-diesel engine based on the 4CHSP10.5/13 prototype and improving the design of the reverse stage of the reverse reducer.

The existing reverse gearbox and reverse gearbox schemes installed on the prototype engine were analyzed. To ensure high resource performance of the designed engine and its reliability, the fuel type was changed. One of the stages of the reverse gearbox has been calculated in order to improve the running characteristics of the floating vessel on which the engine is to be installed. In addition, the design of the reverse stage in the proposed reverse gearbox has been simplified, which makes it possible to change the dimensions of the gearbox for the rational reconstruction of the floating vessel.

The paper considers the main problems of environmental protection and occupational safety during engine operation. Possible hazards during operation and maintenance of a gas engine are analyzed, and occupational safety and environmental protection measures are developed. The noise and vibration levels of the designed engine are determined.

The graphic part contains drawings: a cross-section of the engine; an assembly drawing of the reverse gearbox; working drawings of gear wheels; an indicator diagram and a diagram of forces acting in the gearbox.

Keywords: gas diesel engine, reverse gearbox, spur gear

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1 Опис двигуна-прототипу	
1.1.1 Опис конструкції двигуна-прототипу 4ЧСП 10,5/13	8
1.1.2 Устаткування газодизельних систем живлення	17
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Вимоги до проєктованого двигуна	21
2.2 Розрахунок параметрів робочого циклу газодизельного двигуна	22
2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна	35
2.4 Розрахунок індикаторної діаграми	40
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	46
2.6 Аналіз ефективних показників проєктованого двигуна та двигуна-прототипу	53
РОЗДІЛ 3. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ	
3.1 Опис конструкції реверс-редуктора РРП-20	54
3.2 Розробка конструкції реверсного ступеня реверс-редуктора	57
3.3 Висновок по розділу 3	63
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених спроектованим двигуном	65
4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації	69
4.3 Висновок по розділу 4	71
ВИСНОВКИ	72
ЛІТЕРАТУРА	73

ДОДАТКИ:

Додаток 1. Специфікація газодизельного двигуна

4ГЖЧСП10,5/13

Додаток 2 Двигун 4ГЖЧСП 10,5/13

Додаток 3 Специфікація реверс-редуктора

Додаток 4 Реверс-редуктор складальне креслення

Додаток 5 Складальні одиниці реверс-редуктора

Додаток 6 Індикаторна діаграма та діаграма сил, що виникають
в КШМ

ВСТУП

На сьогоднішній день сучасне двигунобудування зустрічається із двома проблемами – виснаження нафтових запасів і необхідність підвищення екологічної безпеки суднових енергетичних установок. Внаслідок великої агрегатної потужності суднові ДВЗ можуть бути основними джерелом забруднення атмосфери в таких локальних зонах як порти, гідротехнічні спорудження, акваторії рік у межах міста. Емісія токсичних з'єднань і твердих часток з газами, що відробили регламентується українськими й міжнародними стандартами (Euro, IMO, TA-Luft, Tier). У найближчі роки слід очікувати жорсткості екологічних вимог до поршневих ДВЗ, насамперед по вмісту в газах, що відробили, оксидів азоту, зниження викидів яких є однієї з актуальних завдань сучасного суднового двигунобудування [9].

Поряд з жорсткістю існуючих норм вводяться обмеження на викиди парникових газів, основним з яких є діоксид вуглецю (CO_2). Рамкова конвенція ООН, що набула чинності в 1994 році, про зміну клімату (UNFCCC) і Кіотський протокол 1997 року встановили зобов'язання для країн-учасниць відносно зниження викидів CO_2 . У період з 2008 по 2012 рік розвинені країни повинні були скоротити викиди парникових газів, як мінімум, на 5%. Встановлені вимоги означають необхідність вживання наступних заходів: зниження витрат палива, яке неминуче приведе до еквівалентного зниження викидів з газів, що відпрацювали, продуктів неповного згоряння палива: сажі, вуглеводнів, оксидів вуглеводнів, формальдегіду; використання нових джерел енергії; застосування альтернативних палив.

З альтернативних палив найбільш перспективним є природний газ. Характерною рисою газових палив є підвищене в порівнянні із традиційними вуглеводневі паливами співвідношення "водень - вуглець", що забезпечує більш високу якість робочого процесу й екологічну чистоту продуктів згоряння.

Застосування природного газу як палива для ДВЗ забезпечує істотне скорочення кількості шкідливих викидів у порівнянні з використанням палив на основі нафти - повністю виключаються викиди сірі, кардинально (на 90 %); знижуються викиди оксидів азоту (N_{ox}), зниження викидів парникових газів на

еквівалентну потужність становить 25...30 %, що є додатковим аргументом на користь перевodu суднових двигунів на газове паливо у світлі сучасних екологічних вимог ІМО. Моторні властивості природного газу дозволяють використовувати його для двигунів практично не змінюючи базову конструкцію. Так само потужність установки буде збережена, економічність збільшиться, а зміст токсичних викидів зменшується.

У багатьох містах і країнах сьогодні прийняті програми для перетворення старих, що забруднюють навколишнє середовище, двигунів на дизельному паливі на двигуни працюючі на чистому, економічному природному газі. [2]

Дизельні двигуни, що конвертовані на газ, являють приклад успішного застосування на дизелях альтернативного(менш дорогого) палива. Газодизель є лідером у даному напрямку. Вуглеводневі газу (такі як метан і пропан-бутан) є сьогодні паливом більш легко доступним (у цінній категорії), проводяться заводами в промислових масштабах, і є реальним конкурентом для традиційних видів палива двигунів внутрішнього згорання, таких як бензин і дизельне паливо.

Використовуються два способи переходу дизельних двигунів на живлення газовим паливом, що принципово різняться між собою.

1. Конвертація дизельного двигуна у двигун внутрішнього згорання із запаленням газоповітряної суміші від іскри (повне заміщення палива). [5]

Даний спосіб досить радикальний і зв'язаний зі значною зміною конструкції базового двигуна. При цьому із двигуна демонтують дизельну паливну апаратуру, зменшують ступінь стиску до 11-16 одиниць, встановлюють систему запалювання, газову систему подачі палива. У результаті двигун працює на газовому паливі, яке має вартість нижче, чим дизельне паливо. Екологічні параметри газів, що відробили, конвертованого дизеля, як правило, вище вихідного двигуна, при роботі з першого варіанта забезпечуються номінальні потужності з незначним зниженням ККД із базовим двигуном. Після виконання конвертації двигун уже не може більше працювати на дизельному паливі.

2. Використання газодизельного режиму. У газодизельному режимі у

двигун подають два палива - основне дизельне (але в меншій кількості, ніж в базовому), додаткове – газове (паливо для заміщення). При цьому основне дизельне паливо відіграє роль «запальної» дози для запалення інтегральної газоповітряної паливної суміші. Істотною перевагою газодизельного циклу є те, що потужність джерела запалювання в ньому значно більше, чим у двигуні з іскровим запалюванням, крім того, робоча суміш підпалюється не в одній точці у холодній стінки, а в центрі заряду. Завдяки цьому однією з важливих особливостей газодизельного процесу є можливість надійної роботи двигуна на збідненій робочій суміші. При такому способі зберігається можливість швидкого переходу з газового палива на дизельне й назад. У швидкохідних дизельних двигунів витрата рідкого палива, використовуваного для запалення й повного згоряння газоповітряної суміші, становить 10-20% кількості, що витрачається при звичайному дизельному процесі. У середньо- і малообертових двигунах потрібно лише 5-8% дизельного палива для запалення. У цей час уже є досвідчені моделі двигунів, що використовують 1% пілотного палива, і ведуться роботи з подальшого зменшення його кількості.

Газодизельні двигуни знайшли своє застосування в таких галузях як автомобільний, залізничний, морський, річковий, авіаційний транспорт, а також в техніці спеціального призначення.

В Україні основним споживачем газового палива є автомобільний транспорт. Впровадження використання газового палива на флоті проходить менш інтенсивно. Впровадження газу на флоті слід розглядати як одне з найважливіших завдань, спрямованих на підвищення економічної ефективності експлуатації суден і забезпечення екологічної безпеки морського транспорту. При цьому найбільш раціональним слід uważати переустаткування дизелів для роботи на газовому паливі.

Мета роботи полягає в удосконаленні конструкції реверс-редуктора.

Завдання роботи включає проектування газодизельного двигуна з удосконаленою конструкцією реверс-редуктора на базі дизельного двигуна-прототипу 4ЧСП10,5/13.

Об'єктом дослідження є робочий цикл газодизельного двигуна.

Апробація результатів дослідження – публікація результатів дослідження на XIII студентському науково-практичному форумі «Енергозбереження як енергетична безпека України», що відбувся 10 грудня 2025 року в м. Первомайськ Миколаївської області, Україна на базі Первомайського навчально-наукового інституту Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова.

РОЗДІЛ1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Опис двигуна-прототипу

1.1.1 Опис конструкції двигуна-прототипу 4ЧСП 10,5/13

Дизелі 4Ч10,5/13 призначені для використання в якості головних суднових двигунів, а також для приводу генераторів, насосів, компресорів та інших механізмів.

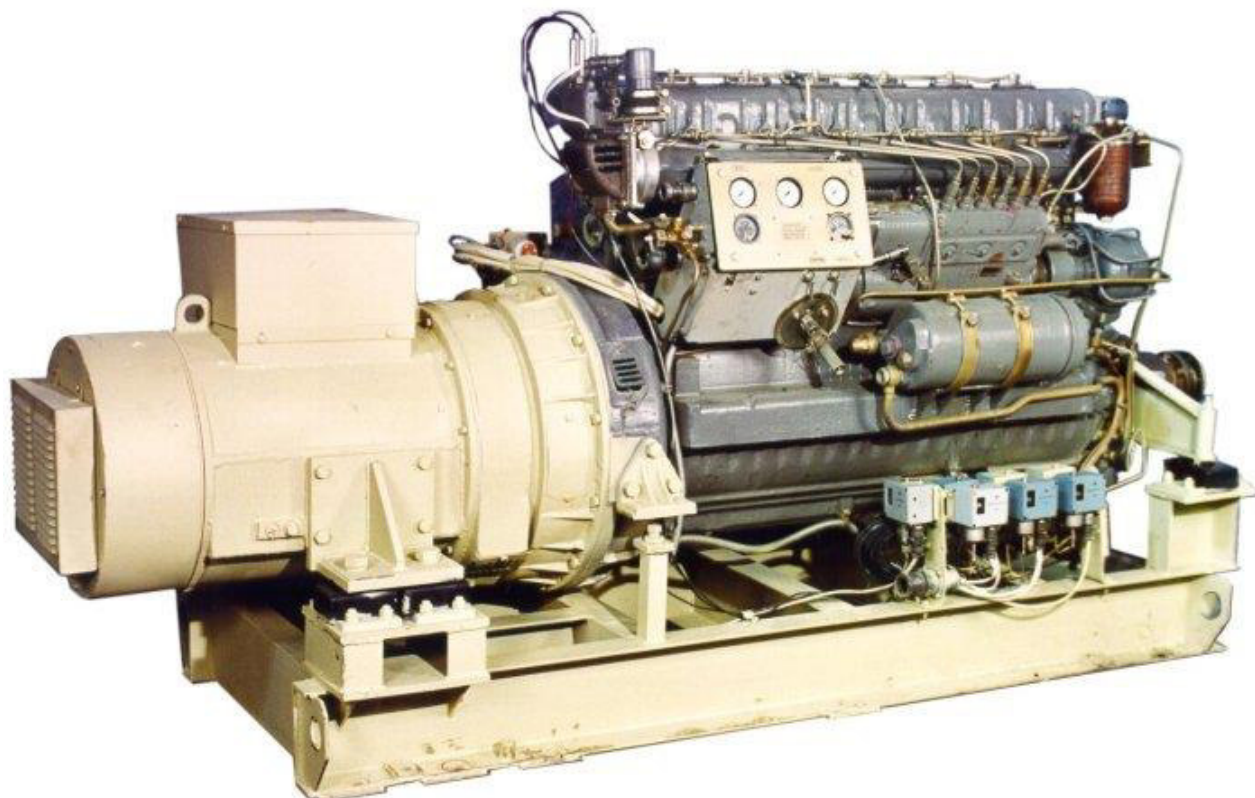


Рис. 1.1 Загальний вигляд двигуна

Блок циліндрів литий чавунний зі вставними «мокрими» втулками, До нижньої частини блоку кріпиться піддон, який служить резервуаром для мастила.

Кришки циліндрів литі чавунні, загальні для двох суміжних циліндрів. У кришці циліндрів (для кожного циліндра) розташовані впускний і випускний клапани і форсунка.

Поршні штамповані з алюмінієвого сплаву. Поршневі кільця виготовляються зі спеціального чавуну, верхнє компресійне кільце хромоване.

Шатуни штамповані, двотаврового перетину, з косим роз'ємом кривошипної головки.

Колінчастий вал цілісний, штампований зі сталі, його шийки загартовані струмами високої частоти.

Вкладиші шатуна і колінчастого валу біметалеві, взаємозамінні. Газорозподільні клапани приводяться через штовхачі, штанги і коромисла від розподільного валу, розміщеного в блоці циліндрів.

Залежно від призначення агрегату дизелі поставляються з регулятором двох типів. Відцентрові однорежимні регулятори із змінним ступенем нерівномірності встановлюються як на стаціонарні, так і на Дизель-генератори. Головні суднові дизелі, що працюють на гребний гвинт, і дизелі, призначені для транспортних установок і приводу різних механізмів, мають відцентровий всережімний регулятор.

Система мащення дизеля циркуляційна під тиском, з «мокрим» картером. Основними елементами системи є: шестерінчастий насос, фільтр-холодильник (для дизелів з водо-водяною системою охолодження) або радіатор (для дизелів з водоповітряною системою охолодження), центрифуга, трубопроводи та контрольно-вимірювальні прилади.

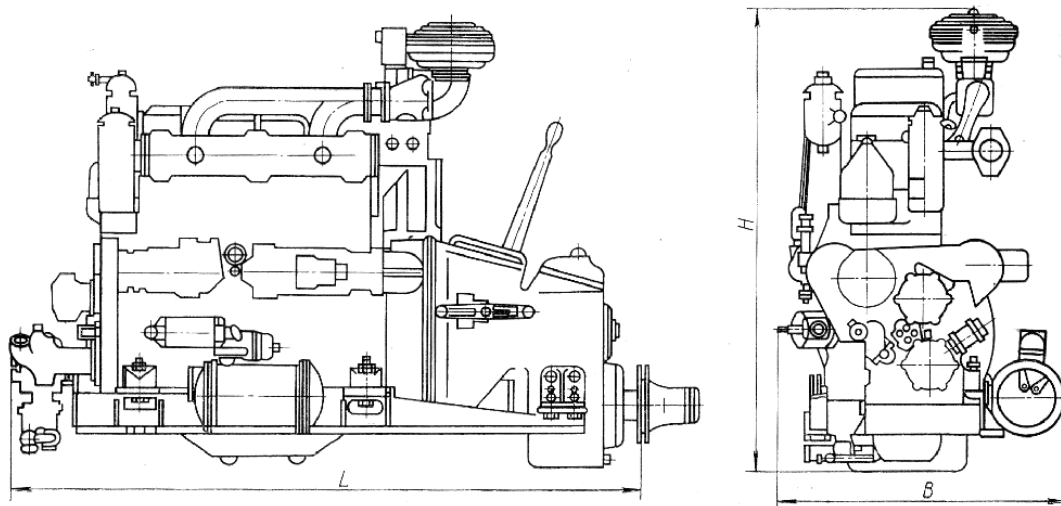


Рис. 1.2 Габаритна схема двигуна

Габаритні розміри: довжина $L=1250$ мм, ширина $S=650$ мм, висота $H=1120$ мм.

Дизелі в судновому виконанні обладнуються двоконтурною системою охолодження з водо-водяним охолоджувачем, що складається з замкнутого контуру прісної води і незамкнутого контуру проточної води.

Дизелі стаціонарного виконання обладнуються водоповітряною системою охолодження з радіатором. Рідина в радіаторі охолоджується потоком повітря, створюваним вентилятором.

Пуск дизеля здійснюється електростартером. Перед пуском проводиться прокачування дизеля маслом.

Дизелі підготовлені до обладнання системами аварійно-попереджувальної сигналізації і захисту або обладнані ними.

Дизелі поставляються комплектно з контрольно-вимірювальними приладами, набором інструментів і пристосувань, необхідним для обслуговування, розбирання та збирання, а також комплектом запасних частин.

Дизелі можуть бути поставлені в загальнопромисловому, експортному та експортно-тропічному виконанні.

Остов двигуна

Остов двигуна складається з блок-картера і кришок циліндрів. По конструкції блок-картер одно- і двоциліндрових двигунів відрізняється від блок-картера багатоциліндрових двигунів.

Блок-картер одно- і двоциліндрових двигунів - чавунний литий, тунельного типу. У передній стінці блок-картера встановлені в гніздах два опорних шарикопідшипника колінчастого валу. Шарикопідшипник в задній кришці є одночасно і наполегливою. У тих же стінах є гнізда для підшипників розподільного валика. У нижній частині блок-картера є люки для доступу до шатунним підшипників. У передньому відсіку блок-картера розміщені регулятор і шестерний привід розподільного валика. Відсік спереду закривається кришкою кріплення агрегатів. На верхній горизонтальній площадці відсіку встановлений корпус паливного і масляного фільтрів. Нижня частина блок-картера утворює маслосбірник.

Блок-картер чотирьох- і шестициліндрових двигунів чавунний литий, розділений перегородками на відсіки по числу циліндрів. У середній частині кожної перегородки є ліжку верхніх вкладишів корінних підшипників підвісного колінчастого валу. Кришки корінних підшипників кріпляться до перегородок. Вкладиші корінних підшипників виготовлені з алюмінію-ніево-

нікелевого сплаву. Середній корінний підшипник завзятий. У перегородках блок-картера (через одну) встановлені бронзові підшипники розподільного валика.

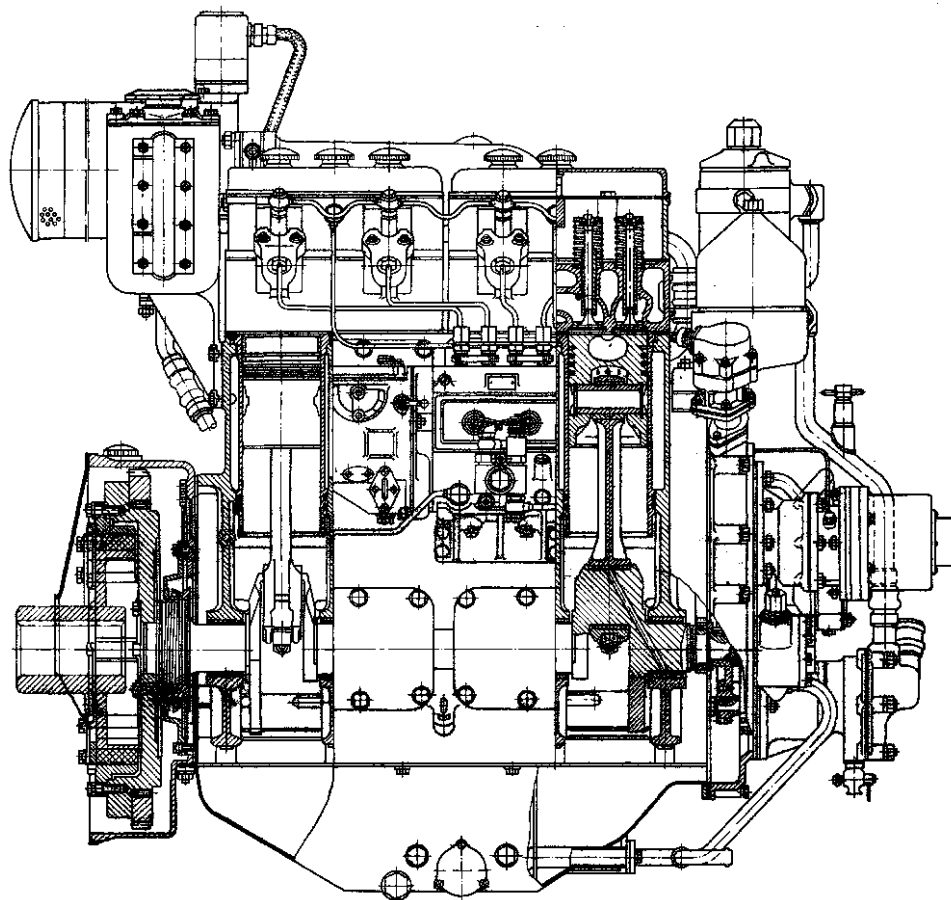


Рис. 1.3 Поздовжній переріз двигуна

У бічних стінках блок-картера є оглядові люки, закриті кришками. Між оглядовими люками, розташованими з боку паливного насоса, є приплив з похилим отвором для щупа мастиловказівника.

У передньому відсіку блок-картера, закритому кришкою кріплення агрегатів, розміщується шестерний привід розподільного валика. На верхній горизонтальній площадці переднього відсіку встановлені масляний фільтр і холодильник масла. Знизу до картера кріпиться силуміновий піддон, який утворює маслозбірник. У верхній частині блок-картера, що утворює сорочку циліндрів, розміщені втулки циліндрів. У верхній площині блок-картера є отвори для перепуску води в порожнину кришки, і шпильки для кріплення кришок циліндрів.

З боку паливного насоса блок-картер має порожнину, в якій розміщений привід клапанів. Порожнина закрита кришкою.

Втулки циліндрів чавунні, литі. Зовнішня поверхня втулки хромована. Водяне ущільнення втулки у верхній частині досягається притиранням її бурту, внизу двома гумовими кільцями.

Кришки циліндрів дизелів чавунні, литі, блокові на два циліндра. Ущільнення між кришкою і блок-картером здійснюється азбосталевий прокладкою. У кришці розміщені: впускний і випускний клапани, вставка вихровий камери, форсунка і свічка розжарювання.

Вихрова камера має форму кулі і складається з двох частин, верхньої частини, виконаної в кришці циліндра, і нижньої вставною частини з жаротривкої сталі.

Впускні і випускні порожнини клапанів виходять на одну сторону. Середня порожнину впускна, загальна для двох циліндрів, крайні порожнини випускні.

Кривошипно-шатунний механізм

Колінчастий вал одно- і двоциліндрових двигунів штампований з вуглецевої сталі з круглими щоками, до яких прикріплені противаги. Поверхня шатунних шийок загартована струмами високої частоти. У двоциліндрового двигуна колінчастий вал двоопорний. До колінчастого валу масло підводиться через маслопідводящу шайбу. Для підведення масла до шатунних шийок в щоках валу є свердління. Порожнини шатунних шийок повідомляються між собою через отвір в середній щоці.

Колінчастий вал чотирьох- і шестициліндрових двигунів, кований з вуглецевої сталі, має круглі щоки і порожнисті шатунні шийки. Поверхня корінних і шатунних шийок загартована струмами високої частоти. Вал має похилі отвори для підведення масла від корінних шийок до шатунних. Масло до корінних шийок подається по каналах в перегородках блок-картера. На задньому кінці вал має фланець або конус для кріплення маховика. На передньому кінці валу закріплені шестерні приводу газорозподілу і водяного насоса.

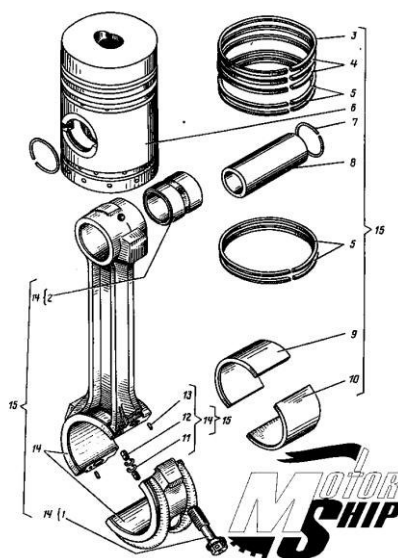


Рис. 1.4 Шатунно-поршнева група

Шатуни дизелів штамповані з вуглецевої сталі, стрижень шатуна двотаврового перетину. У верхню головку шатуна запресована бронзова втулка. Нижня головка шатуна роз'ємна, площину роз'єму розташована під кутом 45° до стрижня шатуна. Кришка нижньої головки штампована сталева, кріпиться двома болтами, укрученими в тіло шатуна. Вкладиші нижньої головки шатуна виготовлені з алюмінієво-нікелевого сплаву.

Поршень одно- і двоциліндрових двигунів литий, чавунний; у чотирьох і шестициліндрових двигунів виготовляється з алюмінієвого сплаву АК-4. На поршні встановлюється шість поршневих кілець, чотири з яких компресійні прямокутного перетину, два маслоснімні. Всі кільця чавунні, верхнє компресійне кільце хромоване. Поршневий палець сталевий, цементовий плаваючого типу.

Газорозподіл. Двигун має один розподільчий валик сталевий, кований. Для одно- і двоциліндрових двигунів він викував заодно з кулачками впускних, випускних клапанів і паливних насосів. Профіль впускних і випускних кулачків однаковий. Розподільчий валик встановлено на двох шарикопідшипниках і приводиться в обертання від колінчастого валу через шестерню передачу. На розподільному валу чотирьох- і шестициліндрових двигунів для приводу паливного насоса встановлюється шестерня. Розподільчий валик двигунів встановлено в бронзових підшипниках.

Паливна система двигунів складається з насоса, що підкачує, фільтра, паливного насоса високого тиску, форсунок і трубопроводів. На одно- і двоциліндрових двигунах підкачує насос не встановлюється. Насос, що підкачує поршневого типу, що подає паливо під тиском $1-1,5 \text{ кг / см}^2$, встановлений безпосередньо на блочному паливному насосі високого тиску. У паливній системі двигуна встановлюється повстятий фільтр, на форсунки щілинний фільтр.

Паливний насос високого тиску. На одно- і двоциліндровому двигунах встановлюються індивідуальні одноплунжерні насоси, на чотирьох і шестициліндрових - блокові. Регулювання кількості подаваного палива виробляється зміною кінця подачі за допомогою повороту плунжера насоса, що має на циліндричній поверхні спіральну відсічну кромку. Привід індивідуальних паливних насосів здійснюється від розподільного валика. Валик приводу блочного паливного насоса з розподільним валиком двигуна з'єднується за допомогою шестерень, а з кулачковим валом паливного насоса за допомогою еластичної муфти.

Форсунка закритого типу зі штифтовим розпилювачем. Тиск відкриття голки $140 \pm 5 \text{ кг / см}^2$. Діаметр соплового отвору 1,5 мм. Кут конуса штифта 15° .

На двигуні встановлюються регулятори одного з двох типів:

1) всережимний відцентровий прецизійний регулятор РИМ, прямої дії з пружно приєднаним катаракти і змінним ступенем нерівномірності. регулятор встановлюється на двигунах, призначених для з'єднання з генераторами змінного струму, що працюють паралельно на загальну мережу;

2) однорежимний граничний регулятор, що допускає незначну регулювання числа обертів.

У систему мащення двигунів входить:

1) масляний насос шестеренчастого типу, у одно- і двоциліндрових двигунів встановлюється на передньому торці двигуна і приводиться в дію від колінчастого валу через хвостовик, а у чотири- і шестициліндрових двигунів за допомогою шестерень;

- 2) фільтр основний очищення сітчасто-повстяного типу;
- 3) масляний холодильник діафрагменного типу, у чотири- і шестициліндрових двигунів встановлюється на загальному корпусі з фільтром основний очищення;
- 4) фільтр тонкого очищення з картонним патроном ДАСФО-1;
- 5) сітчастий приймальний фільтр в піддоні. Насос засмоктує масло з піддона через приймальний фільтр і нагнітає його через фільтр основний очищення в масляну магістраль і фільтр тонкого очищення. На чотирьох-і шестициліндрових двигунах масло з фільтра основний очищення подається в магістраль через холодильник. Тиск в системі 1,5-3 кг / см².

Система охолодження двигунів може бути замкнутою, одноконтурною або проточною в залежності від призначення двигуна. При проточній системі охолодження двигуни забезпечуються одним циркуляційним водяним насосом вихрового типу, з шестерним приводом від колінчастого валу, встановленим на кришці кріплення агрегатів. При замкнутій системі охолодження двигуни забезпечуються додатковим відцентровим насосом заборотної води, який прокачує воду через теплообмінник. Цей насос встановлюється на кришці кріплення агрегатів і приводиться в дію від валика паразитного шестернею, з якої входить в зачеплення хвостовик валика водяного насоса. Циркуляційний водяний насос нагнітає воду в центральну магістраль блок-картера, звідки вода надходить в зарубашечного простір циліндрів і перетікає в порожнину кришки циліндрів, а потім в зливний трубопровід. У чотирьох-і шестициліндрових двигунів охолоджується випускний колектор. У торці холодильника встановлений термостат.

Пуск двигунів 1ч 2ч10,5 / 13 здійснюється вручну. Двигуни 2ч10,3 / 13, крім того, обладнуються, також як двигуни 4ч10,5 / 13 6ч10,5 / 13, електричним пуском. Система електричного пуску включає стартер СТ-25, акумуляторну батарею 6СТ-128 або 6СТ144, зарядний генератор ГСК-1500, реле напруги і свічки розжарювання. На двигунах встановлюються наступні контрольно-вимірювальні прилади: 1) аеротермометри для контролю за температурами

масла в піддоні дизеля і води; 2) манометр для контролю за тиском в масляній магістралі; 3) дистанційний електротахометр ТЕ-204

1.2. Устаткування газодизельних систем живлення

Система живлення двигунів з газодизельним процесом включає традиційну паливну апаратуру й газову систему живлення. По способу запалення газодизель можна віднести до двигунів із примусовим запаленням. Його робочий процес відрізняється від робочого процесу двигунів з іскровим запалюванням тим, що електрична іскра як джерело запалювання робочої суміші замінена дозою дизельного палива. Наприкінці такту стиску в нагрітий повітряно-газовий заряд впорскується невелика (запальна) доза дизельного палива. Запальну дозу палива подають у циліндр із таким розрахунками, щоб вона запалилася раніше, ніж газ, і підпалила всю масу газоповітряної суміші. Оптимальна подача запальної дози становить 15.. 20 % загальної витрати палива.

Пуск газодизельного двигуна здійснюють по циклу дизеля, основна його робота відбувається при мінімальній витраті дизельного палива. У газодизельний режим двигун переводять після пуску й прогріву дизеля до температури охолоджувальної рідини не менш 50°C перемиканням клавіші на щитку приладів кабіни в положення «газ». Система керування двигуном електрична. Для цього на автомобілі встановлене додаткове газодизельне електроустаткування. У нього входять крім перемикача виду палива система обмеження подачі газу при досягненні колінчастим валом максимальної частоти обертання, коли механічний регулятор частоти обертання виключає подачу запальної дози рідкого палива, і електрична блокування, що запобігає одночасній подачі газу й повній подачі рідкого дизельного палива (подвійну тягу). На режимах холостого ходу газодизельний двигун працює тільки на дизельному паливі. На навантажувальних режимах збільшення потужності двигуна забезпечують шляхом збільшення подачі газового палива. Підпалюють газоповітряну суміш і в цьому випадку за допомогою запальної дози палива.

Роботу газової апаратури контролюють за допомогою манометра

низького тиску, який розміщений у кабіні водія. Тиск після першого ступеня редуктора низького тиску повинне бути 0,20...0,22МПа. Тиск у балонах 12 контролюють за допомогою манометра 13, розрахованого на тиск 25МПа й встановленого на першому балоні газобалонної установки. Про зниження тиску в газових балонах менш 1МПа водія інформує сигналізатор 6 аварійного виробітку газу.

Для обмеження максимальної частоти обертання колінчастого вала передбачена система, що обмежує подачу газу при досягненні двигуном максимальної частоти обертання. У системі живлення газодизельного двигуна передбачене блокування. Система захисту передбачає також автоматичний перехід з газодизельного режиму на дизельний у випадку раптового припинення подачі газу(при ушкодженні газової магістралі, закінченні запасу КППГ у балонах). Раптове припинення подачі газу при роботі двигуна під навантаженням може спричинити аварійну ситуацію. Для запобігання аварійних ситуацій при роботі з газодизельному циклі в системі підведення газу встановлений датчик тиску газу. При падінні тиску нижче 0,45МПа датчик відключає обмежник 3. Подача газу в цьому випадку припиняється. Обмежник запальної дози палива переводить двигун у режим подачі дизельного палива. Електромагнітний клапан відключається, і перекривається подача газу.

Додаткове електроустаткування газодизелів

Газодизельні двигуни мають додаткове електроустаткування (рис. 1.4), яке забезпечує перемикання роботи двигуна з дизельного режиму на газодизельний, а також обмежує подачу газу при досягненні колінчастим валом максимальної частоти обертання й захищає двигун від одночасного включення подачі газу й повної дози дизельного палива.

Перехід двигуна з живлення дизельним паливом на газ здійснюється включенням клавішного вимикача 2 (клавіша втоплена вниз), при цьому загоряється контрольна лампа 1 на щитку приладів над показчиком 7 тиску газу й подається струм на електромагніт 14, який перешкоджає подальшому переміщенню важеля керування рейкою паливного насоса високого тиску, тим самим обмежуючи подачу дизельного палива до рівня запальної дози.

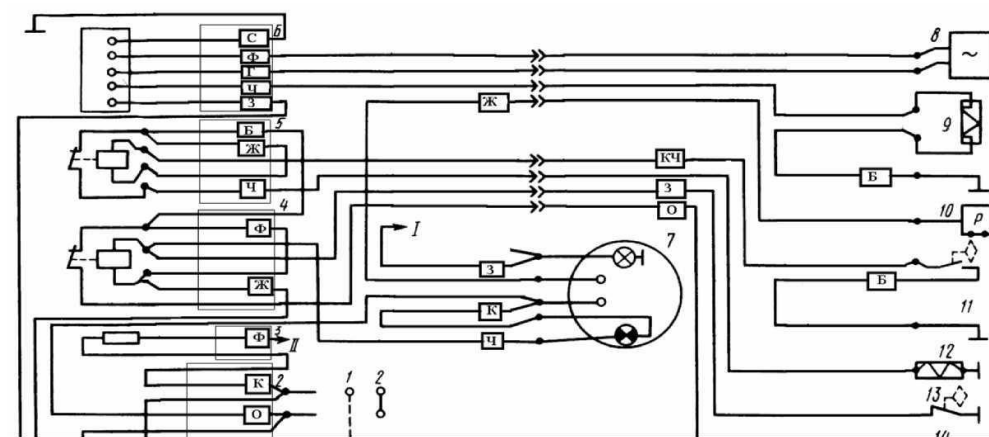


Рис. 1.5 Електрична схема додаткового електроустаткування газодизельних автомобілів:

1 - контрольна лампа; 2 - вимикач керування; 3 - запобіжник; 4 - реле керування електромагнітом подачі газу; 5 - реле керування електромагнітом механізму обмеження запальної дози палива; 6 - електронний блок керування; 7 - показчик тиску газу; 8 - перетворювач частоти обертання колінчатого вала; 9 - триходовий електропневматичний клапан; 10 - перетворювач тиску газу; 11 - вимикач блокування подачі газу; 12 - електромагніт подачі газу; 13 - вимикач аварійного падіння тиску газу; 14 - електромагніт механізму обмеження запальної дози палива; I - до показчика тиску масла; II - до виводу амперметра

Одночасно розмикаються контакти вимикача 11 блокування подачі газу, закріпленого на тому ж кронштейні, що й електромагніт 14, і через розмикальні контакти реле 4 включається електромагнітний клапан-фільтр газу, після чого газ надходить у редуктор низького тиску. При цьому показчик 7 показує тиск газу в першому щаблі редуктора низького тиску. Надалі, пройшовши через дозатор і змішувач, газ попадає в циліндри, і двигун починає працювати в газодизельном режимі. Система обмеження подачі газу при досягненні колінчастим валом максимальної частоти обертання, коли механічний регулятор паливного насоса високого тиску виключає подачу запальної дози дизельного палива, складається із зубчастого диска-сигналізатора, індукційного перетворювача, електронного блоку керування, електропневматичного клапана, з'єднаного з дифузором змішувача й вакуумним обмежником подачі газу, і вимикача блокування подачі газу. При досягненні максимально допустимої частоти обертання перетворювач 8 подає сигнал в електронний блок керування 6, який включає електропневматичний клапан 9. При цьому клапан з'єднує порожнину максимального розрідження в дифузори змішувача газу з вакуумним обмежником дозатора, який під дією розрідження прикриває заслінку дозатора газу синхронно з відключенням дизельного палива. При зниженні частоти

обертання електропневматичний клапан закривається й дросельна заслінка дозатора газу за рахунок зусилля пружини вакуумного обмежника знову відкривається, звільняючи прохід газу. У цьому випадку запобігають вибухи газу в глушителі системи випуску газів, що відробили.

Для запобігання одночасної подачі газу й повної дози дизельного палива, наприклад, при раптовому виході з ладу електромагніту керування рухливим упором важеля регулятора ТНВД, передбачена електроблокировка, що виключає подачу газу, у результаті чого двигун починає працювати в дизельному режимі. Аналогічне блокування передбачене для автоматичного переходу двигуна на дизельний режим при падінні тиску газу в магістралі (обрив трубопроводів і т.д.).

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вимоги до проєктованого двигуна

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

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

Двигун проєктується на базі дизеля 4ЧСП10,5/13, його основні параметри (по технічному опису та інструкції по експлуатації) наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Технічна характеристика двигуна-прототипу

Найменування параметру	Величина
Марка	4ЧСП 10,5/13
Тип	безкомпресорний швидкохідний
Номінальна потужність	30,4 кВт
Максимальна потужність (тривалість роботи до 2 год)	32кВт
Номінальне число обертів у хвилину	1900
Число тактів	4
Число циліндрів	4
Розташування циліндрів	вертикальне 1-3-4-2
Діаметр циліндра в мм	105
Хід поршня в мм	130
Дійсний ступінь стиску	17-18
Максимальний тиск стиску в кг/см^2	37
Максимальний тиск циклу в кг/см^2	65
Середній ефективний тиск у кг/см^2	5,34
Середня швидкість поршня в м/сек	6,5
Спосіб сумішоутворення	вихрокамерний
Система мащення	циркуляційна й розбризкуванням
Система охолодження	замкнена з охолодженням прісної води у водоводяном холодильнику

* При температурі усмоктувального повітря 20°C, відносної вологості 70%, барометричному тиску 760 мм рт. ст., опорі в газовихлопному трубопроводі не більше 350 мм вод. ст., розрідженні на усмоктуванні не більше 200 мм вод. ст. і температурі заборотної води на вході в дизель не більше 32°C

2.2 Розрахунок параметрів робочого циклу газодизельного двигуна

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

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 35$	
Ступінь стиску	$\varepsilon_{\text{sw}} = 13.5$	[1, ст 8]
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 1900$	
Число циліндрів	$i = 4$	
Тиск наддуву, в кПа	$p_B = 101.3$	
Коефіцієнт тактності	$Z = 4$	

2.2 Вихідні данні теплового розрахунку

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1.61$	[1, ст 8]
Тиск навколишнього середовища, в кПа	$p_a = 101.3$	[1, ст 9]
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293$	[1, ст 9]
Підігрів свіжого заряду, в К	$\Delta T = 10$	[1, ст 9]
Температура відпрацьованих газів, в К	$T_r = 750$	[1, ст 9]
Максимальний тиск згоряння, кПа	$p_{\text{max}} = 7800$	[1, ст 9]
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_Z = 0.75$	[1, ст 10]
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0.96$	[1, ст 10]

Паливо рідке: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

Нижча теплота згоряння рідкого палива за формулою Менделєєва, в $\text{кДж} / \text{кг}$

$$Q_{\text{н.р}} = [33.91 \cdot C + 105.6 \cdot H - 10.88 \cdot (O - S) - 2.514 \cdot W]$$

де $C = 0.87$ - вміст вуглецю в паливі;

$H = 0.126$ - вміст водню в паливі;

$O = 0.004$ - вміст кисню в паливі;

$S = 0$ - вміст сірки в паливі;

$W = 0.1$ - вміст вологи в паливі;

$$Q_{\text{н.р}} = \sum \begin{bmatrix} 33.91 \cdot C \\ 105.6 \cdot H \\ -10.88 \cdot (O - S) \\ -2.514 \cdot W \end{bmatrix} \cdot 10^3 = \sum \begin{bmatrix} 33.91 \cdot 0.87 \\ 105.6 \cdot 0.126 \\ -10.88 \cdot (0.004 - 0) \\ -2.514 \cdot 0.1 \end{bmatrix} \cdot 10^3 = 42512.38$$

Газове паливо: Природний газ, ГОСТ 5542-87

Склад: у % в об'ємних долях

Метан	$\text{CH}_4 = 93$	$R_{\text{CH}_4} = \text{CH}_4 \cdot 0.01 = 0.93$
Етан	$\text{C}_2\text{H}_6 = 4$	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} = \text{C}_2\text{H}_6 \cdot 0.01 = 0.04$
Пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 = 1$	$R_{\text{C}_3\text{H}_8} = \text{C}_3\text{H}_8 \cdot 0.01 = 0.01$

Бутан	$C_4H_{10} = 0.5$	$R_{C_4H_{10}} = C_4H_{10} \cdot 0.01 = 0.005$
Пентан	$C_5H_{12} = 0.5$	$R_{C_5H_{12}} = C_5H_{12} \cdot 0.01 = 0.005$
Двоокис вуглецю	$CO_2 = 0.1$	$R_{CO_2} = CO_2 \cdot 0.01 = 0.001$
Чадний газ	$CO = 0$	$R_{CO} = CO \cdot 0.01 = 0$
Азот	$N_2 = 0.9$	$R_{N_2} = N_2 \cdot 0.01 = 0.009$
Кисень	$O_2 = 0$	$R_{O_2} = O_2 \cdot 0.01 = 0$
Водень	$H_2 = 0$	$R_{H_2} = H_2 \cdot 0.01 = 0$

Перевірка суми складових компонентів газового палива, у %

$$\Sigma_{\text{к.п}} = \sum \begin{pmatrix} CH_4 \\ C_2H_6 \\ C_3H_8 \\ C_4H_{10} \\ C_5H_{12} \\ CO_2 \\ CO \\ N_2 \\ O_2 \\ H_2 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 93 \\ 4 \\ 1 \\ 0.5 \\ 0.5 \\ 0.1 \\ 0 \\ 0.9 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = 100$$

Найнижча теплота згоряння газового палива, в кДж / м³:

$$Q_{\text{н.г}} = \sum \begin{pmatrix} 108 \cdot H_2 \\ 126.3 \cdot CO \\ 358.2 \cdot CH_4 \\ 637.3 \cdot C_2H_6 \\ 912.3 \cdot C_3H_8 \\ 1186 \cdot C_4H_{10} \\ 1460 \cdot C_5H_{12} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 108 \cdot 0 \\ 126.3 \cdot 0 \\ 358.2 \cdot 93 \\ 637.3 \cdot 4 \\ 912.3 \\ 1186 \cdot 0.5 \\ 1460 \cdot 0.5 \end{pmatrix} = 38097.1$$

2.2.3 Параметри процесу наповнення

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг рідкого палива,

V кмоль повітря / кг палива

$$L_{0\text{р.п}} = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{4} - \frac{0.004}{32} \right) = 0.495$$

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг газового палива, в

кмоль повітря / кмоль газу

$$L_{0\text{ГП}} = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} \frac{1}{2} \cdot (R_{\text{CO}} + R_{\text{H}_2}) \\ \left(1 + \frac{1}{4} \cdot 4\right) \cdot R_{\text{CH}_4} \\ \left(2 + \frac{1}{4} \cdot 6\right) \cdot R_{\text{C}_2\text{H}_6} \\ \left(3 + \frac{1}{4} \cdot 8\right) \cdot R_{\text{C}_3\text{H}_8} \\ \left(4 + \frac{1}{4} \cdot 10\right) \cdot R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \\ \left(5 + \frac{1}{4} \cdot 12\right) \cdot R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \\ -\text{O}_2 \end{bmatrix} = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} \frac{1}{2} \cdot (0 + 0) \\ \left(1 + \frac{1}{4} \cdot 4\right) \cdot 0.93 \\ \left(2 + \frac{1}{4} \cdot 6\right) \cdot 0.04 \\ \left(3 + \frac{1}{4} \cdot 8\right) \cdot 0.01 \\ \left(4 + \frac{1}{4} \cdot 10\right) \cdot 0.005 \\ \left(5 + \frac{1}{4} \cdot 12\right) \cdot 0.005 \\ -0 \end{bmatrix} = 10.107$$

Маса рідкого палива на 1 кмоль спаленого газу

$$q = \frac{22.4 \cdot V_{\text{сж}}}{V_{\text{Г}}}$$

де $V_{\text{сж}} = 0.505 \text{ кг / год}$ - масова витрата рідкого палива (приймаємо 3% від номінальної)

$V_{\text{Г}} = 39 \text{ м}^3 / \text{год}$ - масова витрата газу (приймаємо $0,1 \text{ нм}^3 / \text{кВт}$)

$$q = \frac{22.4 \cdot V_{\text{сж}}}{V_{\text{Г}}} = \frac{22.4 \cdot 0.505}{39} = 0.29$$

Кількість свіжого заряду, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_{0\text{ГП}} = 1 + 1.61 \cdot 10.107 = 17.273$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в кмоль

Двоокису вуглецю CO_2

$$M_{CO_2} = q \cdot \frac{C}{12} + \sum \begin{pmatrix} R_{CO} \\ 1 \cdot R_{CH_4} \\ 2 \cdot R_{C_2H_6} \\ 3 \cdot R_{C_3H_8} \\ 4 \cdot R_{C_4H_{10}} \\ 5 \cdot R_{C_5H_{12}} \\ 5 \cdot R_{CO_2} \end{pmatrix} = 0.29 \cdot \frac{0.87}{12} + \sum \begin{pmatrix} 0 \\ 0.93 \\ 2 \cdot 0.04 \\ 3 \cdot 0.01 \\ 4 \cdot 5 \times 10^{-3} \\ 5 \cdot 5 \times 10^{-3} \\ 5 \cdot 1 \times 10^{-3} \end{pmatrix} = 1.111 \quad 26$$

Водяної пари H_2O

$$M_{H_2O} = \sum \begin{pmatrix} R_{H_2} \\ \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot R_{CH_4} \\ \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot R_{C_2H_6} \\ \frac{1}{2} \cdot 8 \cdot R_{C_3H_8} \\ \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot R_{C_4H_{10}} \\ \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot R_{C_5H_{12}} \\ \frac{1}{2} \cdot q \cdot H \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot 0.93 \\ \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot 0.04 \\ \frac{1}{2} \cdot 8 \cdot 0.01 \\ \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot 5 \times 10^{-3} \\ \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot 5 \times 10^{-3} \\ \frac{1}{2} \cdot 0.29 \cdot 0.126 \end{pmatrix} = 2.093$$

Кисню O_2

$$M_{O_2} = 0.21 \cdot \sum \begin{bmatrix} (\alpha - 1) \cdot L_{0_{гп}} \\ -q \cdot L_{0_{р.п}} \end{bmatrix} = 0.21 \cdot \sum \begin{bmatrix} (1.61 - 1) \cdot 10.107 \\ -0.29 \cdot 0.495 \end{bmatrix} = 1.265$$

Азоту N_2

$$M_{N_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_{0_{гп}} + R_{N_2} = 0.79 \cdot 1.61 \cdot 10.107 + 9 \times 10^{-3} = 12.864$$

Загальна кількість продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 1.111 \\ 2.093 \\ 1.265 \\ 12.864 \end{pmatrix} = 17.333$$

Зміна об'єму при згорянні 1 кмоля газу

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 17.333 - 17.273 = 0.061$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{17.333}{17.273} = 1.004$$

2.2.4 Параметри процесу наповнення

Температура повітря після нагнітача, в К

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}}$$

де $n_K = 1.0$ - показник політропи в компресорі;

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{101.3}{101.3} \right)^{\frac{1.0 - 1}{1.0}} = 293$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

$\Delta T_{\text{int}} = 0$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{\text{int}} = 10 - 70$ К)

$$T_{\text{int}} = T_B - \Delta T_{\text{int}} = 293 - 0 = 293$$

Температура газоповітряної суміші, в К

$$T_{\text{см}} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \cdot L_{0_Г.П} \cdot T_{\Gamma}}{1 + \alpha \cdot L_{0_Г.П}}$$

де $T_{\Gamma} = 310$ К - температура газу.

$$T_{\text{см}} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \cdot L_{0\text{ГП}} \cdot T_{\Gamma}}{1 + \alpha \cdot L_{0\text{ГП}}} = \frac{293 + 1.61 \cdot 10 \cdot 107 \cdot 310}{1 + 1.61 \cdot 10 \cdot 107} = 309.016$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа.

28

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

де $\Delta p_{охл} = 0$ кПа - перепад тиску в охолоджувачі

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 101.3 - 0 = 101.3$$

Тиск газоповітряної суміші при зовнішньому сумішоутворенні дорівнює тиску наддуву, в кПа

$$p_{см} = p_{int} = 101.3$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.95$ - коефіцієнт ефективності системи впуску (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 101.3 = 96.235$$

Тиск залишкових газів, в кПа

$$p_r = 1.07 \cdot p_{int} = 1.07 \cdot 101.3 = 108.391$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{см} + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{309.02 + 10}{750} \cdot \frac{108.39}{13.5 \cdot 96.23 - 108.39} = 0.04$$

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{T_{см} \cdot (\varepsilon \cdot p_d - p_r)}{(T_{см} + \Delta T) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_{см}} = \frac{309.016 \cdot (13.5 \cdot 96.235 - 108.391)}{(309.016 + 10) \cdot (13.5 - 1) \cdot 101.3} = 0.911$$

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_{см} + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{309.016 + 10 + 0.039 \cdot 750}{1 + 0.039} = 335.081$$

2.2.5 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску обираємо згідно номограми, з [1, ст 15]

$$n_1 = 1.36$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \varepsilon^{n_1} = 96.235 \cdot 13.5^{1.36} = 3315.79$$

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} = 335.081 \cdot 13.5^{1.36 - 1} = 855.203$$

2.2.6 Параметри процесу згоряння

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.004 + 0.039}{1 + 0.039} = 1.003$$

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{p_{\max}}{p_c} = \frac{7800}{3315.79} = 2.352$$

Коефіцієнт надлишку повітря на лінії розширення

$$\alpha_p = \frac{\alpha}{1 + q \cdot \frac{L_{0p.p}}{L_{0гп}}} = \frac{1.61}{1 + 0.29 \cdot \frac{0.495}{10.107}} = 1.587$$

Середня питома теплоємність свіжого заряду при $V=\text{const}$, в проміжку температур $0...t^\circ\text{C}$

$$C'_V = \left(\begin{array}{l} R_{\text{CH}_4} \cdot C_{V3} + R_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot C_{V3} + R_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot C_{V3} \dots \\ + R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot C_{V3} + R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot C_{V3} + R_{\text{CO}_2} \cdot C_{V3} \dots \\ + R_{\text{CO}} \cdot C_{V2} + R_{\text{N}_2} \cdot C_{V2} + R_{\text{O}_2} \cdot C_{V2} \dots \\ + R_{\text{H}_2} \cdot C_{V2} + \text{C} \cdot C_{V1} + \text{H} \cdot C_{V1} + \text{O} \cdot C_{V1} \end{array} \right) \cdot 4.18$$

де C_{VK} - питома середня мольна теплоємність компонента свіжого заряду та продуктів згоряння при даній температурі.

$C_{V3} = 29.31$ - для 3-х і багатоатомних компонентів;

$C_{V2} = 20.93$ - для 2-х атомних компонентів;

$C_{V1} = 12.56$ - для одноатомних компонентів.

$$C'_V = \sum \begin{pmatrix} R_{CH_4} \cdot C_{V3} \\ R_{C_2H_6} \cdot C_{V3} \\ R_{C_3H_8} \cdot C_{V3} \\ R_{C_4H_{10}} \cdot C_{V3} \\ R_{C_5H_{12}} \cdot C_{V3} \\ R_{CO_2} \cdot C_{V3} \\ R_{CO} \cdot C_{V2} \\ R_{N_2} \cdot C_{V2} \\ R_{O_2} \cdot C_{V2} \\ R_{H_2O} \cdot C_{V2} \\ C \cdot C_{V1} \\ H \cdot C_{V1} \\ O \cdot C_{V1} \end{pmatrix} \cdot 4.18 = \sum \begin{pmatrix} 0.93 \cdot 29.31 \\ 0.04 \cdot 29.31 \\ 0.01 \cdot 29.31 \\ 5 \times 10^{-3} \cdot 29.31 \\ 5 \times 10^{-3} \cdot 29.31 \\ 1 \times 10^{-3} \cdot 29.31 \\ 0.20.93 \\ 9 \times 10^{-3} \cdot 20.93 \\ 0.20.93 \\ 0.20.93 \\ 0.87 \cdot 12.56 \\ 0.126 \cdot 12.56 \\ 4 \times 10^{-3} \cdot 12.56 \end{pmatrix} \cdot 4.18 = 174.701$$

Склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

двоокису вуглецю:

$$R_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2} = \frac{1.111}{17.333} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad R_{CO_2} \cdot 100 = 0.1$$

водяної пари:

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} = \frac{2.093}{17.333} = 0.121 \quad \text{або у \%} \quad R_{H_2O} \cdot 100 = 12.077$$

кисню:

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2} = \frac{1.265}{17.333} = 0.073 \quad \text{або у \%} \quad R_{O_2} \cdot 100 = 7.296$$

азоту:

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} = \frac{12.864}{17.333} = 0.742 \quad \text{або у \%} \quad R_{N_2} \cdot 100 = 0.9$$

Середня питома теплоємність продуктів згоряння при $V=\text{const}$, в проміжку температур $0 \dots t^\circ\text{C}$

$$C''_V = (R_{CO_2} \cdot C_{V3} + R_{N_2} \cdot C_{V2} + R_{O_2} \cdot C_{V2} + R_{H_2O} \cdot C_{V3}) \cdot 4.18 = 93.963$$

$$T_z = \frac{\left[\xi_z \cdot (22.4 \cdot Q_{H.r} + q \cdot Q_{H.p}) \right]}{\beta \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_{0гп})} + \frac{C'_V \cdot T_c}{\beta}$$

$$T_z = \frac{C''_V}{C''_V}$$

де $A = \xi_z \cdot (22.4 \cdot Q_{H.r} + q \cdot Q_{H.p}) = 0.75 \cdot (22.4 \cdot 38097.1 + 0.29 \cdot 42512.38) = 649279.358$

$$B = [\beta \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_{0гп})] = 1.003 \cdot (1 + 0.039) \cdot (1 + 1.61 \cdot 10.107) = 18.002$$

$$C = \frac{C'_V \cdot T_c}{\beta} = \frac{174.701 \cdot 855.203}{1.003} = 148901.64$$

$$T_z = \frac{\left(\frac{A}{B} + C \right)}{C''_V} = \frac{\frac{649279.358}{18.002} + 148901.640}{93.963} = 1968.530$$

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.003 \cdot 1968.53}{2.352 \cdot 855.203} = 0.982$$

2.2.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{13.5}{0.982} = 13.75$$

Середній показник політропи розширення, обираємо згідно номограми з джерела [1, ст. 20]

$$n_2 = 1.25$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{7800}{13.75^{1.25}} = 294.589$$

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1968.53}{13.75^{1.25-1}} = 1022.272$$

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1022.272}{\sqrt[3]{\frac{294.589}{108.391}}} = 732.53$$

Похибка по температурі залишкових газів

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|750 - 732.53|}{750} \cdot 100 = 2.329$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta < 10\%$

2.2.8 Індикаторні показники робочого тіла

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi}' = A \cdot (B + C - D)$$

$$\text{де } A = \frac{p_c}{\epsilon - 1} = \frac{3315.79}{13.5 - 1} = 265.263$$

$$B = \lambda \cdot (\rho - 1) = 2.352 \cdot (0.982 - 1) = -0.043$$

$$C = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}\right) = \frac{2.352 \cdot 0.982}{1.25 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{13.75^{1.25 - 1}}\right) = 4.441$$

$$D = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}}\right) = \frac{1}{1.36 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{13.5^{1.36 - 1}}\right) = 1.689$$

$$p_{mi}' = A \cdot (B + C - D) = 265.263 \cdot (-0.043 + 4.441 - 1.689) = 718.512$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.96 \cdot 718.512 = 689.772$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = 1.985 \cdot \frac{(1 + \alpha \cdot L_{0гп}) \cdot T_{см} \cdot p_{mi}}{p_{см} \cdot \Phi_c \cdot (22.4 \cdot Q_{н.г} + q \cdot Q_{н.р})} \cdot 4.186$$

$$\text{де } A = \frac{(1 + \alpha \cdot L_{0гп})}{(22.4 \cdot Q_{н.г} + q \cdot Q_{н.р})} = \frac{1 + 1.61 \cdot 10.11}{22.4 \cdot 3.81 \times 10^4 + 0.29 \cdot 4.25 \times 10^4} = 2 \times 10^{-5}$$

$$B = \frac{T_{см} \cdot p_{mi}}{(p_{см} \cdot \Phi_c)} = \frac{309.016 \cdot 689.772}{101.3 \cdot 0.911} = 2.31 \times 10^3$$

$$\eta_i = 1.985 \cdot A \cdot B \cdot 4.186 = 1.985 \cdot 1.995 \times 10^{-5} \cdot 2.31 \times 10^3 \cdot 4.186 = 0.383$$

Доля теплоти уведеної рідким паливом

$$q = \frac{V_{\text{сж}} \cdot Q_{\text{н.р}}}{(V_{\text{г}} \cdot Q_{\text{н.г}} + V_{\text{сж}} \cdot Q_{\text{н.р}})} = \frac{0.505 \cdot 42512.38}{39 \cdot 38097.1 + 0.505 \cdot 42512.38} = 0.014$$

Питома індикаторна витрата палива, в $\text{м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$V_i = \frac{632 \cdot (1 - q)}{\eta_i \cdot Q_{\text{н.г}}} \cdot \frac{4.18}{0.736} = \frac{632 \cdot (1 - 0.014)}{0.383 \cdot 38097.1} \cdot \frac{4.18}{0.736} = 0.243$$

Питома індикаторна витрата рідкого палива, в $\text{кг} / (\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$b_i = \frac{632 \cdot q}{\eta_i \cdot Q_{\text{н.р}}} \cdot \frac{4.18}{0.736} = \frac{632 \cdot 0.014}{0.383 \cdot 42512.38} \cdot \frac{4.18}{0.736} = 0.003$$

2.2.9 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня, в $\text{м} / \text{с}$

$$V_{\text{п.ср}} = \frac{S_{\text{пр}} \cdot n}{30}$$

де $S_{\text{пр}} = 0.130 \text{ м}$ - хід поршня по прототипу

$$V_{\text{п.ср}} = \frac{S_{\text{пр}} \cdot n}{30} = \frac{0.13 \cdot 1900}{30} = 8.233$$

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_m + b_m \cdot V_{\text{п.ср}})$$

де $a_m = 0.088$ - емпіричні коефіцієнти в формулі механічних втрат, що залежать від конструктивних особливостей двигунів;

$$b_m = 0.0118$$

$$p_M = (a_m + b_m \cdot V_{\text{п.ср}}) \cdot 10^3 = (0.088 + 0.012 \cdot 8.233) \cdot 10^3 = 185.153$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{\text{ме}} = p_{\text{мі}} - p_M = 689.772 - 185.153 = 504.618$$

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{\text{ме}}}{p_{\text{мі}}} = \frac{504.618}{689.772} = 0.732$$

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.383 \cdot 0.732 = 0.28$$

Питома ефективна витрата газового палива, в $\text{м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$V_e = \frac{V_i}{\eta_M} = \frac{0.243}{0.732} = 0.332$$

Питома ефективна витрата рідкого палива, в $\text{кг} / (\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_M} = \frac{0.003}{0.732} = 0.004$$

Годинна витрата газу, в м³ / год

$$B_T = V_e \cdot P_e = 0.332 \cdot 35 = 11.603$$

Годинна витрата рідкого палива, в кг / год

$$B_e = b_e \cdot P_e = 4.293 \times 10^{-3} \cdot 35 = 0.15$$

2.2.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{p_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{35 \cdot 10^3}{504.618 \cdot 1900} = 4.381$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{4.381}{4} = 1.095$$

Діаметр циліндру, в мм

$$d = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s \cdot d_{пр}}{\pi \cdot S_{пр}}}$$

де $d_{пр} = 0.105$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$d = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s \cdot d_{пр}}{\pi \cdot S_{пр}}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1.095 \cdot 0.105}{\pi \cdot 0.13}} = 104.042 \text{ або в м } d \cdot 10^{-3} = 0.104$$

Хід поршня

$$S = \frac{S_{пр}}{d_{пр}} \cdot d = \frac{0.13}{0.105} \cdot 104.042 = 128.814 \text{ або в м } S \cdot 10^{-3} = 0.129$$

2.2.11 Уточнені розміри циліндра

Діаметр циліндру, в мм $d = 105$

Хід поршня, в мм $S = 130$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 105^2 \cdot 130 \cdot 4}{4 \cdot 10^6} = 4.503$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 1000} = \frac{504.618 \cdot 4.503 \cdot 1.9 \times 10^3}{30 \cdot 4 \cdot 1 \times 10^3} = 35.976$$

Отримана величина відрізняється від заданої на, у %

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |35.976 - 35|}{35.976 + 35} \cdot 100 = 2.749$$

2.3 Розрахунок теплового балансу газодизельного двигуна

2.3.1 Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_b + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{н.в}$$

Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_b - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

$Q_{н.в}$ - невраховані теплові втрати

2.3.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\Pi} = \frac{B_{\Gamma} \cdot Q_{н.Г} + B_e \cdot Q_{н.р}}{3.6} = \frac{11.603 \cdot 38097.1 + 0.15 \cdot 42512.38}{3.6} = 124561.335$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.3.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 1000 \cdot 35 = 35000$$

у відсотковому відношенні, %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{35000}{124561.335} \cdot 100 = 28.099$$

перевірка:

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 124561.335 \cdot 0.280 = 34896.437$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{Q_e - Q_{e'}}{Q_e} \cdot 100 = \frac{35000 - 34896.437}{35000} \cdot 100 = 0.296$$

2.3.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_b = Q_w + Q_{т.п} + Q_{в.н}$$

Q_w - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

$Q_{т.п}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, в $\text{Дж} / \text{с}$

$W_{\text{нап}} = 0$ - відносна втрата палива на ділянці наповнення

$W_{\text{ст}} = 0$ - відносна втрата палива на ділянці стиску

$W_{\text{г.р}} = 0.06$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.03$ - відносна втрата палива на ділянці випуску газів із циліндру

$$Q_w = \sum \begin{pmatrix} -W_{\text{нап}} \\ W_{\text{ст}} \\ W_{\text{г.р}} \\ W_{\text{вип}} \end{pmatrix} \cdot Q_{\Pi} = \sum \begin{pmatrix} -0 \\ 0 \\ 0.06 \\ 0.03 \end{pmatrix} \cdot 124561.335 = 11210.52$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{т.п}} = 1000 \cdot P_{\Pi}$$

де P_{Π} - потужність тертя поршня; кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{30 \cdot Z}$$

$p_{\text{ср.т}}$ - середній тиск тертя поршня; кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M = 0.6 \cdot 185.153 = 111.092$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{\text{св}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^9} \cdot S = \frac{\pi \cdot 105.000^{2.000}}{4.000 \cdot 10.000^{9.000}} \cdot 130.000 = 1.126 \times 10^{-3}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{30 \cdot Z} = \frac{111.092 \cdot 1.126 \times 10^{-3} \cdot 1.9 \times 10^3 \cdot 4}{30 \cdot 4} = 7.92$$

$$\text{Тоді } Q_{\text{т.п}} = 1000 \cdot P_{\Pi} = 1000 \cdot 7.92 = 7920.032$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в $\text{Дж} / \text{с}$

Визначаємо витрату води по сумі теплот, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 11210.52 + 7920.032 = 19130.553$$

Витрата охолоджуючої рідини, в $\text{м}^3 / \text{с}$

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_B \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_B}$$

де $K = 1.2$ - коефіцієнт запасу

$\rho_B = 1000$ $\text{кг} / \text{м}^3$ - середня густина води

$C_{\text{мв}} = 4.19 \text{ Дж/кг}$ - середня теплоємність води

$\Delta T_{\text{в}} = 10$ - температурний перепад води в холодильнику

$$V_{\text{в}} = \frac{Q'_{\text{в}} \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}} = \frac{19130.553 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.001$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_{\text{в}} \cdot \Delta p_{\text{в}}}{\eta_{\text{в.н}}}$$

де $\Delta p_{\text{в}} = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи;

$\eta_{\text{в.н}} = 0.9$ - ККД водяного насосу;

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_{\text{в}} \cdot \Delta p_{\text{в}}}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{5.479 \times 10^{-4} \cdot 98}{0.9} = 0.06$$

Тоді теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

$$Q_{\text{в.н}} = 1000 \cdot P_{\text{в.н}} = 1000 \cdot 0.06 = 59.659$$

Відповідно, теплота яка відводиться охолоджувальною рідиною, в Дж/с

$$Q_{\text{в}} = \sum \begin{pmatrix} Q_{\text{w}} \\ Q_{\text{т.п}} \\ Q_{\text{в.н}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 11210.52 \\ 7920.032 \\ 59.659 \end{pmatrix} = 19190.212$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{в}}}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{19190.212}{124561.335} \cdot 100 = 15.406$$

Температура залишкових газів, в °С

$$t_{\text{г}} = T_{\text{г}} - 273 = 750 - 273 = 477$$

Температура на початку стиску, в °С

$$t_{\text{д}} = T_{\text{д}} - 273 = 335.081 - 273 = 62.081$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання, в кДж/(кг К)

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_{\text{г}} = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 477 = 33.411$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду в кДж/(кг К)

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_{\text{д}} = 29.074 + 8 \times 10^{-4} \cdot 62.081 = 29.124$$

2.3.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в Дж/с

Теплота відведена з газами що отримані при згорянні газу, в Дж/с

$$Q_{\text{г.г}} = \frac{B_{\text{г}}}{3.6 \cdot 22.4} \cdot [M_2 \cdot mCp'' \cdot t_{\text{г}} \cdot (1 - q) - M_1 \cdot mCp \cdot t_{\text{д}} \cdot (1 - q)]$$

$$\text{де } \underline{A} = M_2 \cdot m_{Cp}'' \cdot t_T \cdot (1 - q) = 17.333 \cdot 33.411 \cdot 477 \cdot (1 - 0.014) = 2.723 \times 10^5 \quad 38$$

$$\underline{B} = M_1 \cdot m_{Cp} \cdot t_d \cdot (1 - q) = 17.273 \cdot 29.124 \cdot 62.081 \cdot (1 - 0.014) = 3.078 \times 10^4$$

$$Q_{Г.Г} = \frac{B_{Г}}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (A - B) = \frac{11.603}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (272301.113 - 30784.116) = 34750.465$$

Теплота відведена з газами отриманими при згорянні рідкого палива, в Дж/с

$$Q_{Г.р} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot m_{Cp}'' \cdot t_T \cdot q - M_1 \cdot m_{Cp} \cdot t_d \cdot q)$$

$$\text{де } \underline{A} = M_2 \cdot m_{Cp}'' \cdot t_T \cdot (1 - q) = 17.333 \cdot 33.411 \cdot 477 \cdot (1 - 0.014) = 2.723 \times 10^5$$

$$\underline{B} = M_1 \cdot m_{Cp} \cdot t_d \cdot (1 - q) = 17.273 \cdot 29.124 \cdot 62.081 \cdot (1 - 0.014) = 3.078 \times 10^4$$

$$Q_{Г.р} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (A - B) = \frac{0.15}{3.6} \cdot (272301.113 - 30784.116) = 10079.417$$

Тоді, теплота що виноситься випускними газами, в Дж / с

$$Q_{Г} = Q_{Г.Г} + Q_{Г.р} = 34750.465 + 10079.417 = 44829.882$$

у відсотковому відношенні

$$q_{Г} = \frac{Q_{Г}}{Q_{П}} \cdot 100 = \frac{44829.882}{124561.335} \cdot 100 = 35.99$$

2.3.6 Теплота, що відводиться з маслом і витрачається на привід масляного насосу
Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в Дж/с

$$Q_{М1} = Q_{W} + Q_{МД} - Q_{В}$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна

$$Q_{МД} = \Delta_{МД} \cdot Q_{П}$$

де $\Delta_{МД}$ - доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{МД} = \frac{P_{М}}{P_{mi}} \cdot \eta_i = \frac{185.153}{689.772} \cdot 0.383 = 0.103$$

$$Q_{МД} = \Delta_{МД} \cdot Q_{П} = 0.103 \cdot 124561.335 = 12804.113$$

Тоді, теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в Дж/с

$$Q_{М1} = Q_{W} + Q_{МД} - Q_{В} = 11210.52 + 12804.113 - 19190.212 = 4824.421$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

$$V_M = \frac{K \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M}$$

де $K = 1.5$ - коеф. запасу

$\rho_M = 900$ кг/м³ - густина мастила

$C_{mm} = 2.094$ Дж/кг - середня теплоємність масла;

$\Delta T_M = 6$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_M = \frac{K \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 4.824 \times 10^3}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 6.4 \times 10^{-4}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3}$$

де $p_0 = 0.4 \cdot 10^6$ Па - робочий тиск в системі мащення

$\eta_{M.H} = 0.8$ - ККД масляного насоса

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{6.4 \times 10^{-4} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.32$$

Тоді теплота, що еквівалентна роботі на привід насоса мащення, в Дж/с

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{M.H} = 1000 \cdot 0.32 = 319.99$$

Тоді загальна теплота що відводиться з маслом, в Дж/с

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 4824.421 + 319.99 = 5144.411$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{5144.411}{124561.335} \cdot 100 = 4.13$$

2.3.7 Невраховані теплові втрати, в Дж/с

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \end{pmatrix} = 124561.335 - \sum \begin{pmatrix} 35000 \\ 19190.212 \\ 44829.882 \\ 5144.411 \end{pmatrix} = 20396.831$$

у відсотковому відношенні

$$q_{\text{НВ}} = \frac{Q_{\text{Н.В}}}{Q_{\text{П}}} \cdot 100 = \frac{20396.831}{124561.335} \cdot 100 = 16.375$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва параметру	в Дж / с	у %	Діапазон для газодизеля
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\text{П}} = 124561.3$	$q_{\text{П}} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_{\text{е}} = 35000.0$	$q_{\text{е}} = 28.099$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\text{Г}} = 44829.9$	$q_{\text{Г}} = 35.99$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_{\text{В}} = 19190.2$	$q_{\text{В}} = 15.406$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_{\text{М}} = 5144.4$	$q_{\text{М}} = 4.130$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{\text{Н.В}} = 20396.8$	$q_{\text{НВ}} = 16.375$	до 3%

Перевірка рівняння зовнішнього теплового балансу

$$q_{\Sigma} = \sum \begin{pmatrix} q_{\text{е}} \\ q_{\text{Г}} \\ q_{\text{В}} \\ q_{\text{М}} \\ q_{\text{НВ}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 28.099 \\ 35.99 \\ 15.406 \\ 4.13 \\ 16.375 \end{pmatrix} = 100$$

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми

2.4.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\phi = 5$ - крок розрахунку;

$\phi = 0, \Delta\phi \dots 720$ - розрахунковий діапазон значень кута повороту;

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_{\text{с'}} = \frac{V_{\text{с}}}{\epsilon - 1} = \frac{1.126 \times 10^{-3}}{13.5 - 1} = 9.005 \times 10^{-5} \text{ м}^3$$

Повний об'єм циліндру

$$V_{\text{а'}} = V_{\text{с}} + V_{\text{с'}} = 1.126 \times 10^{-3} + 9.005 \times 10^{-5} = 1.216 \times 10^{-3} \text{ м}^3$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння

$$V_{\text{з'}} = V_{\text{с'}} \cdot \rho = 9.005 \times 10^{-5} \cdot 0.982 = 8.842 \times 10^{-5} \text{ м}^3$$

$\lambda_{кр} = 0.270$ - кривошипно-шатунне відношення;

$$\sigma(\phi) = (1 - \cos(\phi \cdot \text{deg})) + \frac{\lambda_{кр}}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \phi \cdot \text{deg}))$$

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

$$V(\phi) = V_c + \frac{1}{2} \cdot V_s \cdot \sigma(\phi)$$

Для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми тиску в циліндрі двигуна використаємо наступну систему рівнянь:

на ділянці впуску:

$$0 < \phi < 180 \Rightarrow p(\phi) = p_d$$

на ділянці стиску:

$$180 < \phi < 360 \Rightarrow p(\phi) = p_d \cdot (V_a / V(\phi))^{n1}$$

на ділянці попереднього розширення:

$$V_c < V(\phi) < V_z \Rightarrow p(\phi) = p_{\max}$$

на ділянці подальшого розширення:

$$V_z < V(\phi) < \text{та } \phi < 540 \Rightarrow p(\phi) = p_{\max} / (V(\phi) / V_z)^{n2}$$

на ділянці випуску:

$$540 < \phi < 720 \Rightarrow p(\phi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в м^3 ,

p - тиск робочого тіла в кПа ,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00009$	$p(0) = 96.235$	$V(180) = 0.00122$	$p(180) = 96.235$
$V(10) = 0.0001$	$p(10) = 96.235$	$V(190) = 0.00121$	$p(190) = 96.913$
$V(20) = 0.00013$	$p(20) = 96.235$	$V(200) = 0.00119$	$p(200) = 98.999$
$V(30) = 0.00018$	$p(30) = 96.235$	$V(210) = 0.00116$	$p(210) = 102.659$
$V(40) = 0.00025$	$p(40) = 96.235$	$V(220) = 0.00112$	$p(220) = 108.189$
$V(50) = 0.00034$	$p(50) = 96.235$	$V(230) = 0.00106$	$p(230) = 116.066$
$V(60) = 0.00043$	$p(60) = 96.235$	$V(240) = 0.00099$	$p(240) = 127.02$
$V(70) = 0.00053$	$p(70) = 96.235$	$V(250) = 0.00091$	$p(250) = 142.168$
$V(80) = 0.00063$	$p(80) = 96.235$	$V(260) = 0.00082$	$p(260) = 163.238$
$V(90) = 0.00073$	$p(90) = 96.235$	$V(270) = 0.00073$	$p(270) = 192.976$
$V(100) = 0.00082$	$p(100) = 96.235$	$V(280) = 0.00063$	$p(280) = 235.879$

V(110) = 0.00091	p(110) = 96.235	V(290) = 0.00053	p(290) = 299.575
V(120) = 0.00099	p(120) = 96.235	V(300) = 0.00043	p(300) = 397.478
V(130) = 0.00106	p(130) = 96.235	V(310) = 0.00034	p(310) = 553.893
V(140) = 0.00112	p(140) = 96.235	V(320) = 0.00025	p(320) = 813.149
V(150) = 0.00116	p(150) = 96.235	V(330) = 0.00018	p(330) = 1250.541
V(160) = 0.00119	p(160) = 96.235	V(340) = 0.00013	p(340) = 1953.355
V(170) = 0.00121	p(170) = 96.235	V(350) = 0.0001	p(350) = 2840.814
V(360) = 0.00009	p(360) = 3315.79	V(540) = 0.00122	p(540) = 294.589
V(370) = 0.0001	p(370) = 6613.331	V(550) = 0.00121	p(550) = 108.391
V(380) = 0.00013	p(380) = 4687.216	V(560) = 0.00119	p(560) = 108.391
V(390) = 0.00018	p(390) = 3110.98	V(570) = 0.00116	p(570) = 108.391
V(400) = 0.00025	p(400) = 2094.539	V(580) = 0.00112	p(580) = 108.391
V(410) = 0.00034	p(410) = 1471.739	V(590) = 0.00106	p(590) = 108.391
V(420) = 0.00043	p(420) = 1084.862	V(600) = 0.00099	p(600) = 108.391
V(430) = 0.00053	p(430) = 836.566	V(610) = 0.00091	p(610) = 108.391
V(440) = 0.00063	p(440) = 671.553	V(620) = 0.00082	p(620) = 108.391
V(450) = 0.00073	p(450) = 558.401	V(630) = 0.00073	p(630) = 108.391
V(460) = 0.00082	p(460) = 478.788	V(640) = 0.00063	p(640) = 108.391
V(470) = 0.00091	p(470) = 421.676	V(650) = 0.00053	p(650) = 108.391
V(480) = 0.00099	p(480) = 380.196	V(660) = 0.00043	p(660) = 108.391
V(490) = 0.00106	p(490) = 349.95	V(670) = 0.00034	p(670) = 108.391
V(500) = 0.00112	p(500) = 328.059	V(680) = 0.00025	p(680) = 108.391
V(510) = 0.00116	p(510) = 312.614	V(690) = 0.00018	p(690) = 108.391
V(520) = 0.00119	p(520) = 302.358	V(700) = 0.00013	p(700) = 108.391
V(530) = 0.00121	p(530) = 296.496	V(710) = 0.0001	p(710) = 108.391

Визначення параметрів циклу на основі даних з індикаторної діаграми.

Індикаторна робота робочого циклу в $\frac{Дж}{цикл}$

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\phi) + p(\phi + 1)) \cdot 1000}{2} \cdot (V(\phi + 1) - V(\phi)) d\phi = 795.107$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.т} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{795.107}{0.001 \cdot 1000} = 706.34$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.д} = p_{mi.т} \cdot \xi = 706.34 \cdot 0.96 = 678.086$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.ср} = \frac{p_{mi} + p_{mi.д}}{2} = \frac{689.772 + 678.086}{2} = 683.929$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.д}}{p_{mi.ср}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{689.772 - 678.086}{683.929} \right| \cdot 100 = 1.709$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.4.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 20^\circ$ до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).
Визначається кутом випередження впорску палива (випередження запалювання);

$\Delta\phi_1 = 10^\circ$ п.к.в - кут затримки згорання;

$f = c' - \Delta\phi_1 = 10^\circ$ до ВМТ - точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = ,^\circ$ п.к.в;

$\Delta\phi_2 = 10^\circ$ після ВМТ - кут де тиск максимальний;

$b'' = 124^\circ$ після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r' = 17^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$r'' = 17^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$d' = 124^\circ$ до ВМТ - точка закриття впускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

$[AB] = 250$ - відстань від точки А до точки В на діаграмі;

$m_p = 50 \text{ кПа} / \text{мм}$ - масштаб тиску

$\text{deg} = \frac{\pi}{180} \text{ рад} / ^\circ$ - перевідна величина

Визначення точок дійсної індикаторної діаграми

Відносне положення точки будемо визначати за допомогою залежності:

$$x(\phi) = (1 - \cos(\phi \cdot \text{deg})) + \frac{\lambda_{\text{кр}}}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \text{deg} \cdot \phi))$$

Положення точки на діаграмі будемо визначати за допомогою залежності:

$$l(\phi) = x(\phi) \cdot \frac{[AB]}{2}$$

Назва точки:	Відносне положення	Положення точки на діаграмі
точка c'	$x(c') = 0.076$	$l(c') = 9.5 \text{ мм}$
точка f	$x(f) = 0.019$	$l(f) = 2.4 \text{ мм}$
точка $\Delta\phi_2$	$x(\Delta\phi_2) = 0.019$	$l(\Delta\phi_2) = 2.4 \text{ мм}$
точка b''	$x(b'') = 1.652$	$l(b'') = 206.5 \text{ мм}$
точка r'	$x(r') = 0.055$	$l(r') = 6.9 \text{ мм}$
точка r''	$x(r'') = 0.055$	$l(r'') = 6.9 \text{ мм}$
точка d'	$x(d') = 1.652$	$l(d') = 206.5 \text{ мм}$

Інші параметри точок на діаграмі

Ордината точки r

$$\frac{p_r}{m_p} = \frac{108}{50} = 2 \text{ мм}$$

Тиск газів у ВМТ

$$p''_c = k_p \cdot p_c$$

де $k_p = 1.2$ - число з інтервалу (1,15...1,25)

$$p''_c = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 3315.79 = 3978.948 \quad \text{кПа}$$

45

Ордината точки c''

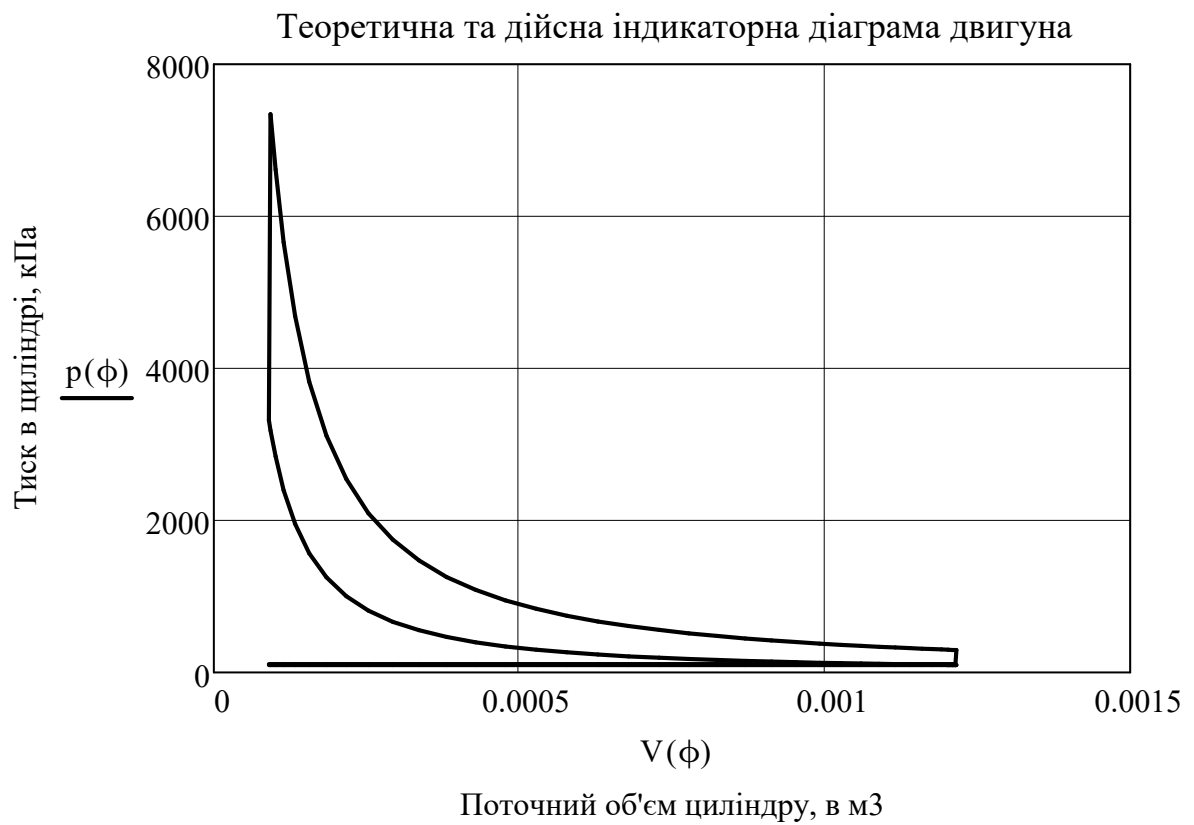
$$\frac{p''_c}{m_p} = \frac{3978.948}{50} = 79.579 \quad \text{мм}$$

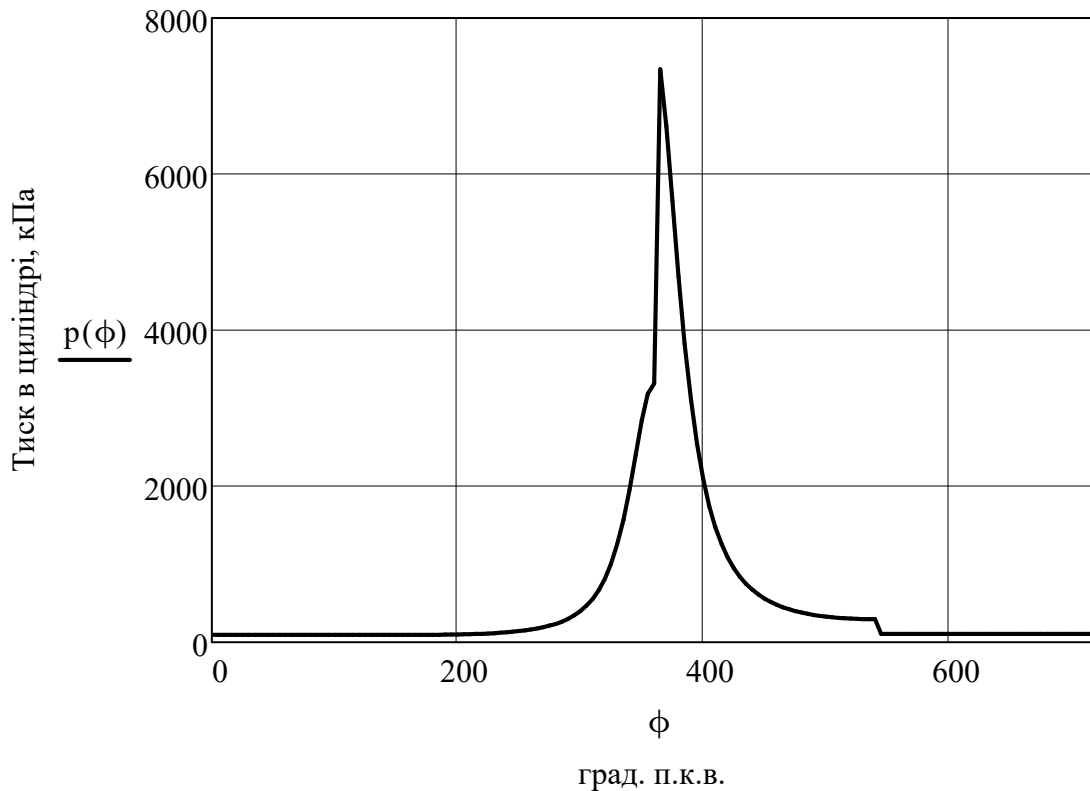
Максимальний тиск згорання

$$p_{zd} = p_{\max} = 7800 \quad \text{кПа}$$

Ордината точки z_d

$$\frac{p_{zd}}{m_p} = \frac{7800}{50} = 156 \quad \text{мм}$$





2.5 Динамічний розрахунок двигуна

Динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів і від сил інерції. За цим силам виробляються розрахунки основних деталей на міцність і зношення, а також визначення нерівномірності крутного моменту і ступеня нерівномірності ходу двигуна. Під час роботи двигуна на деталі кривошипно-шатунного механізму діють: сили від тиску газів в циліндрі; сили інерції зворотно-поступально рухомих мас; відцентрові сили; сили від тиску на поршень з боку картера і сили тяжіння.

Протягом кожного робочого циклу сили, що діють в кривошипно-шатунний механізм, безперервно змінюються за величиною і напрямком. Тому для визначення характеру зміни цих сил по куту повороту колінчастого вала їх величини визначають для ряду окремих положень вала.

Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ, будемо виконувати, на основі наступних допущень:

- кривошипно-шатунний механізм виконаний за аксіальною схемою;
- напрям дії сил відбувається по нормалі до діючої поверхні;

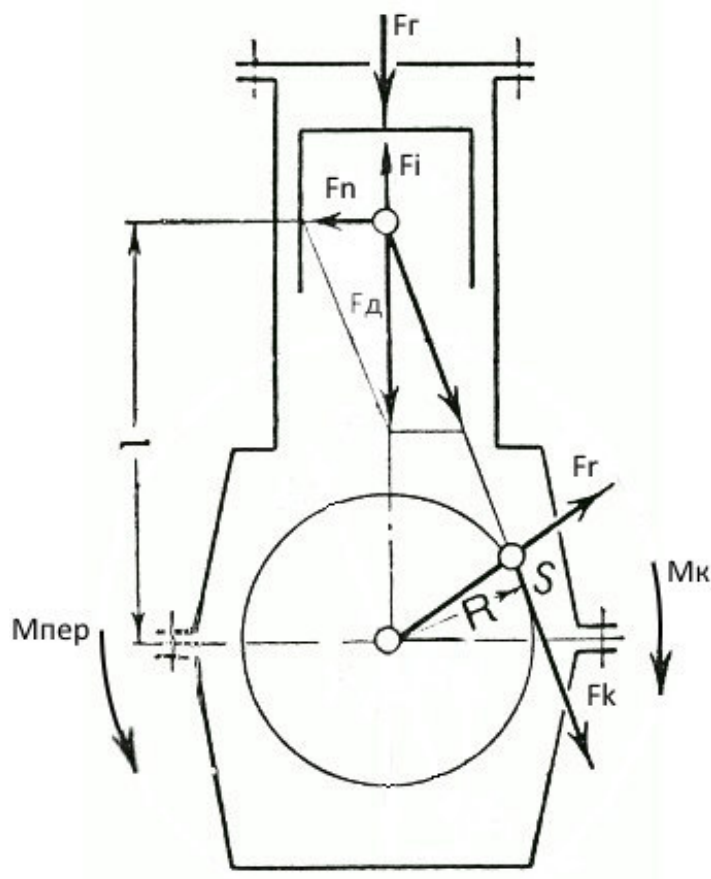


Рисунок 2.1 - Сили та моменти що діють в КШМ.

По даним двигуна-прототипа маємо наступні початкові дані:

$m_{\Pi} = 3.39$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 4.34$ кг - маса шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 3.39 + \frac{1}{3} \cdot 4.34 = 4.837$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{S}{2 \cdot 10^3} = \frac{130}{2 \cdot 10^3} = 0.065$$

Довжина шатуна

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.065}{0.27} = 0.241$$

Площа поршня, в м^2

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 105^2}{4 \cdot 10^6} = 8.659 \times 10^{-3}$$

Кутова швидкість, в $\text{рад} / \text{с}$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 1900}{30} = 198.968$$

$\phi = 0 \dots 720$, з кроком розрахунку $\Delta\phi = 5^\circ$ п.к.в.

Кут нахилу шагуна

$$\beta'(\phi) = \arcsin(\lambda_{кр} \cdot \sin(\phi \cdot \text{deg}))$$

Сили тиску газу

$$F_r(\phi) = (p(\phi) - p_a) \cdot A_{\Pi}$$

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_i(\phi) = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\phi \cdot \text{deg}) + \lambda_{кр} \cdot \cos(2 \cdot \text{deg} \cdot \phi)) \cdot 10^{-3}$$

Сумарна сила (дійсна)

$$F_d(\phi) = F_r(\phi) + F_i(\phi)$$

Нормальна сила

$$F_n(\phi) = F_d(\phi) \cdot \tan(\beta'(\phi))$$

Радіальна сила

$$F_r(\phi) = F_d(\phi) \cdot \frac{\cos(\phi \cdot \text{deg} + \beta'(\phi))}{\cos(\beta'(\phi))}$$

Дотична сила

$$F_k(\phi) = F_d(\phi) \cdot \frac{\sin(\phi \cdot \text{deg} + \beta'(\phi))}{\cos(\beta'(\phi))}$$

Крутний момент на валу двигуна

$$M_k(\phi) = F_k(\phi) \cdot r$$

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\phi) = -M_k(\phi)$$

Момент двигуна, що перекидає

$$M_{пер}(\phi) = -F_n(\phi) \cdot (r \cdot \cos(\phi \cdot \text{deg}) + l_{ш} \cdot \cos(\beta'(\phi)))$$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:

Сили F_r , F_i та F_d обраховані в кН, крутний момент M_k розраховано в кН м, в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

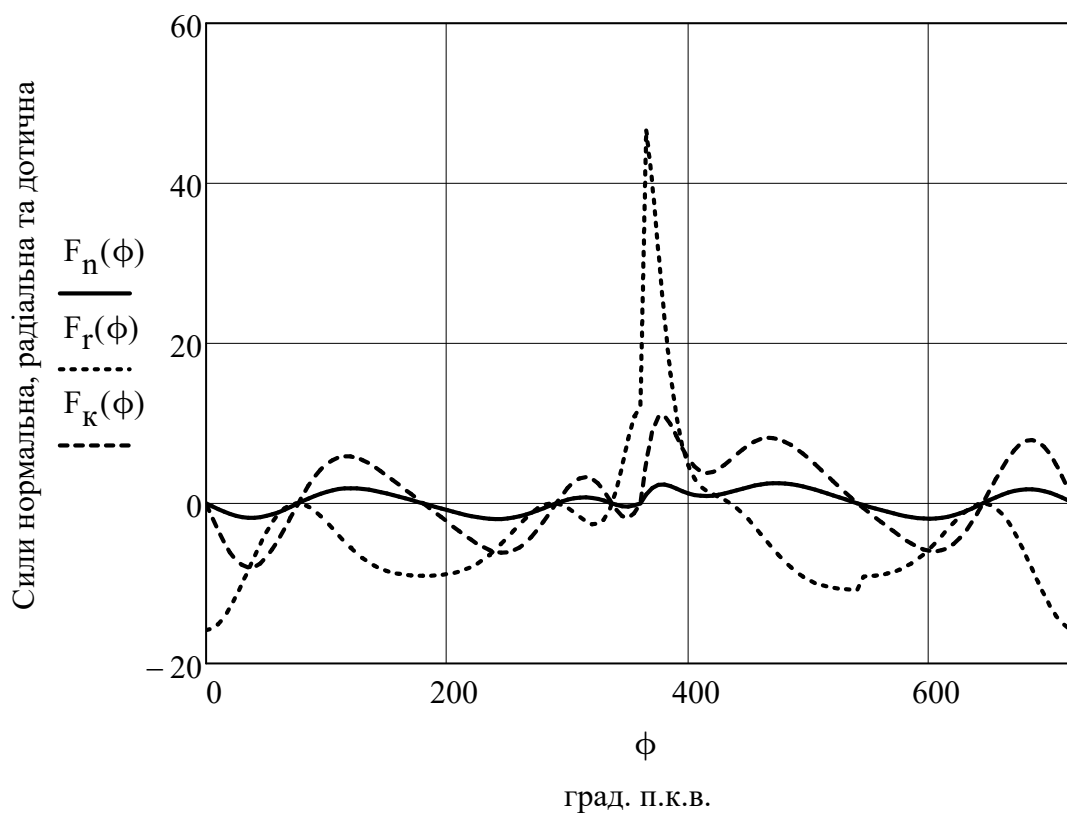
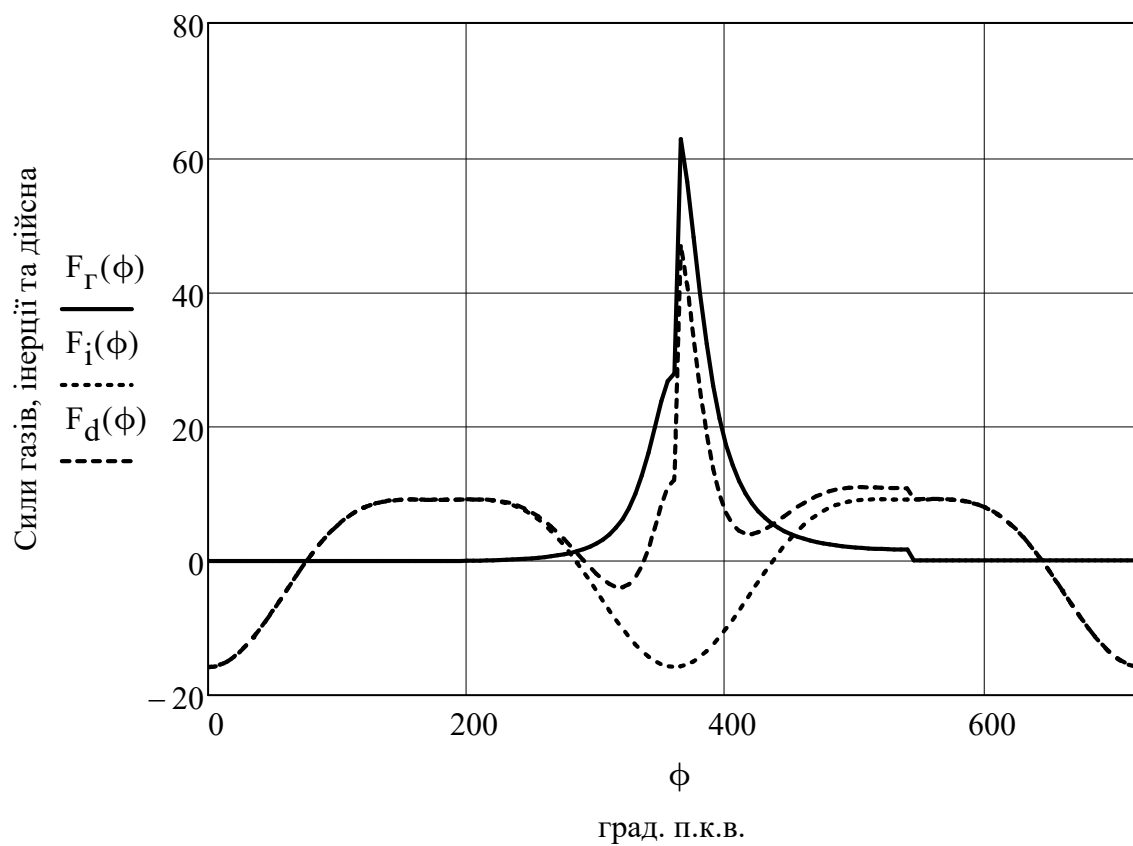
$F_r(0) = -0.044$	$F_i(0) = -15.806$	$F_d(0) = -15.85$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = -0.044$	$F_i(30) = -12.459$	$F_d(30) = -12.502$	$M_k(30) = -0.502$
$F_r(60) = -0.044$	$F_i(60) = -4.543$	$F_d(60) = -4.587$	$M_k(60) = -0.294$
$F_r(90) = -0.044$	$F_i(90) = 3.36$	$F_d(90) = 3.317$	$M_k(90) = 0.216$
$F_r(120) = -0.044$	$F_i(120) = 7.903$	$F_d(120) = 7.859$	$M_k(120) = 0.381$
$F_r(150) = -0.044$	$F_i(150) = 9.098$	$F_d(150) = 9.054$	$M_k(150) = 0.225$
$F_r(180) = -0.044$	$F_i(180) = 9.085$	$F_d(180) = 9.042$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.012$	$F_i(210) = 9.098$	$F_d(210) = 9.11$	$M_k(210) = -0.226$
$F_r(240) = 0.223$	$F_i(240) = 7.903$	$F_d(240) = 8.126$	$M_k(240) = -0.394$

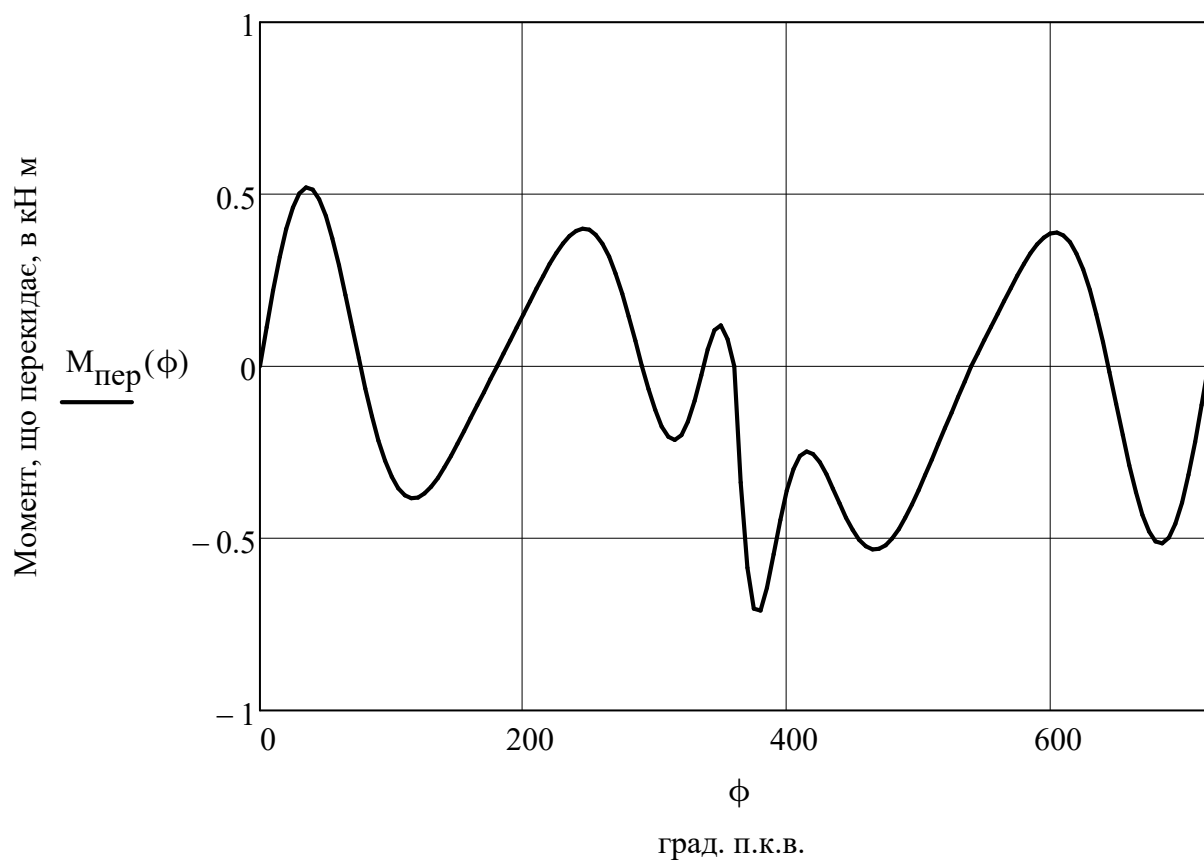
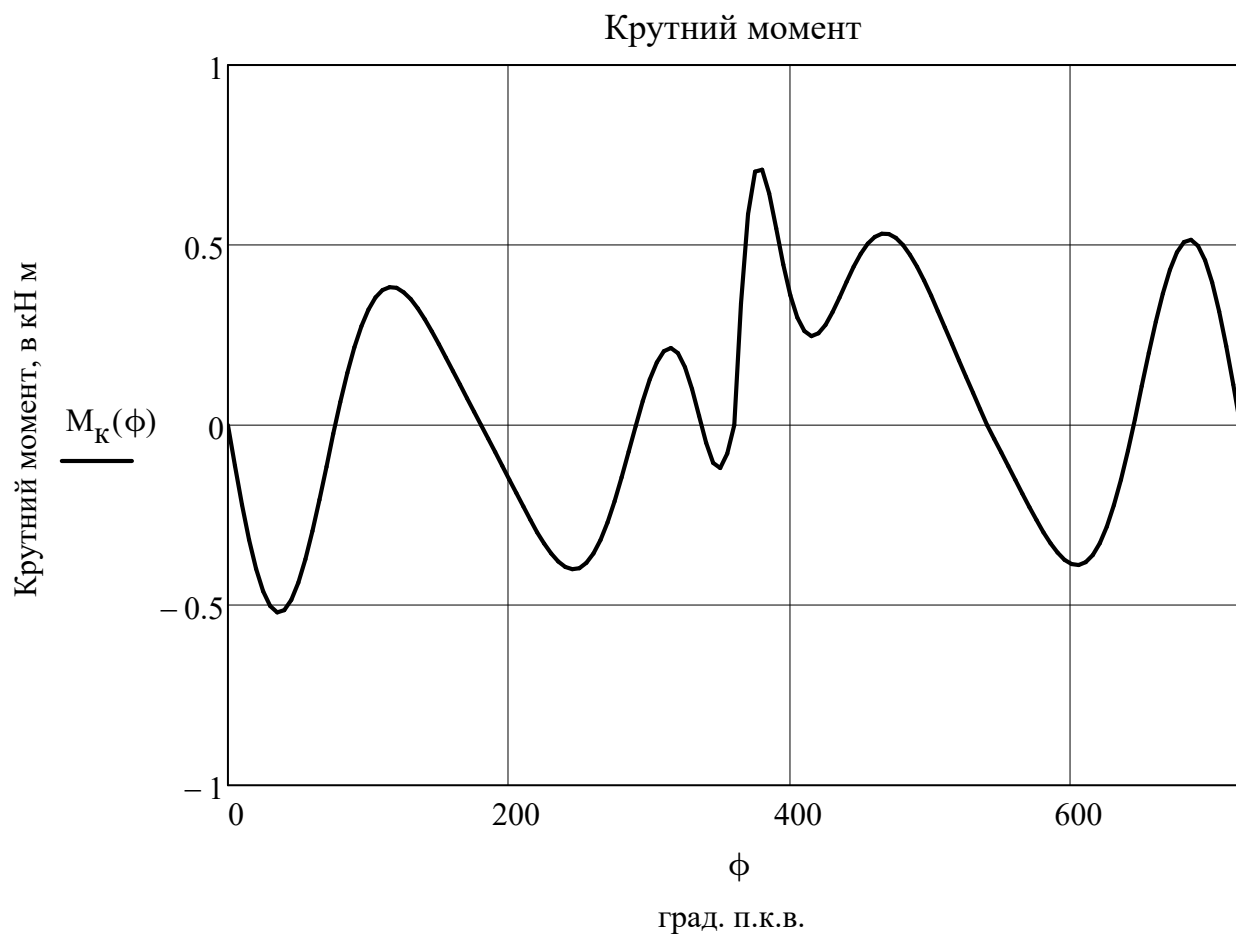
$F_r(270) = 0.794$	$F_i(270) = 3.36$	$F_d(270) = 4.154$	$M_k(270) = -0.27$	19
$F_r(300) = 2.565$	$F_i(300) = -4.543$	$F_d(300) = -1.978$	$M_k(300) = 0.127$	
$F_r(330) = 9.951$	$F_i(330) = -12.459$	$F_d(330) = -2.507$	$M_k(330) = 0.101$	
$F_r(360) = 27.834$	$F_i(360) = -15.806$	$F_d(360) = 12.028$	$M_k(360) = 0.000$	
$F_r(390) = 26.061$	$F_i(390) = -12.459$	$F_d(390) = 13.602$	$M_k(390) = 0.546$	
$F_r(420) = 8.517$	$F_i(420) = -4.543$	$F_d(420) = 3.974$	$M_k(420) = 0.255$	
$F_r(450) = 3.958$	$F_i(450) = 3.36$	$F_d(450) = 7.318$	$M_k(450) = 0.476$	
$F_r(480) = 2.415$	$F_i(480) = 7.903$	$F_d(480) = 10.318$	$M_k(480) = 0.5$	
$F_r(510) = 1.83$	$F_i(510) = 9.098$	$F_d(510) = 10.928$	$M_k(510) = 0.271$	
$F_r(540) = 1.674$	$F_i(540) = 9.085$	$F_d(540) = 10.759$	$M_k(540) = 0.000$	
$F_r(570) = 0.061$	$F_i(570) = 9.098$	$F_d(570) = 9.160$	$M_k(570) = -0.227$	
$F_r(600) = 0.061$	$F_i(600) = 7.903$	$F_d(600) = 7.965$	$M_k(600) = -0.386$	
$F_r(630) = 0.061$	$F_i(630) = 3.36$	$F_d(630) = 3.422$	$M_k(630) = -0.222$	
$F_r(660) = 0.061$	$F_i(660) = -4.543$	$F_d(660) = -4.481$	$M_k(660) = 0.287$	
$F_r(690) = 0.061$	$F_i(690) = -12.459$	$F_d(690) = -12.397$	$M_k(690) = 0.498$	
$F_r(720) = 0.061$	$F_i(720) = -15.806$	$F_d(720) = -15.745$	$M_k(720) = 0.000$	

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:
Сили F_n , F_r та F_k обраховані в кН, крутний момент $M_{пер}$ розраховано в кН м,
в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -15.85$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -1.703$	$F_r(30) = -9.976$	$F_k(30) = -7.726$	$M_{пер}(30) = 0.502$
$F_n(60) = -1.103$	$F_r(60) = -1.338$	$F_k(60) = -4.524$	$M_{пер}(60) = 0.294$
$F_n(90) = 0.93$	$F_r(90) = -0.93$	$F_k(90) = 3.317$	$M_{пер}(90) = -0.216$
$F_n(120) = 1.89$	$F_r(120) = -5.566$	$F_k(120) = 5.861$	$M_{пер}(120) = -0.381$
$F_n(150) = 1.234$	$F_r(150) = -8.458$	$F_k(150) = 3.459$	$M_{пер}(150) = -0.225$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -9.042$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -1.241$	$F_r(210) = -8.51$	$F_k(210) = -3.48$	$M_{пер}(210) = 0.226$
$F_n(240) = -1.954$	$F_r(240) = -5.755$	$F_k(240) = -6.06$	$M_{пер}(240) = 0.394$
$F_n(270) = -1.165$	$F_r(270) = -1.165$	$F_k(270) = -4.154$	$M_{пер}(270) = 0.27$
$F_n(300) = 0.476$	$F_r(300) = -0.577$	$F_k(300) = 1.951$	$M_{пер}(300) = -0.127$
$F_n(330) = 0.342$	$F_r(330) = -2.001$	$F_k(330) = 1.549$	$M_{пер}(330) = -0.101$
$F_n(360) = 0.000$	$F_r(360) = 12.028$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$

$F_n(390) = 1.853$	$F_r(390) = 10.853$	$F_k(390) = 8.406$	$M_{\text{пер}}(390) = -0.546$,
$F_n(420) = 0.956$	$F_r(420) = 1.159$	$F_k(420) = 3.919$	$M_{\text{пер}}(420) = -0.255$
$F_n(450) = 2.052$	$F_r(450) = -2.052$	$F_k(450) = 7.318$	$M_{\text{пер}}(450) = -0.476$
$F_n(480) = 2.481$	$F_r(480) = -7.308$	$F_k(480) = 7.695$	$M_{\text{пер}}(480) = -0.5$
$F_n(510) = 1.489$	$F_r(510) = -10.208$	$F_k(510) = 4.175$	$M_{\text{пер}}(510) = -0.271$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -10.759$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{\text{пер}}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -1.248$	$F_r(570) = -8.556$	$F_k(570) = -3.499$	$M_{\text{пер}}(570) = 0.227$
$F_n(600) = -1.915$	$F_r(600) = -5.641$	$F_k(600) = -5.94$	$M_{\text{пер}}(600) = 0.386$
$F_n(630) = -0.960$	$F_r(630) = -0.960$	$F_k(630) = -3.422$	$M_{\text{пер}}(630) = 0.222$
$F_n(660) = 1.078$	$F_r(660) = -1.307$	$F_k(660) = 4.42$	$M_{\text{пер}}(660) = -0.287$
$F_n(690) = 1.689$	$F_r(690) = -9.892$	$F_k(690) = 7.661$	$M_{\text{пер}}(690) = -0.498$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -15.745$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{\text{пер}}(720) = 0.000$





2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу

Таблиця 2.2

Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна.

№п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельні значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	30,4	35,976	29,9
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	523,32	504,62	3,51
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,401	0,38	-14,9
4	Механічний ККД	η_m	-	0,865	0,732	-7,28
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	МДж	7,560	11,28	32,6
6	Діаметр циліндру	D	мм	105	105	0,0
7	Хід поршня	S	мм	130	130	0,0

Для порівняння кількості тепла, що використана проектованим двигуном та прототипом було зроблено перерахунок питомої ефективної витрати палива:

1. У дизельного двигуна $b_e = 0,178 \cdot 42500 = 7,560$ МДж

2. У проектного двигуна

$b_e = 0,004 \cdot 42500 = 0,17$ МДж

$b_e = 0,332 \cdot 33450 = 11,1$ МДж

Згідно завдання на проектування передбачалось збільшення ефективної потужності проектного двигуна на 4,6 кВт. Згідно отриманих результатів, наведених у таблиці 2.1 видно що, реальне зростання ефективної потужності дорівнює 5,576 кВт, що у відсотковому співвідношенні сягає 29,9%.

Крім того, відповідно завдання змінено вид палива, що використовується двигуном. Відповідно табл. 2.1 середній ефективний тиск збільшився на 3,51%. Результати таблиці 2.1 показують зменшення ефективного ККД двигуна, що проектується, на 14,9% у порівнянні з прототипом. Збільшення питомої ефективної витрати палива можна пояснити збільшенням ефективної потужності проектного двигуна, а також зміною виду палива у порівнянні з прототипом. Також необхідно відмітити зменшення механічного ККД проектного двигуна на 7,28%.

РОЗДІЛ 3. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

3.1 Опис конструкції реверс-редуктора РРП-20

Реверс-редуктори забезпечують передачу обертання від колінчатого валу дизеля до гребного гвинта шлюпки, відключення гребного гвинта від колінчатого валу при працюючому двигуні, зниження частоти обертання валу гребного гвинта, зміна напрямку його обертання й сприйняття створюваного їм упору. Зміна напрямку обертання гребного гвинта необхідно для реверсування шлюпки з переднього ходу на задній і назад, а також для прискорення її зупинки. Реверс-редуктор типу РРП-20 складається з одноступінчастого шестеренного редуктора й фрикційного механізму зчеплення, об'єднаних у загальному корпусі.

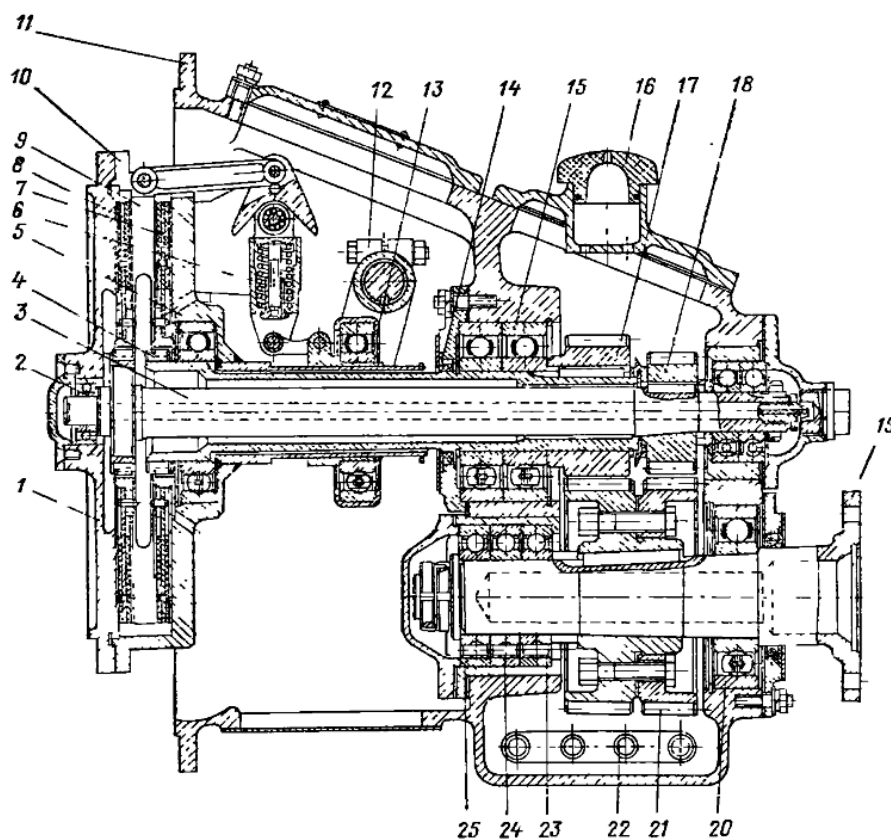


Рис. 3.1 Поздовжній переріз реверс-редуктора РРП-20

Реверс-редуктор РРП-20 (рис. 3.1) складається з барабана 10 із фрикційними 7,8 і середнім 9 дисками, трьох натискних пристроїв 6 і каретки

включення 13 з вилкою 12. Диски тертя мають приклепані накладки із фрикційного матеріалу.

Редукторна частина складається із шестірень 4, 17 переднього ходу й 3, 18 заднього ходу, редукторного валу 19, комплекту підшипників 23, 24 і 25 і колеса 21 переднього й заднього ходу.

Підшипники 23, 24 і 25 редукторного валу є упорними й служать для сприйняття й передачі на корпус осьових зусиль, що виникають при роботі гребного гвинта на передньому або задньому ході. Осьове зусилля, створюване гребним гвинтом на передньому ходу, сприймається двома радіально-упорними шарикопідшипниками 24, 25, а на задньому ходу — одним радіально-упорним шарикопідшипником 23.

Корпус 11 реверс-редуктора відлитий з алюмінієвого сплаву й кріпиться до кожуха маховика через регулююче кільце за допомогою десяти шпильок, а барабан до маховика дизеля - через проміжний диск 1 за допомогою шести болтів, застопорених спеціальними шайбами, що відгинаються.

С обох сторін на корпусі реверс-редуктора виконані лабети для кріплення його до суднового фундаменту. На бічних стінках порожнини фрикційного механізму є припливи з отворами для установки приводного валика керування реверс-редуктором. У нижній і верхньої похилої стінках передбачені люки для складання, обслуговування й вентиляції порожнини муфти. Люки закриті кришками й ущільнені прокладками. У кришці люка редуктора виконана маслозаливна горловина 16. У нижній частині корпусу реверс-редуктора поміщені змійовик 22 для охолодження масла й різьбова пробка для зливу. На лівій стороні корпусу виконаний приплив з отвором, куди вставляється вказівник рівня масла, на якому є мітки верхнього й нижнього рівнів масла у ванні.

Шарикопідшипники 15, 20, 23, 24, 25 редуктора змазуються маслом, що розприскуються шестірнями. Для змащення шарикопідшипників 2, 5 передніх опор валів заднього й переднього ходу передбачені маслянки, через які шарикопідшипники періодично набиваються змащенням. Диски зчеплення ізольовані від масляної ванни перегородкою в корпусі редуктора, а в місці

проходу валу 4 — манжетою 14. Таке ж ущільнення є на редукторному валу 19 у місці його виходу з реверс-редуктора.

Усі шестірні реверс-редуктора для зменшення шуму виконані косозубими, з легованої сталі 15ХГНВА. Робочі поверхні зубів цементовано на глибину 0,6-0,8 мм, загартовані до твердості HRC 50-60 і відшліфовані.

Реверс-редуктор працює в такий спосіб. При холостому ході середній диск 9 перебуває в нейтральному положенні, а важіль ручного перемикавання муфти - у середньому положенні. При нейтральному положенні середнього диска зазори між дисками 7 і 8 тертя й прилягаючими до їхніх торців площинами середнього диска, барабана й проміжного фланця становлять у сумі по 3-3,5 мм на кожний диск. У цьому випадку вали переднього 4 і заднього 3 ходу нерухливі. Ролики натискного пристрою 6 перебувають у вершинах прорізу кулачків, муфта виключена.

Для включення переднього ходу необхідно знизити частоту обертання колінчатого валу двигуна до 10-13,3 (600-800 об/хв) і повернути важіль включення убік дизеля приблизно на кут 18° зусиллям не більш 160 Н, швидким, без ривків рухом до упору. При цьому качана включення 12 пересуває каретку 13 назад до упору в стопорне кільце. Каретка через серги повертає натискні пристрої 6 навколо їхніх осей у кронштейнах. Ролики натискних пристроїв виходять із вершин прорізів кулачків і, натискаючи вперед, повертають кулачки навколо осі. Кулачки захоплюють за собою назад тяги, які через середній диск 9 притискають диск тертя 7 до фрикційної поверхні барабана 10.

Фіксація переднього ходу здійснюється за рахунок того, що при крайньому положенні важеля включення між віссю натискного пристрою й плечем кулачка утворюється тупий кут і пружина натискного пристрою, трохи розтискається. Щоб виключити муфту, необхідно створити зусилля для стиску пружини.

Диск тертя за допомогою зачеплення обертає вал переднього ходу; заодно з ним обертається шестірня переднього ходу, яка перебуває в постійному й безпосередньому зачепленні з колесом переднього ходу, насадженим на

редукторний вал. Вал 5 заднього ходу з диском тертя 8 обертається вхолосту в протилежну сторону. Для перемикавання реверс-редуктора з переднього ходу на задній необхідно повернути важіль включення в положення холостого ходу, а потім назад від дизеля до упору, на кут 18° від положення холостого ходу. Перемикавання-Робити швидким, але без ривків і затримок рухом.

При перемиканні на задній хід обертання передається на редукторний вал через диск тертя 8, вал 3, шестірню 18 заднього ходу й проміжну шестірню, що змінює напрямок обертання. Вал 4 переднього ходу при цьому обертається вхолосту в протилежному напрямку.

У зафіксованому положенні важеля включення на передньому або задньому ході диски тертя затискаються винятково силою пружності пружин натискних пристроїв. Цими ж пружинами фіксується важіль включення в крайніх положеннях; у середньому положенні він утримується фіксатором.

Диски тертя разом із фрикційними накладками з азбестового картону мають товщину 8,5_0,і мм. Сумарне їхнє зношування по товщині (із двох сторін) не повинен перевищувати 1 мм, а якщо ні, то не буде забезпечуватися необхідна сила зчеплення для передачі максимального крутного моменту дизеля. Тому при зношуванні ДО ТОВЩИНИ 7,5-0'1 мм диски необхідно замінити. Максимальний крутний момент, переданий реверс-редуктором РРП-20, на передньому ходу становить 200 Нм, на задньому ходу 120 Нм.

3.2 Розробка конструкції реверсного ступеня реверс-редуктора

Обираємо матеріал для виготовлення зубчастих коліс.

Приймаємо:

- для виготовлення шестерні сталь 45 з термообробкою поліпшення та загартування СВ4 до твердості 269...302 НВ;
- для виготовлення зубчастого колеса сталь 45 з термообробкою поліпшення до твердості 235...262 НВ.

Механічні характеристики матеріалу:

- шестерня:

$\sigma_s = 890$ МПа – границя тимчасового зміцнення;

- $\sigma_T = 650$ МПа – границя текучості;
 $\sigma_{-1} = 380$ МПа – границя витривалості;
 - зубчасте колесо:
 $\sigma_M = 780$ МПа – границя тимчасового зміцнення;
 $\sigma_T = 540$ МПа – границя текучості;
 $\sigma_{-1} = 335$ МПа – границя витривалості.

Допустимі напруження.

1.3.1 Визначаємо середню твердість зубчастих коліс:

- шестерні:

$$HB_{cp1} = 0,5 \cdot (HB_{\min} + HB_{\max}) = 0,5 \cdot (269 + 302) = 285,5 \text{ HB};$$

- колеса:

$$HB_{cp2} = 0,5 \cdot (HB_{\min} + HB_{\max}) = 0,5 \cdot (235 + 262) = 248,5 \text{ HB}.$$

Визначаємо коефіцієнти довговічності .

За контактним напруженням:

- коефіцієнт довговічності шестерні:

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO1}}{N_{H1}}} = \sqrt[6]{\frac{23271176,375}{961200000}} = 0,538;$$

- коефіцієнт довговічності колеса:

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO2}}{N_{H2}}} = \sqrt[6]{\frac{15345434,125}{240300000}} = 0,632.$$

Приймаємо $K_{HL1}=1$; $K_{HL2}=1$.

$$N_{HO1} = HB_{cp1}^3 = 285,5^3 = 23271176,375 \text{ млн. циклів};$$

$$N_{HO2} = HB_{cp2}^3 = 248,5^3 = 15345434,125 \text{ млн. циклів};$$

$$N_{H1} = N_2 \cdot u = 240300000 \cdot 4 = 961200000 \text{ млн. циклів};$$

$$N_{H2} = 60 \cdot n_2 \cdot t = 60 \cdot 222,5 \cdot 18000 = 240300000 \text{ млн. циклів},$$

де N_{HO1} – базове число циклів шестерні; N_{HO2} – базове число циклів зубчастого колеса; N_{H1} – дійсне число циклів шестерні; N_{H2} – дійсне число циклів шестерні; n_2 – частота обертання колеса.

Коефіцієнт довговічності на згинання:

- коефіцієнт довговічності шестерні:

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{H1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{961200000}} = 0,401;$$

- коефіцієнт довговічності колеса:

$$K_{FL2} = \sqrt[8]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{H2}}} = \sqrt[8]{\frac{4 \cdot 10^6}{240300000}} = 0,344.$$

Приймаємо $K_{FL2} = 1$ Приймаємо $K_{FL1} = 1$

Визначаємо значення допустимих напружень що, відповідало базовому числу циклів.

Контактні напруження:

- шестерні:

$$[\sigma]_{HO1} = 1,8 \cdot HB_{cp1} + 67 = 1,8 \cdot 285,5 + 67 = 580,9 \text{ МПа};$$

- колеса:

$$[\sigma]_{HO2} = 1,8 \cdot HB_{cp2} + 67 = 1,8 \cdot 248,5 + 67 = 514,3 \text{ МПа}.$$

Напруження на згинання:

- шестерні:

$$[\sigma]_{FO1} = 1,03 \cdot HB_{cp1} = 1,03 \cdot 285,5 = 294,065 \text{ МПа};$$

- колеса:

$$[\sigma]_{FO2} = 1,03 \cdot HB_{cp2} = 1,03 \cdot 248,5 = 255,955 \text{ МПа}.$$

В якості розрахункового приймаємо напруження для сталей із твердістю ≤ 350 HB.

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 \cdot (580,9 + 514,3) = 492,84 \text{ МПа}.$$

Визначаємо допустимі напруження на згинання

- шестерні:

$$[\sigma]_{H1} = [\sigma]_{HO1} \cdot K_{HL1} = 1 \cdot 580,9 = 580,9 \text{ МПа};$$

- колеса:

$$[\sigma]_{H2} = [\sigma]_{HO2} \cdot K_{HL2} = 1 \cdot 514,3 = 514,3 \text{ МПа}.$$

Для виготовлення шестерні та колеса приймаємо сталь 45 ГОСТ 4543-71.

Допустиме контактне напруження $[\sigma]_H = 493 \text{ МПа}$; допустимі

напруження згинання $[\sigma]_{H1} = 295 \text{ МПа}$; $[\sigma]_{H2} = 256 \text{ МПа}$.

Проектувальний розрахунок зубчастої передачі.

Визначаємо міжосьову відстань:

$$a_{\omega} \geq K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{HB} \cdot T_2 \cdot 10^3}{[\sigma]^2_H \cdot u^2 \cdot \psi_a}}$$

$$a_{\omega} = 43 \cdot (2,3 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot 214,68 \cdot 10^3}{493^2 \cdot 2,3^2 \cdot 0,25}} = 267 \text{ мм},$$

де $K_a = 43$ – допоміжний коефіцієнт;

T_2 – обертальний момент;

$\psi_a = 0,25$ – коефіцієнт ширини вінця відносно міжосьової відстані;

$K_{HB} = 1,5$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження за шириною зубчастого колеса.

Визначаємо попередні розміри зубчастого колеса:

$$d'_2 = \frac{2 \cdot a_{\omega} \cdot u}{u + 1} = \frac{2 \cdot 267 \cdot 2,3}{2,3 + 1} = 372,3 \text{ мм};$$

$$b_2 = \psi_a \cdot a_{\omega} = 0,25 \cdot 267 = 43,98 \text{ мм},$$

де d'_2 – попередній дільний розмір зубчастого колеса; b_2 – ширина вінця зубчастого колеса. Приймаємо $b_2 = 45 \text{ мм}$

Визначаємо модуль передачі:

$$m' = \frac{2 \cdot K_m \cdot T_2 \cdot 10^3}{d'_2 \cdot b_2 \cdot [\sigma]_{F2}} = \frac{2 \cdot 5,8 \cdot 214,68 \cdot 10^3}{372,3 \cdot 45 \cdot 256} = 3,75 \text{ мм},$$

де $K_m = 5,8$ мм – допоміжний коефіцієнт для зубчастих передач.

Приймаємо $m = 4 \text{ мм}$.

Знаходимо кут нахилу зубців

$$\beta_{\min} = \arcsin\left(\frac{4 \cdot m}{b_2}\right) = \arcsin\left(\frac{4 \cdot 4}{45}\right) = 20,83^\circ. \quad \text{Приймаємо } \beta_{\min} = 45^\circ.$$

Сумарна кількість зубців:

$$Z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot a_{\omega} \cdot \cos \beta_{\min}}{m} = \frac{2 \cdot 267 \cdot 0,707}{4} = 129,3.$$

Сумарне число зубців заокруглюємо до найближчого меншого цілого значення.

Приймаємо $Z_{\Sigma} = 129$

Визначаємо число зубців шестерні та зубчастого колеса.

- шестерні:

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{(u + 1)} = \frac{129}{2,3 + 1} = 39,09;$$

Приймаємо: $z_1 = 39$.

- колеса:

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 129 - 39 = 90.$$

Знаходимо фактичну міжосьову відстань

$$a_{\omega} = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{(39 + 90) \cdot 4}{2 \cdot 0,707} = 267,11 \text{ мм.}$$

Знаходимо основні геометричні параметри передачі.

- ділильний діаметр шестерні:

$$d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{4 \cdot 39}{0,707} = 94,21 \text{ мм;}$$

- ділильний діаметр зубчастого колеса:

$$d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{4 \cdot 90}{0,707} = 376,84 \text{ мм;}$$

- діаметр кола виступів шестерні:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 94,21 + 2 \cdot 4 = 102,21 \text{ мм;}$$

- діаметр кола виступів зубчастого колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 376,84 + 2 \cdot 4 = 384,84 \text{ мм;}$$

- діаметр кола западин шестерні:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m = 94,21 - 2,5 \cdot 4 = 84,21 \text{ мм;}$$

- діаметр кола западин зубчастого колеса:

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m = 376,84 - 2,5 \cdot 4 = 366,84 \text{ мм;}$$

- ширина вінця шестерні:

$$b_1 = b_2 + 4 = 45 + 4 = 49 \text{ мм.}$$

Приймаємо $b_1 = 49 \text{ мм.}$

Визначаємо зусилля в зачепленні:

Так як в циліндричній прямозубій передачі сили в зачепленні однакові для колеса і шестерні, визначаємо:

- колова сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 214,68 \cdot 10^3}{376,84} = 1789 \text{ Н};$$

- радіальна сила:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1789 \cdot 0,364 = 651,2 \text{ Н}.$$

Визначаємо колову швидкість колеса:

$$V = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} = \frac{93,15 \cdot 94,21 \cdot 10^{-3}}{2} = 2,8 \text{ м/с}.$$

Приймаємо ступінь точності: 8.

Перевірять розрахунок передачі по контактним напруженням

Перевіряємо міцність за контактними напруженнями:

$$\sigma_H = \frac{K}{a_\omega} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot (u+1)^3 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}}{b_2 \cdot u^2}} \leq [\sigma]_H,$$

$$\sigma_H = \frac{376}{267,11} \cdot \sqrt{\frac{214,68 \cdot 10^3 \cdot (2,3+1)^3 \cdot 1 \cdot 1,035 \cdot 1,112}{45 \cdot 2,3^2}} = 465,79 \text{ МПа},$$

де $K_{H\alpha} = 1$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантажень між зубцями колеса;

$K_{H\nu} = 1 + 0,04V = 1 + 0,04 \cdot 2,8 = 1,112$ – коефіцієнт, що враховує додаткові динамічні навантаження;

$K_{H\beta} = 0,05\psi_{bd} + 1 = 0,05 \cdot 0,7 + 1 = 1,035$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по довжині зубця;

$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{49}{94,21} = 0,7$ – коефіцієнт ширини шестерні по ділительному діаметру;

$K=376$ – допоміжний коефіцієнт.

Перевіряємо навантаження або перевантаження передачі:

$$\Delta\sigma_H = \frac{[\sigma]_H - \sigma_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \frac{493 - 465,79}{493} \cdot 100\% = 5,51\%.$$

Передача недовантажена, але в межах допустимого.

Перевірять розрахунок передачі по напруженням згинання.

Перевіряємо зубці колеса.

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{F_t}{b_2 \cdot m} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \leq [\sigma]_{F2}$$

$$\sigma_{F2} = 3,55 \cdot 1 \cdot \frac{1789}{45 \cdot 4} \cdot 1 \cdot 1,071 \cdot 1,28 = 152,7 \text{ МПа},$$

де $Y_{F1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_1} = 3,47 + \frac{13,2}{39} = 3,8$ – коефіцієнт форми зубця шестерні;

$Y_{F2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_2} = 3,47 + \frac{13,2}{90} = 3,55$ – коефіцієнт форми зубця колеса;

$K_{F\beta} = 0,13 \cdot \psi_{bd} + 0,98 = 0,13 \cdot 0,7 + 0,98 = 1,071$ – коефіцієнт, що враховує

нерівномірність розподілення навантаження по ширині зубчастого колеса;

$K_{FV} = 0,1V + 1 = 0,1 \cdot 2,8 + 1 = 1,28$ – коефіцієнт, що враховує додаткові динамічні навантаження.

$K_{Fa} = 1$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження між зубцями колеса;

$Y_{\beta} = 1$ – коефіцієнт, що враховує величину кута нахилу зубців.

Перевіряємо зубці шестерні:

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma]_{F1}$$

$$\sigma_{F1} = 152,7 \cdot \frac{3,8}{3,55} = 163,5 \text{ МПа}.$$

Зубці шестерні та колеса відповідають умові контактної міцності та умові міцності за напруженням згинання.

3.3 Висновок по розділу 3

Для виготовлення зубчастої передачі було обрано сталь 45 нарізно від сталі 15X, що використовується в двигуні-прототипі. Змінення марки сталі дозволяє зменшити вартість зубчастих коліс і змінити вид термічної обробки на більш прогресивний. Це в свою чергу також зменшує вартість передачі.

При визначенні допустимих контактних напружень та напружень згинання було виконано розрахунок на довговічність. Було враховано

необхідну кількість циклів навантаження зубчастих коліс по нормальним та дотичним напруженням, що задається запроєктованим строком безвідмовної роботи двигуна. Це дозволило отримати більш високі значення допустимих контактних напружень та напружень згинання. Як наслідок, збільшились навантажувальні здатності зубчастих коліс та зменшились розміри тихохідної ступені привода.

Також було змінено тип зубчастого зачеплення тихохідної ступені привода. Було обрано шевронну передачу. Така заміна усуває наявність осьового навантаження на підшипники. Тому замість радіально-упорних в опорах валу можуть бути використані радіальні підшипники. Як наслідок, спрощується конструкція опор валу веденого колеса. Розробка конструкції опорного вузла планується в подальшому.

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 народогосподарчою 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.

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 дроту, 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 втома слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 Санітарні норми шуму

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_0 , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація.

Вібрація виникає через динамічну невідношеність 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. Стандарти норми вібрації приведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 Санітарні норми вібрації

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	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні енергетичної установки

Рівень шуму, вироблений двигуном, визначається по формулі:

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

де: n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 1900 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання, $n = 1900 \text{ хв}^{-1}$;

P_e – номінальна потужність двигуна, $P_e = 35,976 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \lg(1900 + 35,976^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{1900}{1900}\right) \right] = 82,96 \text{ Дб}$$

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 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, $m = 3495$ кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{1900 \cdot 35,976^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 35,976}{600} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1900} \right)^3 \cdot \frac{600}{35,976}} + 30 \lg \left(\frac{1900}{1900} \right) \right) = 74.3 \text{Дб}$$

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 згорання 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.

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установа 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 (СО; SO₂; СН). 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

Використання газового палива на транспорті, у тому числі на морському й річковому, приводить до виникнення додаткових ризиків, які необхідно мінімізувати. [6]

Виділяються наступні види небезпек, обумовлених присутністю на судні СПГ і його випаровувань:

1. Об'ємний вибух газу, що виникає в результаті його витоку в газоподібному стані в замкненому обсязі при наявності джерела запалення

(джерелом запалення може служити відкрите полум'я, електрична іскра або поверхня, нагріта вище температури самозапалювання газу (для метану + 540 °));

2. Вибух ємностей для зберігання газу в наслідок підвищення тиску;
3. Пожежа в результаті газу, що розлився, або струминна пожежа в результаті горіння газу під тиском;
4. Газова хмара, у якому може виникнути пожежа;
5. Швидке фазове перетворення при попаданні зрідженого газу у воду, аналогічне вибуху без загоряння;
6. Різне значне збільшення тиску в ємності зрідженого газу в результаті перемішування шарів газу з різною щільністю й різкого збільшення інтенсивності паротворення в танку СПГ;
7. Удушення в результаті попадання людини в хмару газу;
8. Травми від низьких температур у результаті впливу зрідженого газу при контакті зі шкірою людини;
9. Забруднення атмосфери в результаті витоку газу.

При розгляді зазначених небезпек стосовно до судів, що використовують зріджений газ у якості палива, мабуть, що для різних типів енергетичних установок і різних способів зберігання газу на судні не всі небезпеки однаково є ймовірні й значимі. У випадку зберігання газу в балонах під тиском у закритому приміщенні небезпеки, відзначені в п.п. 5, 6, 8 практично відсутні, але при цьому зростає ймовірність небезпек, що відповідають п.п. 1 і 7. У випадку зберігання газових балонів на відкритих ділянках судна ймовірність ризиків 1 і 7 суттєво знижується, але при цьому зростає ймовірність виникнення небезпеки, що відповідає п. 9.

Досвід експлуатації судів, що використовують газове паливо, свідчить, що найбільшу небезпеку незалежно від типу енергетичної установки й способу зберігання газового палива представляють витоки газу, що тягнуть за собою вибухи й пожежі.

Найбільш ефективним засобом забезпечення безпечної експлуатації суднових енергетичних установок, що працюють на СПГ, є встановлення вимог

класифікаційних документів, що стосуються будівництва й експлуатації судів-газоходів, їх енергетичних установок і систем.

Дані вимоги повинні розроблятися й коректуватися з урахуванням досвіду, накопиченого у світовому суднобудуванні, а також і використанням досвіду, наявного в суміжних галузях транспорту й енергетики, що використовують газове паливо.

4.3 Висновок по розділу 4

Таким чином, у даному підрозділі розглянуті джерела забруднення морського середовища й атмосфери, та розроблені заходи щодо запобігання цих забруднень, відповідно до законодавчих актів, спрямованих на забезпечення екологічної безпеки.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі спроектовано :

- Робочий процес двигуна
- Динамічний розрахунок
- Тепловий баланс
- Удосконалення конструкції реверсного ступеня реверс-редуктора
- Організація охорони праці та захист навколишнього середовища

При виконанні кваліфікаційної роботи були розглянуті і обґрунтовані питання вибору об'єкту, де буде встановлено двигун і описана характеристика цього об'єкту.

Були зроблені висновки по основним показникам роботи двигуна і вимоги по його експлуатації.

В конструкторському розділі було проведено вибір та обґрунтування вихідних даних для теплового розрахунку, виконано тепловий розрахунок двигуна, проведено розрахунок індикаторної діаграми, виконано динамічний розрахунок двигуна та розрахунок теплового балансу.

В технологічному розділі була удосконалена конструкція реверсного ступеня реверс-редуктора. При визначенні допустимих контактних напружень та напружень згинання було виконано розрахунок на довговічність. Як наслідок, збільшились навантажувальні здатності зубчастих коліс та зменшились їх розміри .

Також було змінено тип зубчастого зачеплення. Було обрано шевронну передачу, що дозволило спростити конструкцію опор валу веденого колеса.

Наприкінці дипломного проекту були розроблені заходи з охорони праці та навколишнього середовища.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. 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.
2. 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.
3. 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.
4. 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
5. Фідровська Н.М., Ломакін А.О., Хурсенко С.О., Нестеренко В.В. Напружений стан дротинок канату в процесі згинання на блоці.: - Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, Вип. 92, т.1, 2021, - с.184-187
6. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми газового двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Бельський Ф.В., Григоренко В.О.- Первомайськ ППІ, 2010.
7. І.О. Григурко, М.Ф. Брендуля, С.М. Доценко Технологія обробки типових деталей (курсове проектування) «Новий світ – 2000», Львів, 2006. – 576с.
8. Григурко І. О., Анастасенко С. М., Доценко С. М. Проектування технологічних процесів в судновому машинобудуванні (Практикум). «Новий світ – 2000», Львів, 2017. – 348с.

9. 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.

10. 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.