

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Підвищення надійності дизельного двигуна, потужністю 280 кВт за рахунок вдосконалення конструкції шатуна. Прототип 6ЧН 15/18

Виконав: студент групи 44-ЕМ-20

(підпис) **Соломенцева Л.В.**

Керівник роботи:

(посада, науковий ступень, вчене звання)

(підпис) **Нестеренко В.В.**

Первомайськ - 2022 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

«___» _____ 2022 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студентці Соломенцевій Лілії Вікторівні

1. Тема роботи: «Підвищення надійності дизельного двигуна, потужністю 280 кВт за рахунок вдосконалення конструкції шатуна. Прототип 6ЧН 15/18»

Керівник роботи Нестеренко В.В.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 15.02.22 за № 10.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі **17.05.2022** року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН 15/18, номінальною потужністю 250 кВт.

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

Розділ 1. Опис двигуна-прототипу та об'єкту його встановлення.

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Вдосконалення конструкції шатуна

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення тепловоза (ГК), 2. Двигун 6ЧН 15/18 (СК)

3. Шатунно-поршнева група (СК), 4. Шатун (РК)

Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання **«16» лютого** 2022р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	15.03.2022	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	21.03.2022	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	25.03.2022	
4.	Розробка конструкції шатуна	05.04.2022	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	12.04.2022	
6.	Робота з кресленням об'єкту встановлення двигуна	18.04.2022	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	26.04.2022	
8.	Робота з складальним кресленням шатунно - поршневої групи	10.05.2022	
9.	Робота з кресленням шатуна	12.05.2022	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	16.05.2022	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	17.05.2022	

Студент _____ Соломенцева Л.В.

(підпис)

Керівник роботи _____ Нестеренко В.В.

(підпис)

Анотація

В даній кваліфікаційній роботі, у відповідності з поставленим завданням реалізовано завдання щодо підвищення надійності дизельного двигуна потужністю 280 кВт, спроектованого на базі 6ЧН 15/18, за рахунок вдосконалення конструкції шатуна.

В роботі описано об'єкт на який встановлено двигун, яким є маневровий тепловоз ТГМ-23Д. Розглянуто та описано будову та роботу двигуна-прототипу.

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

Розглянуто та описано будову шатуна двигуна-прототипу. Проаналізовано переваги та недоліки штатної конструкції шатуна. Запропоновано конструкторське рішення що покращує умови змащення та охолодження поршневої групи і як наслідок підвищує надійність проектного двигуна. Розраховано шатун на міцність та визначено параметри маслопідвідного каналу.

В роботі розглянуто проблеми пов'язані зі шкідливим впливом токсичних компонентів відпрацьованих газів на навколишнє середовище. Визначено кількісні показники токсичних компонентів проектного двигуна. Проаналізовано та описано небезпеки, що можуть виникати під час ремонту та експлуатації двигуна, за запропоновано заходи щодо їх запобігання. Визначено рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

Ключові слова: маневровий тепловоз, дизельний двигун, робочий цикл, система змащення, шатун, вібрація, шум.

Annotation

In this qualification work, in accordance with the task, a task is implemented to increase the reliability of a diesel engine with a capacity of 280 kW, designed based on 6 times 15/18, due to the improvement of the construction of the connecting rod.

The paper describes an object to which the engine is installed, which is a maneuvering locomotive TGM-23D. The structure and operation of the prototype engine are considered and described.

The calculation of the parameters of the operating cycle of the engine, based on the results of which, a theoretical and valid indicator diagrams are constructed. The values of force and moments operating in the crank mechanism of the engine and components of external thermal balance are determined.

The structure of the prototype engine is considered and described. The advantages and disadvantages of the staff construction of the tutton are analyzed. The design solution that improves the lubrication and cooling of the piston group and as a consequence increases the reliability of the projected engine, is proposed. The tutor on strength and the parameters of the oil-based channel are calculated.

The paper reviews the problems associated with the harmful effects of toxic components of exhaust gases to the environment. The quantitative indicators of toxic components of the projected engine are determined. The dangers that may occur during the repair and operation of the engine are analyzed and described, for proposed measures to prevent them. The level of noise and vibration of the projected engine are determined.

Keywords: maneuvering diesel locomotive, diesel engine, working cycle, lubrication system, connecting rod, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.....	6
1.1. Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу.....	6
1.2. Опис будови двигуна-прототипу.....	8
1.3 Висновки по розділу	16
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	17
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна.....	17
2.2. Побудова індикаторної діаграми.....	28
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ.....	35
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу.....	43
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	49
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ШАТУНА	51
3.1. Загальний опис будови шатуна та розрахунок його на міцність	51
3.2. Розробка конструкції каналу подачі мастила для охолодження поршня...	68
3.3. Висновки по розділу.....	73
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.....	74
4.1. Захист навколишнього середовища.....	74
4.2. Охорона праці при обслуговуванні дизеля	75
4.3 Висновок по розділу	78

					<i>ПННІ НУК 14.2.44.22.20.ПЗ</i>		
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докum.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розробив</i>	<i>Соломенцева</i>				<i>Пояснювальна записка</i>		
<i>Перевірив</i>	<i>Нестеренко В.В.</i>						
<i>Н. Контр.</i>	<i>Нестеренко В.В.</i>						
<i>Затвердив.</i>	<i>Нестеренко В.В.</i>						
						<i>Лит.</i>	<i>Аркуш</i>
							<i>Аркушів</i>
							2
						<i>ПННІ НУК</i>	

ВИСНОВКИ..... 79

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ..... 80

ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікація двигун 6ЧН 15/18

Додаток 2 Специфікація шатунно-поршнева група

					ПННІ НУК 142.44.22.20.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		3

ВСТУП

До найбільш важливих напрямів вдосконалення двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) в даний час можна віднести: зниження шкідливих викидів відпрацьованих газів, що обумовлюється постійним посилюванням відповідних норм, підвищення питомої потужності і поліпшення паливної економічності. Застосування систем упорскування палива в циліндр двигуна під високим тиском і високого рівня наддуву, які є невід'ємною частиною концепції сучасних дизелів, а також високофорсованих двигунів з іскровим запалюванням, сприяє поліпшенню показників двигуна по всіх перерахованих напрямках. Однак використання цих технологій супроводжується інтенсифікацією робочого процесу в циліндрі і призводить до збільшення теплових і механічних навантажень на деталі двигуна.

Найбільш сильно піддані впливу теплових навантажень деталі, що утворюють камеру згоряння, тому що вони сприймають теплоту, яка виділяється при згоранні палива, при цьому поршень є однією з найбільш навантажених деталей. Підвищений рівень температур поршня призводить до погіршення до погіршення якості мастила і міцнісних властивостей матеріалу поршня, особливо це стосується алюмінієвих сплавів. Наслідками тривалої роботи поршня при термічних навантаженнях, що перевищують розрахункові, можуть бути незворотні теплові деформації, утворення тріщин, коксування масла, надмірний знос, зависання компресійного кільця, мікрозварювання контактуючих поверхонь, що несе за собою заїдання поршня і вихід з ладу всього двигуна. Для забезпечення безвідмовної роботи двигуна протягом заданого ресурсу необхідно, щоб максимальні температури поршнів були гарантовано нижче допустимих меж. Це завдання вирішується шляхом впливу на тепловий режим роботи поршня, для чого необхідно забезпечити режим оптимального тепловідводу надлишкового тепла від найбільш нагрітих поверхонь двигуна. Вирішити це завдання можна завдяки примусового масляного охолодження деталей поршневої групи, що в свою чергу покращить умови надійної та довговічної роботи двигуна та його механізмів. В цьому на даний момент і полягає **актуальність даної роботи.**

					ПННІ НУК 142.44.22.20.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		4

Мета роботи: полягає в тому, що в ній планується вирішити питання щодо підвищення надійності дизельного двигуна потужністю 280 кВт, за рахунок вдосконалення конструкції шатуна.

Завдання які планується вирішити в ході даної кваліфікаційної роботи:

- проаналізувати та описати будову двигуна прототипу, а також ознайомитись з принципом функціонування його систем та механізмів;
- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна на основі яких побудувати індикаторну діаграму, значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- розглянути конструкцію шатуна двигуна прототипу, та виявити її переваги та недоліки, а також надати рекомендації та пропозиції щодо її вдосконалення;
- проаналізувати фактори шкідливого впливу двигуна щодо його впливу на навколишнє середовище, а також визначити можливі небезпеки що можуть виникнути під час експлуатації або обслуговуванні двигуна та надати рекомендації щодо їх знешкодження;
- представити запропоновані технічні рішення в графічній частині записки та на слайдах.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси пов'язані з тепловою та механічною напруженістю циліндро-поршневої групи чотиритактного поршневого дизельного двигуна працюючого в режимі повного навантаження, та їх вплив на надійність його роботи.

Предметом розгляду в даній роботі є розгляд проблем пов'язаних із змащенням та охолодженням поршня, та пошуку варіантів їх вирішення за допомогою вдосконалення конструкції поршня.

Апробацію результатів дослідження планується здійснити на студентській науково-практичній конференції «Молодь, освіта, наука - 2022» яка має відбутися в травні 2022 року.

					ПННІ НУК 142.44.22.20.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПА ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.

1.1. Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу.

1.1 Опис об'єкта встановлення двигуна.

Тепловоз маневровий ТГМ-23Д призначений для роботи на під'їзних залізничних коліях промислових підприємств і будов, а також для виконання маневрової роботи.

Передача гідродинамічна з автоматичним перемиканням ступенів при рушанні з місця дозволяє реалізувати велику силу тяги і допускає тривалу роботу при малих швидкостях, що особливо важливо для маневрової роботи. Гідропередача має гідротрансформатор і дві гідромуфти. Вал дизеля пов'язаний з головним валом гідропередачі підвищує редуктором. Ведений вал гідропередачі з'єднаний проміжним валом з реверс-режимним редуктором. Для зміни режиму мається безпосереднє зчеплення валів або через дві пари зубчастих коліс. Два великих конічних зубчастих колеса і мала конічна шестерня дозволяють змінювати напрямок руху. Вал великих конічних зубчастих коліс через пару циліндричних зубчастих коліс пов'язаний з відбійним валом. Ходова частина забезпечує гарні динамічні якості і вписування в криві малого радіуса.

Кабіна машиніста обладнана двома пультами управління і має хорошу звукову ізоляцію. Кузов виконаний у вигляді двох капотів і розташованої між ними кабіною машиніста. Рама тепловоза виготовлена із сталевих листів товщиною 25 мм, листи пов'язані кінцевими стяжними ящиками і поперечними кріпленнями. Рама спирається через десяти листові ресори, ресорне підвішування індивідуальне.

На тепловозі встановлений генератор постійного струму Г-732 (31,2 кВт, 28 В), стартер СТ-722 і акумуляторна батарея 6СТ-128 ємністю 256 А-г. Стисле повітря виробляється компресором ВВ-1,5/9, що приводиться клиновими ременями через регульовану гідравлічну муфту від валу гідропередачі. Компресор

					ПННІ НУК 142.44.22.20.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		6

одноциліндровий, що має ступінчастий циліндр для отримання двох ступенів стиснення.

Управління тепловозом може здійснюватися одним машиністом з будь-якого боку кабіни. Місцезнаходження машиніста вказується сигналізаторами на торцях кабіни.

У процесі випуску тепловозів вводилися окремі зміни вузлів. Так було дещо змінений тракт випускних газів і в зв'язку з цим знятий кожух глушника з верхньої частини переднього капота. У 1970 р знову почали ставити до десяти листові ресори. З 1972 р на тепловозах почали ставити двоциліндрові компресори ПК-17М.

Таблиця 1.1 – Технічна характеристика тепловоза ТГМ-23

№ п/п	Назва параметру	Значення
1	Потужність дизеля, к.с.	350
2	Осьова характеристика	0-3-0
3	Службовий вага *, тс	44
4	Рід передачі	гідравлічна
5	Навантаження від осі на рейки, тс	14,6
6	Конструкційна швидкість, км/год	30/60
7	Швидкість при тривалому режимі, км/год	5/10
8	Сила тяги при тривалому режимі, тс	13/6,5
9	Мінімальний радіус прохідних кривих, м	60
10	Габаритні розміри тепловоза, мм: довжина (по осях автозчеплень) ** ширина висота (від головки рейок)	+8920 3150 4180
11	Запаси, кг: палива масла для дизеля і гідропередачі води піску	1 200 110 + 200 130 влітку, 190 взимку 250

У чисельнику - при маневровому режимі, в знаменнику - при тяговому режимі.

* - Службовий вага (з 2/3 запасу палива, піску, повним запасом масла і води) і навантаження від осі на рейки дані розрахункові, допускають відхилення $\pm 3\%$.

** - Для вузькоколіїних тепловозів - довжина по буферам.

1.2 Опис будови двигуна-прототипу.

Двигуни серії Д6 являють собою чотиритактні, шестициліндрові, однорядні, вертикальні, нереверсивні дизельні двигуни, атмосферного типу або обладнані газотурбінним наддувом.



Рис. 1.1 – Двигун 6ЧН 15/18 (серія Д6) вид збоку.

Картер дизеля 6ЧН 15/18 складається з двох частин: верхньої і нижньої, що відливаються з чавуну чи алюмінієвого сплаву. До заднього, спільно обробленому торцю обох частин картера кріпиться кожух маховика.

У верхній частині картера маються чотири лапи для кріплення дизелів до рами. Опорна площа лап збігається з площиною рознімання картера. З правої сторони картера (дивлячись з боку вентилятора) маються два кронштейни, на які встановлюються і кріпляться за допомогою сталевих стяжних стрічок стартер і генератор. З лівої сторони до картера кріпляться два кронштейни для установки паливного насоса. Нижче, на бічній стінці картера, мається лапа для установки масляного фільтра.

У середині верхньої частини картера мається сім перегородок жорсткості, що виступають за площину рознімання. У нижніх частинах перегородок зроблені пази для кришок корінних підшипників. Розточення в перегородках і підвісках утворюють гнізда для вкладишів 12-ти корінних підшипників.

					ПННІ НУК 142.44.22.20.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		8

З боку переднього, спільно обробленого торця картера у розточені отвори вставлені стакани підшипників валів механізму передачі, а в торець укручені шпильки для кріплення корпусу привода вентилятора. На цьому торці маються жиклери і канали для підведення мастила до передачі, розподільним валам і іншим механізмам дизеля.

Інший торець картера має на виході колінчатого валу лабіринти, що забезпечують ущільнення. У цей же торець укручені шпильки для кріплення кожуха маховика і запресовані штифти, що фіксують кожух маховика. Нижня частина картера закриває порожнину верхньої частини картера і служить також для установки на ній механізмів дизеля. До нижньої її площини, на шпильках кріпляться циркуляційний і масляний насоси, а збоку паливopідкачувальний насос. Ліворуч знаходиться штуцер для зливу мастила з переднього відстійника картера.

Кожух маховика, відливається з чавуну або алюмінієвого сплаву має з боків оброблені площадки з закріпленими на них опорними лапами, а також розточки і шпильки для установки корпусу реверса-редуктора, чи муфти генератора. На ньому мається також приплив і розточений отвір для кріплення корпусу стартера. На циліндричній частині цього припливу зроблене вікно, через яке мається доступ до шестірні стартера. На іншій стороні кожуха маховика зроблене таке ж вікно для читання розподілів і міток на маховику. До однієї зі стінок вікна прикріплена стрілка що показує ВМТ.

Сапун, установлений на верхній частині картера, складається з литого чавунного корпусу з перегородками, литої чавунної кришки з фільтром із дрової канителі і пружинного замка для закріплення кришки.

Колінчатий вал виготовляється з високолегованої сталі. Вал має шість колін, розташованих попарно у трьох площинах під кутом 120° друг до друга, шість шатунних і сім корінних пустотілих шийок. Розташування колін залежить від напрямку обертання валу. З боку сьомої корінної шийки мається фланець, до якого за допомогою болтів кріпиться маховик. На голівках болтів маються зрізи,

					ПННІ НУК 142.44.22.20.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		9

що не допускають повертання болтів. Положення маховика щодо колінчатого валу визначається штифтом.

Позад упорного бурту присутнє чотирьох-західне маслосгінне різьблення. Під час роботи дизеля мастило, що попадає на це різьблення, відкидається по ній усередину картера в порожнину. Упорний борт фланця і упорний виступ дванадцятої щоки колінчатого валу стикаються з буртами упорного вкладиша картера.

Порожнини шатунних і корінних шийок мають на вході і виході фаски для заглушок з алюмінієвого сплаву. Кожна пара заглушок для забезпечення герметичності стягується болтом. Для кращого ущільнення під голівку болта і гайку підкладені мідні шайби. Крім того, під гайку підкладається сталева шайба, а для ущільнення різьблення намотується шовкова нитка.

Порожнини корінних і шатунних шийок сполучаються між собою каналами, просвердленими в щоках валу. У першій щоці є три канали. Ці канали просвердлені з боку шатунної шийки і закриті заглушками, що мають різьблення. Заглушки загвинчені в канали, а потім розчekanені і розкернені. До робочих поверхонь вкладишів корінних і шатунних підшипників мастило підводиться з порожнини валу по мідних розвальцьованих трубках, уставленим зсередини в радіальні отвори шийок валу. Ці трубки забезпечують відцентрове очищення мастила. Трубки розташовуються на кожній шатунній шийці під кутом 60° до площини коліна, випереджаючи її в напрямку обертання валу.

В внутрішній порожнині хвостовика, закритою різьбовою пробкою з мідною прокладкою, маються косі свердління, по яких мастило проходить у розташовану зовні хвостовика кільцеву канавку. З цієї канавки мастило надходить по каналу у першу шатунну шийку.

На виступаючому з першої корінної шийки кінці хвостовика маються прямокутні шліци і циліндричні паски, що центрують. На шліцьовий кінець і на один з пасків хвостовика, що центрують, насаджена конічна шестірня, що служить для привода механізмів дизеля.

					ПННІ НУК 142.44.22.20.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		10

Чавунний маховик з напресованим у гарячому стані сталевим зубцюватим вінцем. На ободі маховика є мітки від 0 до 360°, необхідні для регулювання механізму газорозподілу дизеля, а також стрілка, що показує напрям обертання колінчатого валу дизеля. Поверхня маховика зі сполучними муфтами оброблена після посадки маховика на колінчатий вал.

Шатун виготовлений з високолегованої сталі методом гарячого штампування. Стрижень шатуна має двотавровий перетин, що збільшується зверху вниз. В отвір верхньої нероз'ємної голівки шатуна запресована з натягом бронзова втулка, усередині якої розміщується поршневий палець.

Нижня голівка шатуна рознімна. У ній затиснуті з натягом сталеві вкладиші, що фіксуються штифтами. Кришка нижньої голівки кріпиться до шатуна за допомогою двох конічних штифтів, що забиваються в отвори, спільно оброблені в гребенях рознімання нижньої голівки і кришки шатуна. Кришки нижніх голівок і конічних штифтів не взаємозамінні.

Для збільшення твердості кришка нижньої голівки шатуна зовні має чотири ребра. Площина рознімання нижньої голівки шатуна розташована під кутом 60° до осі шатуна. На колінчатий вал установлюється шість шатунів.

Вкладиш шатуна сталевий, тонкостінний, залитий свинцюватою бронзою. На його половинках маються отвори у які входять циліндричні штифти, запресовані в шатун і його кришку.

Поршень штампований, виготовлений з алюмінієвого сплаву. Верхній торець днища поршня фігурний, що сприяє кращому завихренню стиснутого в циліндрі повітря і заповненню камери згоряння розпиленням паливом.

На поршні присутні п'ять канавок для поршневих кілець. Чотири з них розташовані вище поршневого пальця й одне - нижче.

Поршневі кільця виготовлені зі спеціального чавуну: два верхніх кільця циліндричні, покриті пористим хромом, інші три - конічні. Поршневий палець що плаває, порожній, сталевий, цементований. Блок циліндрів складається із сорочки циліндрів, відлитої з чавуну, шести сталевих гільз циліндрів і голівки блоку, відлитої з алюмінієвого сплаву.

					ПННІ НУК 142.44.22.20.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		11

Сорочка охолодження має шість гнізд, у які вставляються гільзи. Поверхня гільз, омивана охолоджуючою рідиною, має антикорозійне покриття (оцинкування, молочне хромування, азотування). Між гільзами і стінками сорочки утворюється порожнина для протоки охолоджуючої рідини. На бічній стороні сорочки розташовані фланці. До одного з них кріпиться патрубок для підведення охолоджуючої рідини в блок, другий фланець закритий кришкою. Верхня і нижня площини сорочки чисто оброблені.

Для проходу стяжних шпильок, що кріплять блок циліндрів до картера, голівка і сорочка мають по чотирнадцять наскрізних колодязів, відділених від охолоджуючих порожнин.

У нижній частині сорочки кожний з колодязів має вихідне на бічну сторону контрольний отвір а для контролю за відсутністю води чи мастила в колодязях. Для ущільнення зверху колодязів сорочки на шпильки одягнені гумові кільця. На верхній площині сорочки мається двадцять чотири отвори для проходу води в голівку по трубках, ущільненими гумовими кільцями. По бічних сторонах верхньої частини сорочки зроблено по дванадцять припливів, через отвори яких проходять шпильки, що з'єднують голівку і сорочку в один вузол. У верхній частині гільзи мається фланець, що спирається на відповідне виточення в сорочці циліндрів і ущільнюючи охолоджувальну порожнину зверху. Знизу водяна порожнина ущільнюється трьома гумовими кільцями, два верхніх кільця прямокутного перетину виготовлені з тепло-водостійкої гуми і нижнє кільце круглого перетину з тепло-маслостійкої гуми. На верхні торці фланців гільз покладена загальна для всіх циліндрів нагартована алюмінієва прокладка, що притискається голівкою блоку й ущільнююча камери згоряння.

Головка блоку знизу має шість циліндричних поглиблень, що утворюють разом із днищами поршнів камери згоряння. У виїмках днищ цих поглиблень запресовані і закарбовані по чотири сталевих сідла клапанів. Поглиблення з'єднані каналами з впускними вікнами на одній бічній стороні голівки і з випускними на іншій. Співвісно із сідлами в гнізда голівки запресовані чавунні направляючі втулки для проходу стрижнів клапанів газорозподілу. У центрі

					ПННІ НУК 142.44.22.20.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		12

кожного поглиблення голівки маються східчасті отвори для установки форсунок, що кріпляться на двох шпильок, вкручені в голівку зверху.

Головка з'єднується із сорочкою в загальний вузол за допомогою шпильок, укручених у голівку знизу по дванадцятьох з кожної бічної сторони. На шпильках, укручених у торець голівки з боку вентилятора, закріплена алюмінієва коробка із запресованою бронзовою втулкою, що є підшипником валика привода розподільних валів. На цих же шпильках закріплений кронштейн паливного фільтра. Між торцем голівки і коробкою встановлені одна паронітова й однієї паперова прокладки.

На торці голівки, з боку кожуха маховика, закріплений трьома болтами патрубок для відводу охолоджуючої рідини з порожнин голівки. Цей патрубок має різну конфігурацію в дизелів з охолоджуванням і неохолоджуванням колектором випуску відпрацьованих газів. У цей же торець голівки укручені дві сталеві втулки для болтів кріплення трубки зливу мастила з верхньої площини голівки в картер дизеля.

На шпильки верхньої площини голівки встановлюються сім різних підшипників розподільних валів. На корпусах і кришках підшипників, із правої сторони, вибиті номери сполучених деталей, що відповідають порядковому номеру підшипника. Кожен підшипник має по двоє рівнобіжні розточення для розподільних валів впуску і випуску. Перший підшипник має кільцеві проточки і канали для підведення мастила усередину розподільних валів, звідкіля воно надходить до інших підшипників, і для змащення клапанного механізму.

Чавунна лита кришка, що закриває механізм газорозподілу, розташований на верхній площині голівки, кріпиться шпильками, укрученими у верхню площину голівки, і фіксується двома штифтами для збереження співвісності привода датчика електротахометра в горизонтальній площині. На торці кришки маються отвір і фланець для кріплення датчика електротахометра.

У кришці голівки зроблені три люки для доступу до форсунок без зняття кришки. Люки закриті штампованими сталевими кришками. На стінці кришки

					ПННІ НУК 142.44.22.20.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		13

голівки, з лівої сторони, розташовані шість отворів для проходу штуцерів трубок високого тиску, що підводять паливо від паливного насоса до форсунок.

Кожен циліндр має два впускних і два випускних клапани. У клапани вкручуються тарелі, на верхню поліровану площину яких безпосередньо натискають кулачки розподільних валів. Шляхом укручування тарелі в чи клапан вивертання з нього змінюється зазор між тареллю і кулачком.

Закриття кожного клапана здійснюється двома пружинами. Одночасно пружини притискають зуби замка, що сидить на лисках стрижня клапана, до зубів, що мається на нижній поверхні тарелі, і цим запобігають від провертання тарелі щодо клапана. Для запобігання клапанів від провертання крайні витки великої пружини відігнуті у виді вусиків, що входять у поглиблення голівки блоку циліндрів і в проріз замка тарелі клапана.

Впускні клапани, тарелі і замки тарелей виготовлені з якісної сталі, а випускні клапани з жаростійкої якісної сталі. Випускні клапани мають менший діаметр голівки, чим впускні.

На голівці блоку циліндрів розташований розподільний вал впуску і вал випуску. З лівої сторони голівки розташований вал впуску.

Розподільні вали виготовлені з вуглецевої сталі. Кожен вал має сім опорних шийок і дванадцять кулачків. По краях першої шийки розташовані бурти. Для підведення мастила до підшипників розподільних валів і тарелям клапанів вали виконані порожніми. В кожній шийці й у потилиці кожного кулачка маютьься радіальні отвори для виходу мастила. На першій і сьомій опорних шийках зроблено по два отвори, а на інших шийках і на всіх кулачках по один. Отвір на кулачку розташовано так, що мастило попадає на тарель до зіткнення з нею кулачка. Профілі всіх кулачків однакові.

Усередині переднього і заднього кінців кожного валу нарізане різьблення. Після встановлення заглушок вони стопоряться розрізними пружинними кільцями, що входять у спеціальні кільцеві канавки. Різьблення в заглушок праве. Заглушка на переднім кінці валу впуску закінчується плоским хвостовиком для

					ПННІ НУК 142.44.22.20.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		14

привода валика датчика тахометра. У заглушці просвердлений отвір для проходу мастила до валика датчика тахометра.

Передній кінець обох валів має зовні циліндричний пасок і десять прямокутних шліців. На передній кінець валу впуску насаджене регулювальне кільце, та виготовлені спільно конічна і циліндрична шестірні. На передній кінець валу випуску насаджена циліндрична шестірня. Шестірні з'єднуються з розподільними валами за допомогою сталевих регулювальних втулок.

Розрізними пружинними кільцями регулювальні втулки рухливо з'єднуються з різьбовими затисками. Затиск розподільного валу впуску має центральний отвір для виходу хвостовика заглушки і ліве різьблення. Затиск валу випуску має праве різьблення.

Циліндричні шестірні знаходяться у взаємному зачепленні, а конічна шестірня входить у зачеплення з валиком привода газорозподілу. По бічних сторонах голівки блоку циліндрів кріпляться на шпильках штамповані сталеві впускний і випускний колектори. До впускного колектору приварені кронштейни для кріплення щитка керування і фланці для приєднання колектору до голівки блоку.

Випускний колектор має шість фланців для кріплення до голівки блоку, що кріпляться шістьма болтами. На колектор установлюються патрубки для перепуску охолоджуючої рідини з головки блоку в колектор і для відводу її з колектору.

Повітроочишувач, складається з голівки, корпусу і бункера. У голівці поміщені касети із сітками, заповнені дротовою канителлю, а для фіксування касет з канителлю служать стопорні кільця і вушка засувки. У корпусі повітроочисника розташовані: кишень-приймач, пилоскидальні конуси і циліндричні труби, що очищають повітря інерційним способом. Повітроочишувач кріпиться до дизеля за допомогою кронштейна і хомутів, а патрубків голівки з'єднується з горловиною впускного колектору за допомогою дюритового шланга, що закріплюється стяжними стрічками.

					ПННІ НУК 142.44.22.20.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		15

1.3 Висновки по розділу.

Під час роботи над даним розділом, було вивчено та розглянуто функціональне призначення об'єкту для встановлення проектного двигуна. В нашому випадку це маневровий тепловоз ТГМ-23Д, призначений для на під'їзних залізничних коліях промислових підприємств і будов, а також для виконання маневрової роботи.

Розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принципи функціонування та призначення його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено потенційні можливості двигуна-прототипу щодо форсування, з метою отримання покращених техніко-економічних показників, без суттєвого зростання теплових навантажень деталей та вузлів, що забезпечить отримання показників надійності та довговічності на високому рівні.

					ПННІ НУК 142.44.22.20.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна.

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт $P_e = 280$

Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} $n = 1500$

Ступінь стиску $\epsilon = 15$

Число циліндрів $i = 6$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8] $\alpha = 1.80$

Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа $p_B = 175$

Тиск навколишнього середовища, кПа $p_a = 101.3$

Температура навколишнього середовища, К $T_a = 293$

Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст. 9], в К $\Delta T = 10$

Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа $p_r = 180$

Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К $T_r = 770$

Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо згідно [1, ст. 9] $\lambda = 1.45$

Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10] $\xi_Z = 0.8$

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10] $\xi = 0.97$

Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

Середній елементарний склад палива

$C = 0.86$; $H = 0.13$; $O = 0.01$; $S = 0$; $W = 0$;

Найнижча теплота згорання палива за формулою Менделєєва, в $\text{кДж} / \text{кг}$

$Q_{H.p} = 418.7 \cdot [81 \cdot C + 300 \cdot H - 26 \cdot (O - S) - 6 \cdot (9 \cdot H + W)] = 42447.806$

2.1.3 Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.86}{12} + \frac{0.13}{4} - \frac{0.01}{32} \right) = 0.495$$

або у $\frac{\text{кг повітря}}{1 \text{ кг палива}}$:

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0 = 28.95 \cdot 0.495 = 14.317$$

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

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.8 \cdot 0.495 = 0.89$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

Кількість CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0.86}{12} = 0.072$$

Кількість H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0.13}{2} = 0.065$$

Кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.8 - 1) \cdot 0.495 = 0.083$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.8 \cdot 0.495 = 0.703$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.083 \\ 0.703 \end{pmatrix} = 0.923$$

2.1.4 Параметри процесу газообміну

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 $n_K = 1.6$ - показник політропи стиску повітря в нагнітачі, згідно [1, ст. 12]

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{175}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 359.7$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int}$$

де $\Delta T_{int} = 50$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 70$ К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 359.7 - 50 = 309.7$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

де $\Delta p_{охл} = 3$ кПа - перепад тиску в охолоджувачі

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 175 - 3 = 172$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.92$ - число з інтервалу (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 0.92 \cdot 175 = 161$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\epsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 10}{770} \cdot \frac{180}{15 \cdot 161 - 180} = 0.03$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\gamma_r = (0,03...0,06)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 10 + 0.03 \cdot 770}{1 + 0.03} = 317.35$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_d = (310...400)$ К, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_B} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{15}{15 - 1} \cdot \frac{161}{175} \cdot \frac{309.669}{317.345 \cdot (1 + 0.032)} = 0.932$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\Phi_c = (0,80...0,98)$, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Густина заряду на впуску, в $\text{кг} / \text{м}^3$

$$\rho_a = \frac{p_{int}}{R_{II} \cdot T_{int}}$$

де $R_{II} = 287 \text{ Дж} / \text{кг} \cdot \text{К}$ - універсальна газова стала повітря;

$$\rho_a = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{II} \cdot T_{int}} = \frac{172 \cdot 10^3}{287 \cdot 309.669} = 1.935$$

2.1.5 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску приймаємо згідно номограми згідно [1, ст. 14]

$$n_1 = 1.37$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 161 \cdot 15^{1.37} = 6577.652$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_c = (5000...9000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 317.35 \cdot 15^{1.37-1} = 864.34$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_c = (700...1000)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 864.343 = 22.16$$

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.923}{0.89} = 1.037$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,035...1,040)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.037 + 0.032}{1.000 + 0.032} = 1.036$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,036...1,042)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Емпіричні формули середніх мольних теплоємностей окремих газів при сталому об'ємі

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,0015 \cdot T_z;$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \cdot T_z;$$

$$\text{для } O_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \cdot T_z;$$

$$\text{для } O_2: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \cdot T_z;$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

$$mCv'' = 1/M_2 \cdot [M_{O_2} \cdot (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \cdot (mCv''_{N_2}) + M_{CO_2} \cdot (mCv''_{CO_2}) + \dots + M_{H_2O} \cdot (mCv''_{H_2O})]; \quad \text{кДж/(кмоль К)}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv'' = a + b \cdot T_z; \quad \text{кДж/(кмоль К)}$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.923} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.083 \cdot 23.3 \\ 0.703 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.31$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.923} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0831 \cdot 0.0015 \\ 0.7032 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

$$mC_p'' = mC_v'' + 8.314; \quad \text{кДж/}(\text{кмоль К})$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mC_p'' = a' + b' \cdot T_z; \quad \text{кДж/}(\text{кмоль К})$$

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.31 + 8.314 = 31.624$$

$$b' = b = 0.00182$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.45 \cdot 6577.652 = 9537.596$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{\max} = (6000 \dots 16000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

$$\xi_z \cdot Q_{н.р} / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) + (mC_v'' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = b \cdot (mC_p'') \cdot T_z$$

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00182 \cdot 1.03573 = 0.00188$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.624 \cdot 1.036 = 32.754$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.8 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.89 \cdot (1 + 0.032)} = 3.698 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.16 + 8.314 \cdot 1.45) \cdot 864.343 = 2.957 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 36975.846 + 29573.866 = 66549.713$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.754^2 + 4 \cdot 1.883 \times 10^{-3} \cdot 6.655 \times 10^4 = 1.574 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.754 + \sqrt{1574.005}}{2 \cdot 0.002} = 1837.678$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_z = (1800 \dots 2300)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.036 \cdot 1.838 \times 10^3}{1.45 \cdot 864.343} = 1.519$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\rho = (1,20 \dots 1,55)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1.519} = 9.877$$

Показник політропи розширення обираємо згідно номограми з [1, ст. 19]

$$n_2 = 1.220$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{9537.596}{9.877^{1.22}} = 583.432$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_b = (400 \dots 900)$ кПа, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1837.678}{9.877^{1.22-1}} = 1110.327$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_b = (1000...1200)$ К, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1110.327}{\sqrt[3]{\frac{583.432}{180}}} = 750.26$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|770 - 750.26|}{770} \cdot 100 = 2.564 \quad \%$$

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

2.1.8 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C)$$

$$\text{де} \quad A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.45 \cdot (1.519 - 1) = 0.752$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) = \frac{1.45 \cdot 1.519}{1.22 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{9.877^{1.22-1}} \right) = 3.962$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) = \frac{1}{1.37 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{15^{1.37-1}} \right) = 1.71$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{6577.652}{15 - 1} \cdot [0.752 + (3.962 - 1.71)] = 1411.075$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.97 \cdot 1411.075 = 1368.743$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{mi} = (750 \dots 2500)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_a} = \frac{1.8 \cdot 14.317 \cdot 1368.743}{0.932 \cdot 42447.806 \cdot 1.935} = 0.461$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_i = (0.42 \dots 0.53)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.461 \cdot 42447.806} = 0.184$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_i = (0.16 \dots 0.20) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

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

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

де $s_{пр} = 0.18$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.18 \cdot 1500}{30} = 9$$

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (88 + 11.8 \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 9 = 194.2$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1368.743 - 194.2 = 1174.543$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{me} = (550 \dots 2200)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{1174.543}{1368.743} = 0.858$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_M = (0,80...0,92)$, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.461 \cdot 0.858 = 0.395$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_e = (0,35...0,42)$, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.395 \cdot 42447.806} = 0.215$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_e = (0,200...0,242) \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Годинна витрата рідкого палива, в $\text{кг}/\text{год}$

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.215 \cdot 280 = 60.087$$

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n}$$

де $\tau = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{280 \cdot 10^3}{1174.543 \cdot 1500} = 19.071$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{19.071}{6} = 3.179$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}}$$

де $d_{пр} = 0.15$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.18}{0.15} = 1.2 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 3.179}{\pi \cdot 1.2}} = 149.964$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.2 \cdot 149.964 = 179.956$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d' = 150 \text{ мм} \quad \text{або в м} \quad d = d' \cdot 10^{-3} = 150 \cdot 10^{-3} = 0.15$$

Хід поршня

$$s' = 180 \text{ мм} \quad \text{або в м} \quad s = s' \cdot 10^{-3} = 180 \cdot 10^{-3} = 0.18$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.15^2 \cdot 0.18 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 19.085$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{1174.543 \cdot 19.085 \cdot 1500}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 280.204$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |280.204 - 280|}{280.204 + 280} \cdot 100 = 0.073 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\varphi = 1$ - крок розрахунку;

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

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.15^2}{4} \cdot 0.18 = 3.181 \times 10^{-3}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\varepsilon - 1)} = \frac{3.181 \times 10^{-3}}{15 - 1} = 2.272 \times 10^{-4}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 3.181 \times 10^{-3} + 2.272 \times 10^{-4} = 3.408 \times 10^{-3}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 2.272 \times 10^{-4} \cdot 1.519 = 3.45 \times 10^{-4}$$

Функція зміни надпоршневого простору визначається на основі заданого значення кривошипно-шатунного відношення

$\lambda_{кр} = 0.256$ - кривошипно-шатунне відношення;

$$\sigma(\varphi) = \left(1 - \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right) + \frac{\lambda_{кр}}{4} \cdot \left(1 - \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)$$

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

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

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

на ділянці впуску:

$$0 < \varphi < 180 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

$$180 < \varphi < 360 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_d * (V_a' / V(\varphi))^{n1}$$

на ділянці попереднього розширення:

$$V_c' < V(\varphi) < V_z' \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_{\max}$$

на ділянці подальшого розширення:

$$V_z' < V(\varphi) < \text{та } \varphi < 540 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_{\max} / (V(\varphi) / V_z')^{n2}$$

на ділянці випуску:

$$540 < \varphi < 720 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в мЗ,

p - тиск робочого тіла в кПа,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00023$	$p(0) = 161$	$V(180) = 0.00341$	$p(180) = 161$
$V(10) = 0.00026$	$p(10) = 161$	$V(190) = 0.00339$	$p(190) = 162.174$
$V(20) = 0.00035$	$p(20) = 161$	$V(200) = 0.00334$	$p(200) = 165.786$
$V(30) = 0.00049$	$p(30) = 161$	$V(210) = 0.00325$	$p(210) = 172.122$
$V(40) = 0.00068$	$p(40) = 161$	$V(220) = 0.00312$	$p(220) = 181.699$
$V(50) = 0.00091$	$p(50) = 161$	$V(230) = 0.00296$	$p(230) = 195.349$
$V(60) = 0.00118$	$p(60) = 161$	$V(240) = 0.00277$	$p(240) = 214.351$
$V(70) = 0.00145$	$p(70) = 161$	$V(250) = 0.00254$	$p(250) = 240.67$
$V(80) = 0.00174$	$p(80) = 161$	$V(260) = 0.00229$	$p(260) = 277.372$
$V(90) = 0.00202$	$p(90) = 161$	$V(270) = 0.00202$	$p(270) = 329.362$
$V(100) = 0.00229$	$p(100) = 161$	$V(280) = 0.00174$	$p(280) = 404.75$
$V(110) = 0.00254$	$p(110) = 161$	$V(290) = 0.00145$	$p(290) = 517.463$
$V(120) = 0.00277$	$p(120) = 161$	$V(300) = 0.00118$	$p(300) = 692.403$
$V(130) = 0.00296$	$p(130) = 161$	$V(310) = 0.00091$	$p(310) = 975.781$
$V(140) = 0.00312$	$p(140) = 161$	$V(320) = 0.00068$	$p(320) = 1454.960$
$V(150) = 0.00325$	$p(150) = 161$	$V(330) = 0.00049$	$p(330) = 2287.534$
$V(160) = 0.00334$	$p(160) = 161$	$V(340) = 0.00035$	$p(340) = 3683.202$
$V(170) = 0.00339$	$p(170) = 161$	$V(350) = 0.00026$	$p(350) = 5540.961$

V(360) = 0.00023	p(360) = 6577.652	V(540) = 0.00341	p(540) = 583.432
V(370) = 0.00026	p(370) = 9537.596	V(550) = 0.00339	p(550) = 180
V(380) = 0.00035	p(380) = 9474.376	V(560) = 0.00334	p(560) = 180
V(390) = 0.00049	p(390) = 6199.281	V(570) = 0.00325	p(570) = 180
V(400) = 0.00068	p(400) = 4143.251	V(580) = 0.00312	p(580) = 180
V(410) = 0.00091	p(410) = 2902.944	V(590) = 0.00296	p(590) = 180
V(420) = 0.00118	p(420) = 2138.741	V(600) = 0.00277	p(600) = 180
V(430) = 0.00145	p(430) = 1650.162	V(610) = 0.00254	p(610) = 180
V(440) = 0.00174	p(440) = 1325.916	V(620) = 0.00229	p(620) = 180
V(450) = 0.00202	p(450) = 1103.581	V(630) = 0.00202	p(630) = 180
V(460) = 0.00229	p(460) = 947.027	V(640) = 0.00174	p(640) = 180
V(470) = 0.00254	p(470) = 834.584	V(650) = 0.00145	p(650) = 180
V(480) = 0.00277	p(480) = 752.801	V(660) = 0.00118	p(660) = 180
V(490) = 0.00296	p(490) = 693.075	V(670) = 0.00091	p(670) = 180
V(500) = 0.00312	p(500) = 649.78	V(680) = 0.00068	p(680) = 180
V(510) = 0.00325	p(510) = 619.19	V(690) = 0.00049	p(690) = 180
V(520) = 0.00334	p(520) = 598.852	V(700) = 0.00035	p(700) = 180
V(530) = 0.00339	p(530) = 587.219	V(710) = 0.00026	p(710) = 180

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 4427.821$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{4.428 \times 10^3}{3.181 \times 10^{-3} \cdot 1 \times 10^3} = 1.392 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.392 \times 10^3 \cdot 0.97 = 1.35 \times 10^3$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.d}}{2} = \frac{1.369 \times 10^3 + 1.35 \times 10^3}{2} = 1.36 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.d}}{p_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1.369 \times 10^3 - 1.35 \times 10^3}{1.36 \times 10^3} \right| \cdot 100 = 1.36$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 25^\circ$ до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

$\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ п.к.в - кут затримки згорання;

$f = c' - \Delta\varphi_1 = 25 - 10 = 15^\circ$ до ВМТ - точка початку згорання,

визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = ,^\circ$ п.к.в;

$\Delta\varphi_2 = 10^\circ$ після ВМТ - кут де тиск максимальний;

$b'' = 132^\circ$ після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r' = 20^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$r'' = 20^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$d' = 132^\circ$ до ВМТ - точка закриття впускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

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

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

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 6.578 \times 10^3 = 7.893 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max}$$

де $k_z = 1.0$ - коефіцієнт дійсного тиску, 1 - для дизелів, 0,85 для газових та бензинових ДВЗ

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 9.538 \times 10^3 = 9.538 \times 10^3$$

Визначення положення точок дісної індикаторної діаграми

Точки та параметри теоретичного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 161$	$V(\varphi_r) = 2.272 \times 10^{-4}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 161$	$V(\varphi_d) = 3.408 \times 10^{-3}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 6577.652$	$V(\varphi_c) = 2.272 \times 10^{-4}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 9537.596$	$V(\varphi_z) = 2.275 \times 10^{-4}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 583.432$	$V(\varphi_b) = 3.408 \times 10^{-3}$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м³
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 2.905 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 4.126 \times 10^{-4}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 4.599 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 2.95 \times 10^{-4}$
z'	$\varphi_{z'} = 379$	$p(\varphi_{z'}) = 9.538 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 3.354 \times 10^{-4}$
b''	$\varphi_{b''} = 360 + b'' = 492$	$p(\varphi_{b''}) = 683.243$	$V(\varphi_{b''}) = 2.994 \times 10^{-3}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 700$	$p(\varphi_{r'}) = 180$	$V(\varphi_{r'}) = 3.469 \times 10^{-4}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 20$	$p(\varphi_{r''}) = 161$	$V(\varphi_{r''}) = 3.469 \times 10^{-4}$
d'	$\varphi_{d'} = 360 - d' = 228$	$p(\varphi_{d'}) = 192.24$	$V(\varphi_{d'}) = 2.994 \times 10^{-3}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 7.893 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 2.272 \times 10^{-4}$
z _д	$\varphi_{z_d} = 370$	$p_{z_d} = 9.538 \times 10^3$	$V(\varphi_{z_d}) = 2.575 \times 10^{-4}$

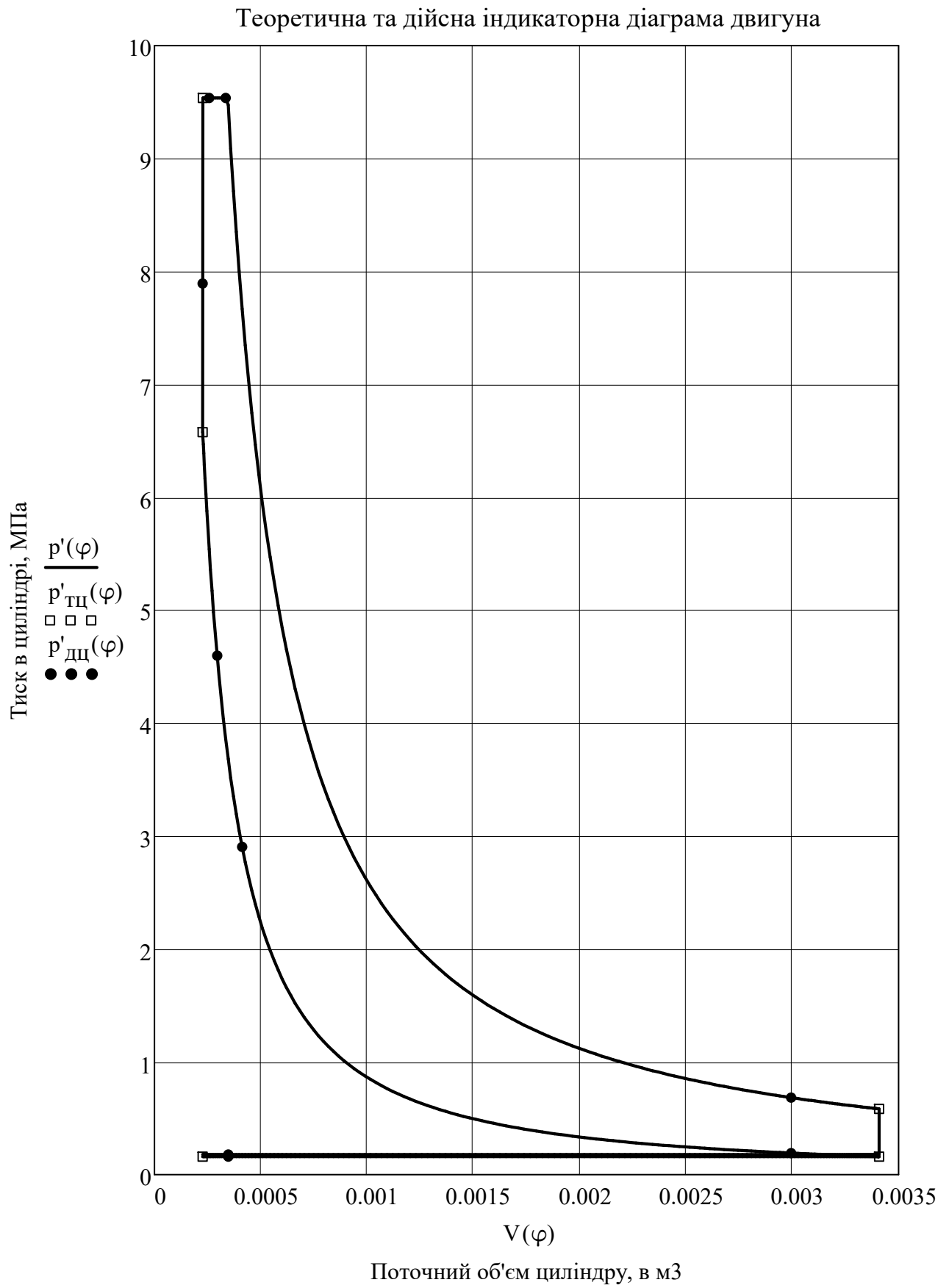


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

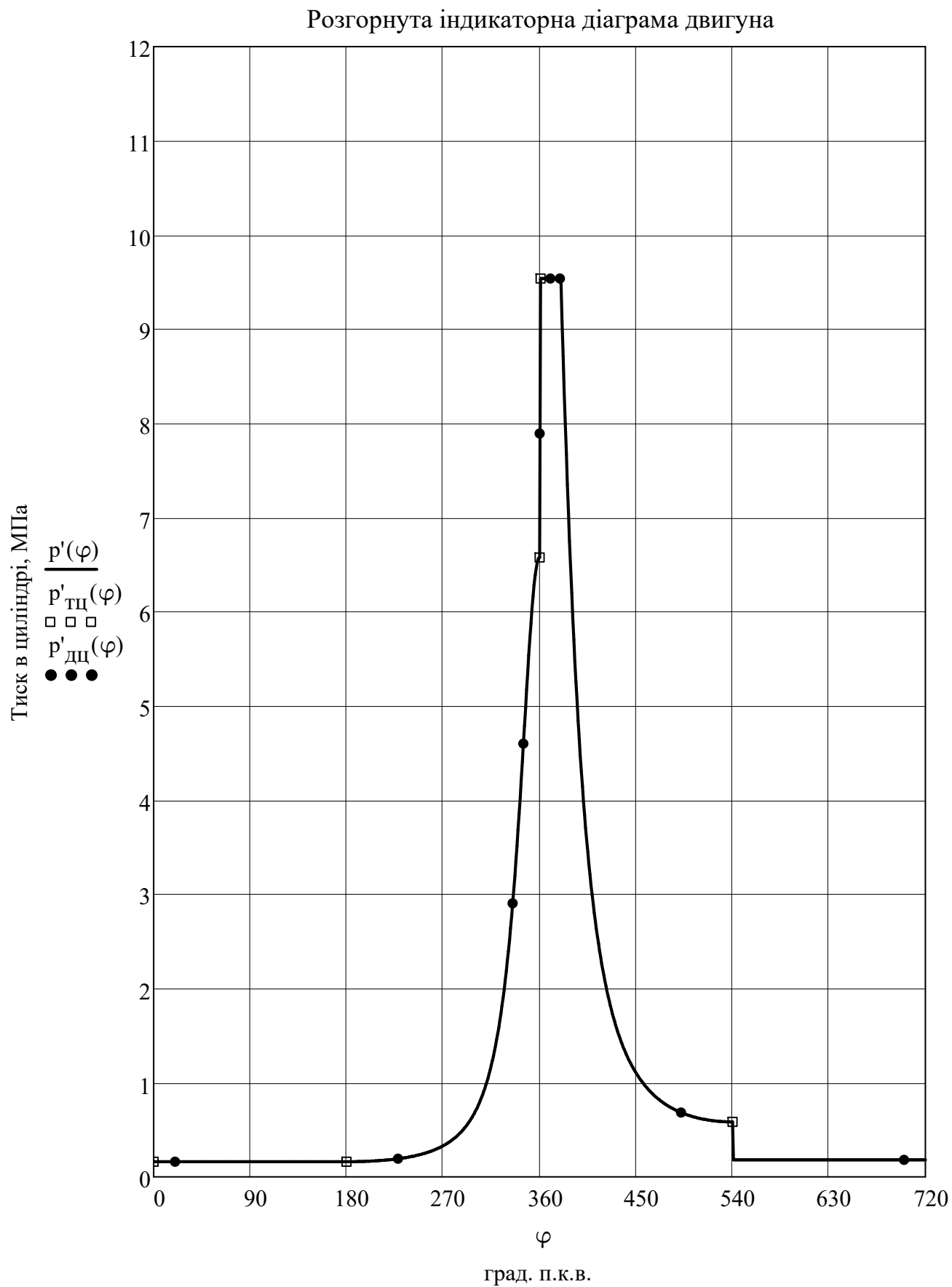


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

Даний розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів в циліндрі і сил інерції рухомих деталей двигуна. За результатами цих розрахунків визначають основні деталі на міцність і знос.

Так як для кожного робочого циклу сили, що діють в кривошипно-шатунному механізмі, безперервно змінюються за величиною і напрямком, тому визначення характеру зміни цих сил необхідно визначати для ряду окремих положень валу.

Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ, будемо виконувати, виходячи з допущень що:

- розрахункова кінематична схема кривошипно-шатунного механізму є аксіальною;
- дія сил на контактну поверхню деталей відбувається по нормалі;

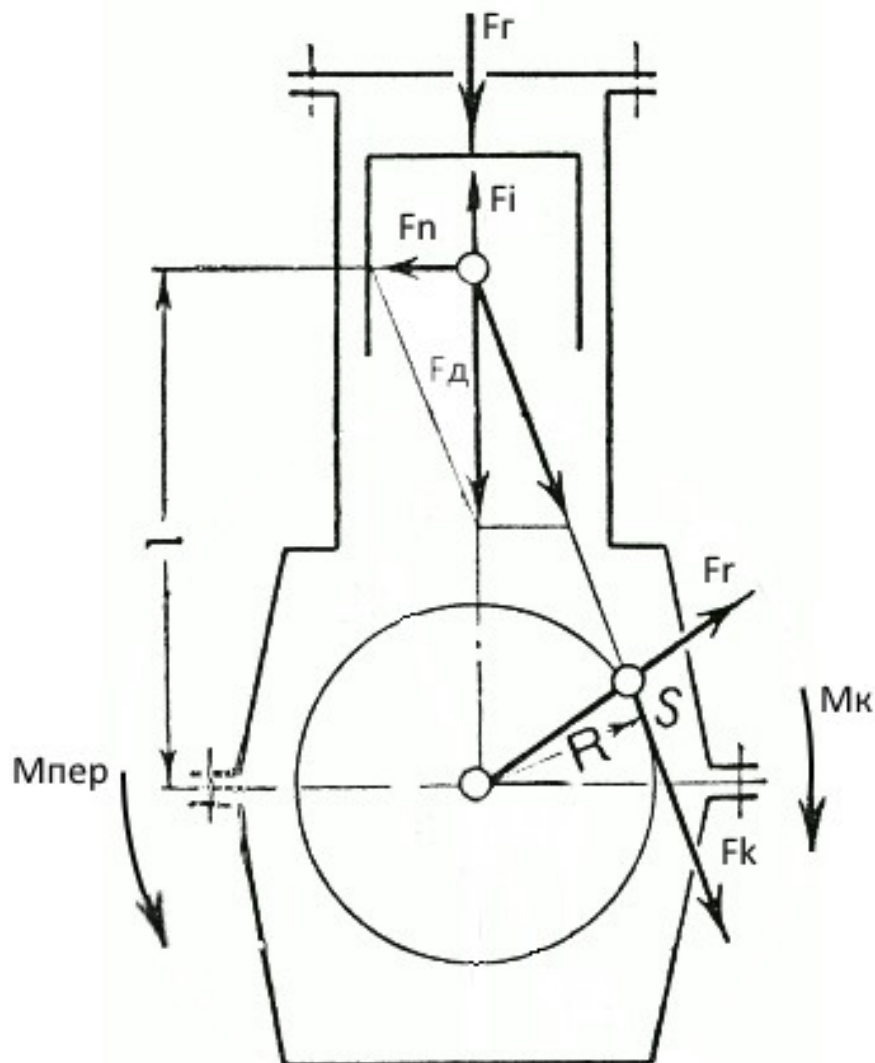


Рис. 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 5.25$ кг - маса комплекту поршня

$m_{Ш} = 7.55$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{Ш} = 5.25 + \frac{1}{3} \cdot 7.55 = 7.767$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.18}{2} = 0.09$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{Ш} = \frac{r}{\lambda_{кр}} = \frac{0.09}{0.256} = 0.352$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.15^2}{4} = 0.018$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 1500}{30} = 157.08$$

Визначимо величини сил та моментів що діють в КШМ на протязі всього робочого циклу.

Кут обертання колінчастого валу

$\varphi = 0 \dots 720$, з кроком розрахунку $\Delta\varphi = 1^\circ$ п.к.в.

Кут нахилу шатуна

$$\beta'(\varphi) = \arcsin\left(\lambda_{кр} \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)$$

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_i(\varphi) = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + \lambda_{кр} \cdot \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right) \cdot 10^{-3}$$

Сумарна сила (дійсна)

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

Нормальна сила

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

Радіальна сила

$$F_r(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Дотична сила

$$F_k(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Крутий момент на валу двигуна

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

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

$$M_{пер}(\varphi) = -F_n(\varphi) \cdot \left(r \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + l_{ш} \cdot \cos(\beta'(\varphi)) \right)$$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КІШМ:
 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

$F_r(0) = 1.055$	$F_i(0) = -21.662$	$F_d(0) = -20.607$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 1.055$	$F_i(30) = -17.144$	$F_d(30) = -16.089$	$M_k(30) = -0.886$
$F_r(60) = 1.055$	$F_i(60) = -6.416$	$F_d(60) = -5.361$	$M_k(60) = -0.473$
$F_r(90) = 1.055$	$F_i(90) = 4.415$	$F_d(90) = 5.47$	$M_k(90) = 0.492$
$F_r(120) = 1.055$	$F_i(120) = 10.831$	$F_d(120) = 11.886$	$M_k(120) = 0.805$
$F_r(150) = 1.055$	$F_i(150) = 12.729$	$F_d(150) = 13.784$	$M_k(150) = 0.482$
$F_r(180) = 1.055$	$F_i(180) = 12.832$	$F_d(180) = 13.887$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 1.252$	$F_i(210) = 12.729$	$F_d(210) = 13.98$	$M_k(210) = -0.488$
$F_r(240) = 1.998$	$F_i(240) = 10.831$	$F_d(240) = 12.829$	$M_k(240) = -0.869$
$F_r(270) = 4.03$	$F_i(270) = 4.415$	$F_d(270) = 8.445$	$M_k(270) = -0.76$
$F_r(300) = 10.446$	$F_i(300) = -6.416$	$F_d(300) = 4.03$	$M_k(300) = -0.355$
$F_r(330) = 38.634$	$F_i(330) = -17.144$	$F_d(330) = 21.49$	$M_k(330) = -1.183$
$F_r(360) = 114.447$	$F_i(360) = -21.662$	$F_d(360) = 92.784$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 107.76$	$F_i(390) = -17.144$	$F_d(390) = 90.616$	$M_k(390) = 4.989$
$F_r(420) = 36.005$	$F_i(420) = -6.416$	$F_d(420) = 29.589$	$M_k(420) = 2.609$
$F_r(450) = 17.712$	$F_i(450) = 4.415$	$F_d(450) = 22.127$	$M_k(450) = 1.991$
$F_r(480) = 11.513$	$F_i(480) = 10.831$	$F_d(480) = 22.344$	$M_k(480) = 1.513$
$F_r(510) = 9.152$	$F_i(510) = 12.729$	$F_d(510) = 21.881$	$M_k(510) = 0.765$
$F_r(540) = 8.52$	$F_i(540) = 12.832$	$F_d(540) = 21.352$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 1.391$	$F_i(570) = 12.729$	$F_d(570) = 14.12$	$M_k(570) = -0.493$
$F_r(600) = 1.391$	$F_i(600) = 10.831$	$F_d(600) = 12.222$	$M_k(600) = -0.828$
$F_r(630) = 1.391$	$F_i(630) = 4.415$	$F_d(630) = 5.806$	$M_k(630) = -0.523$
$F_r(660) = 1.391$	$F_i(660) = -6.416$	$F_d(660) = -5.025$	$M_k(660) = 0.443$
$F_r(690) = 1.391$	$F_i(690) = -17.144$	$F_d(690) = -15.753$	$M_k(690) = 0.867$
$F_r(720) = 1.391$	$F_i(720) = -21.662$	$F_d(720) = -20.272$	$M_k(720) = 0.000$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КІШМ:
 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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -20.607$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -2.076$	$F_r(30) = -12.895$	$F_k(30) = -9.843$	$M_{пер}(30) = 0.886$
$F_n(60) = -1.219$	$F_r(60) = -1.625$	$F_k(60) = -5.252$	$M_{пер}(60) = 0.473$
$F_n(90) = 1.449$	$F_r(90) = -1.449$	$F_k(90) = 5.47$	$M_{пер}(90) = -0.492$
$F_n(120) = 2.702$	$F_r(120) = -8.283$	$F_k(120) = 8.943$	$M_{пер}(120) = -0.805$
$F_n(150) = 1.779$	$F_r(150) = -12.827$	$F_k(150) = 5.351$	$M_{пер}(150) = -0.482$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -13.887$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -1.804$	$F_r(210) = -13.009$	$F_k(210) = -5.428$	$M_{пер}(210) = 0.488$
$F_n(240) = -2.917$	$F_r(240) = -8.941$	$F_k(240) = -9.652$	$M_{пер}(240) = 0.869$
$F_n(270) = -2.237$	$F_r(270) = -2.237$	$F_k(270) = -8.445$	$M_{пер}(270) = 0.760$
$F_n(300) = -0.916$	$F_r(300) = 1.221$	$F_k(300) = -3.948$	$M_{пер}(300) = 0.355$
$F_n(330) = -2.774$	$F_r(330) = 17.224$	$F_k(330) = -13.147$	$M_{пер}(330) = 1.183$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 92.784$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 11.695$	$F_r(390) = 72.628$	$F_k(390) = 55.436$	$M_{пер}(390) = -4.989$
$F_n(420) = 6.727$	$F_r(420) = 8.968$	$F_k(420) = 28.988$	$M_{пер}(420) = -2.609$
$F_n(450) = 5.86$	$F_r(450) = -5.86$	$F_k(450) = 22.127$	$M_{пер}(450) = -1.991$
$F_n(480) = 5.08$	$F_r(480) = -15.572$	$F_k(480) = 16.811$	$M_{пер}(480) = -1.513$
$F_n(510) = 2.824$	$F_r(510) = -20.361$	$F_k(510) = 8.495$	$M_{пер}(510) = -0.765$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -21.352$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -1.822$	$F_r(570) = -13.139$	$F_k(570) = -5.482$	$M_{пер}(570) = 0.493$
$F_n(600) = -2.779$	$F_r(600) = -8.517$	$F_k(600) = -9.195$	$M_{пер}(600) = 0.828$
$F_n(630) = -1.538$	$F_r(630) = -1.538$	$F_k(630) = -5.806$	$M_{пер}(630) = 0.523$
$F_n(660) = 1.143$	$F_r(660) = -1.523$	$F_k(660) = 4.923$	$M_{пер}(660) = -0.443$
$F_n(690) = 2.033$	$F_r(690) = -12.626$	$F_k(690) = 9.637$	$M_{пер}(690) = -0.867$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -20.272$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

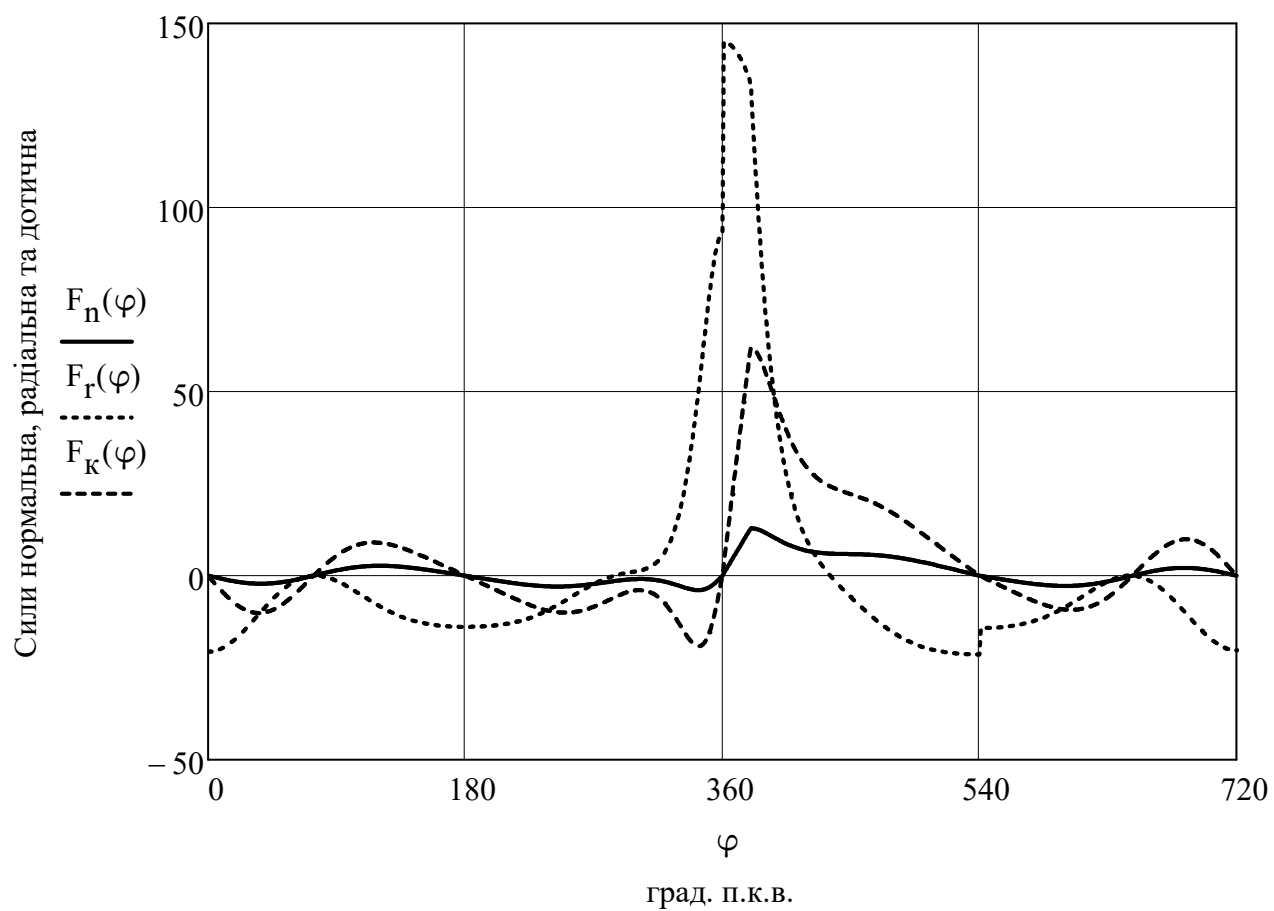
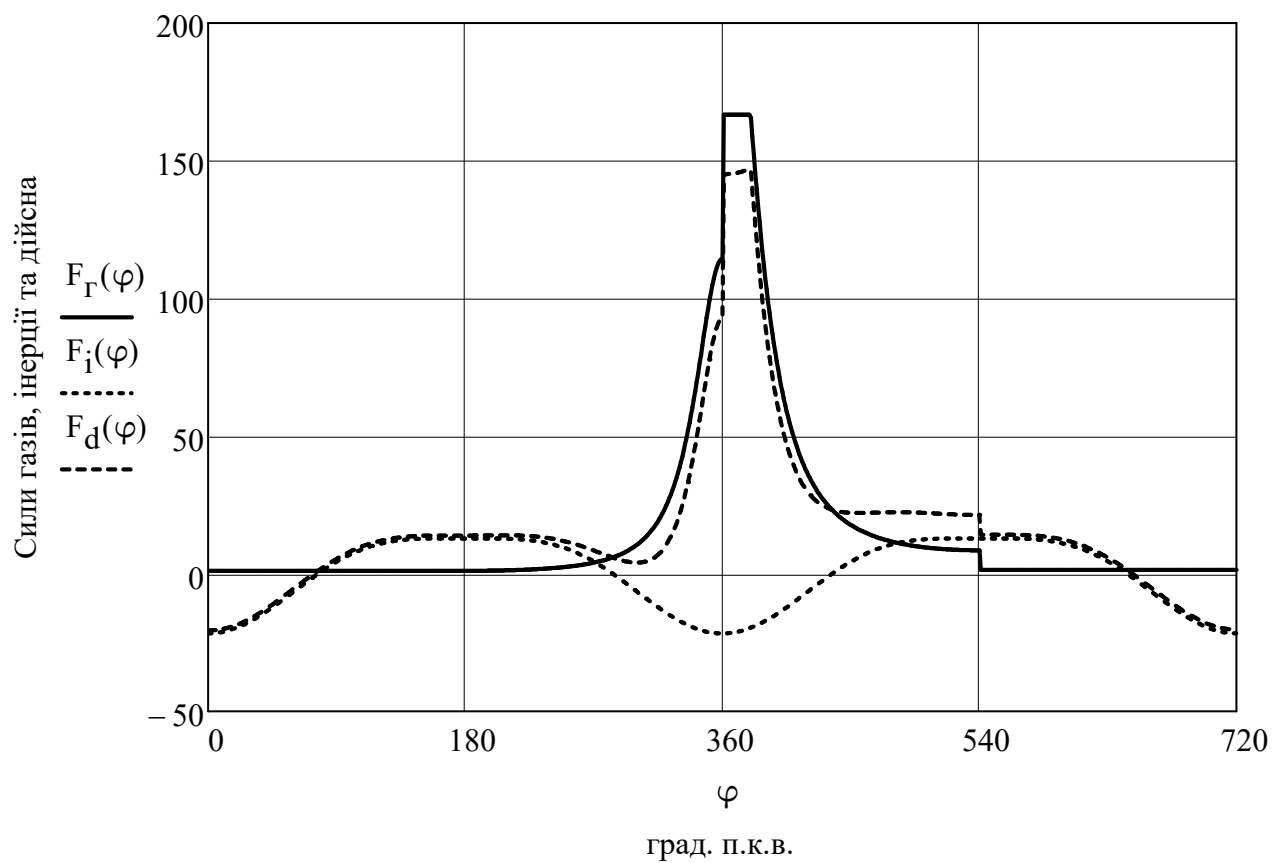


Рис. 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

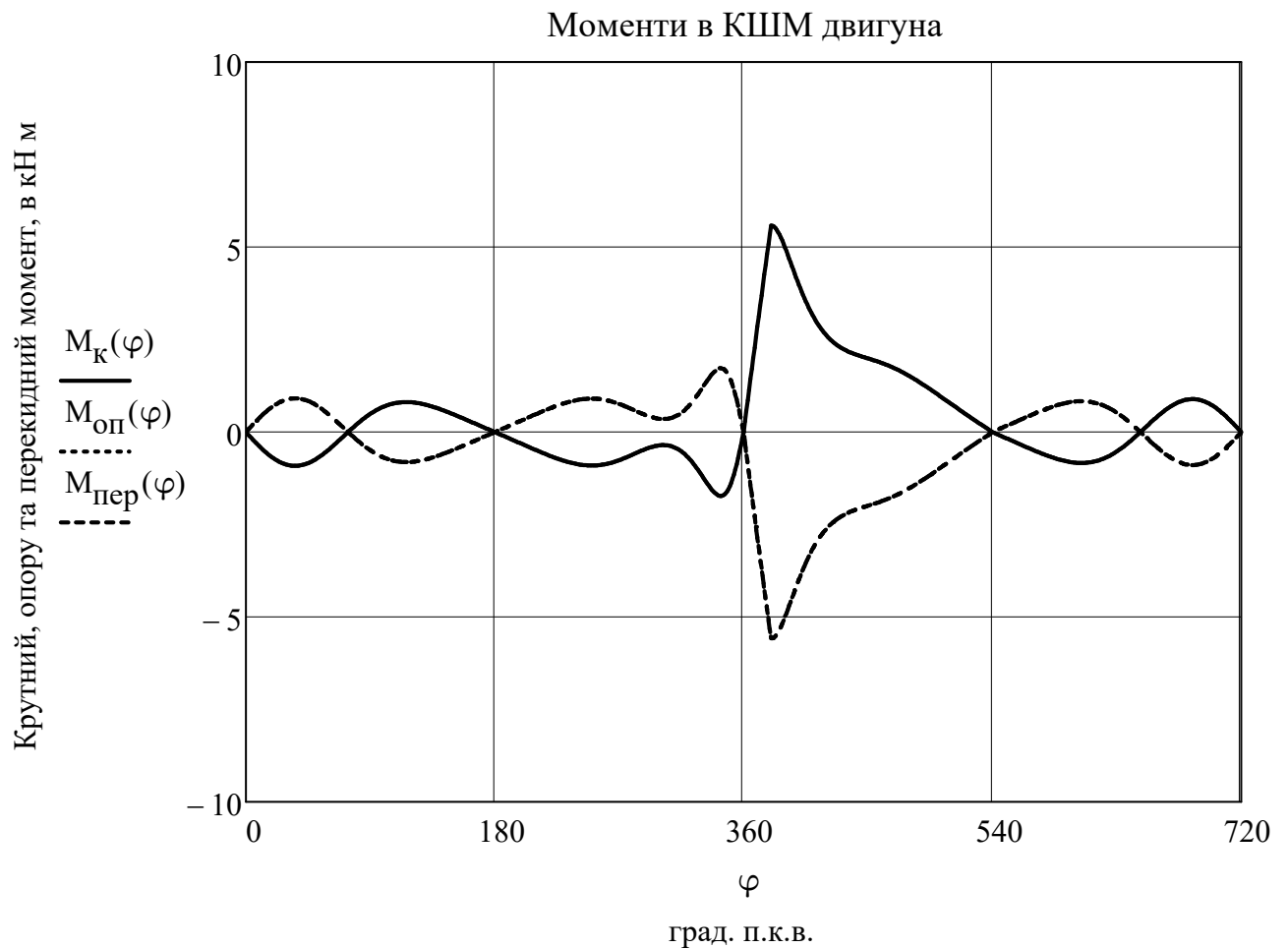


Рис. 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

$$\varphi_{сп} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 4}{6} = 120$$

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

$\Delta\varphi_k = 1$ - крок розрахунку;

$\varphi_k = 0, \Delta\varphi_k \dots \varphi_{сп}$ - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

$$M_{\Sigma,кр}(\varphi_k) = \sum_{j=0}^{i-1} (F_k(\varphi_{сп} \cdot j + \varphi_k) \cdot s)$$

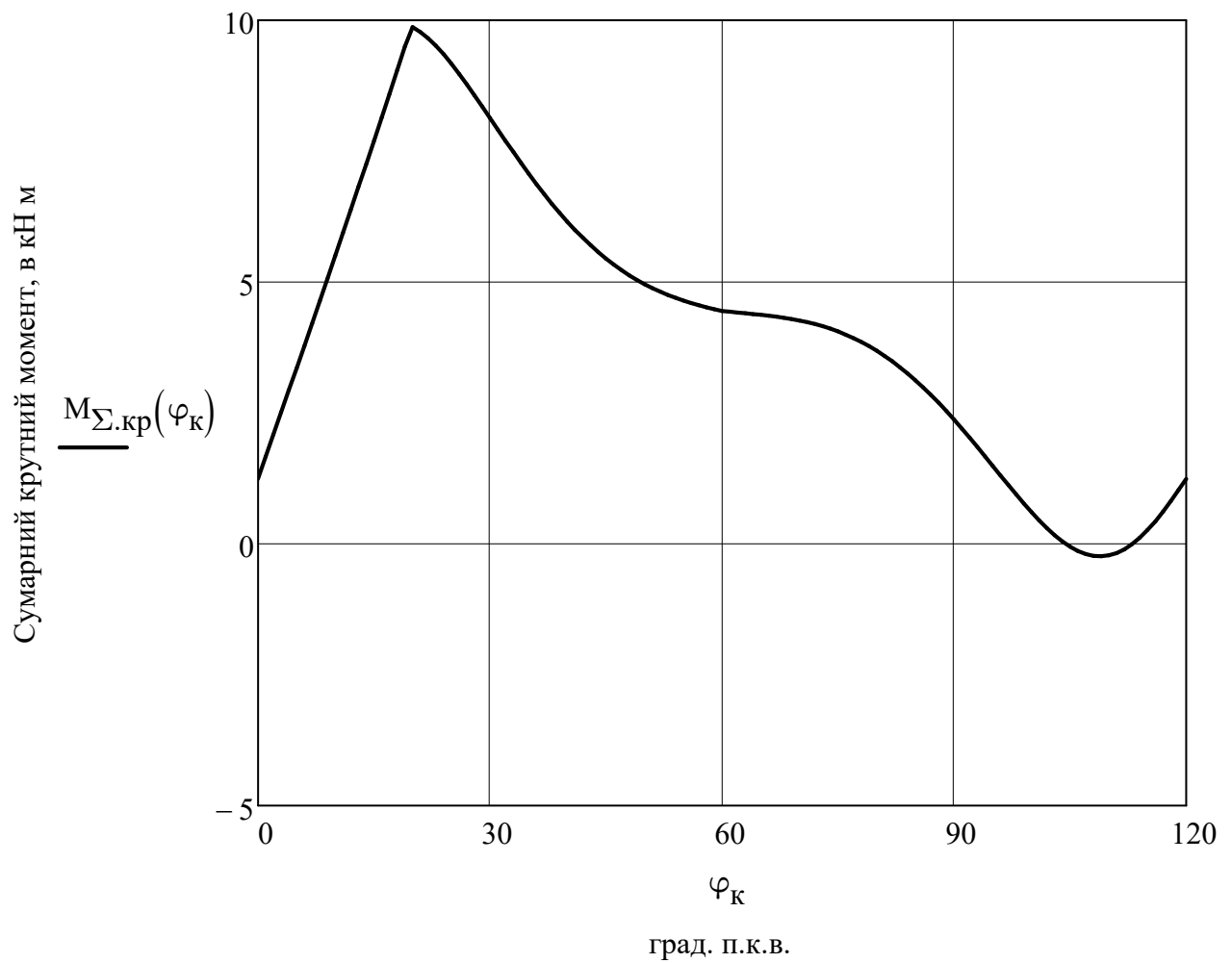


Рис. 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

Нижче приведено масиви розрахованих значень величини сумарного крутного моменту, в кНм

$$M_{\Sigma.kp}(0) = 1.243$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 6.378$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 9.352$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 6.872$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 5.131$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 4.448$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 4.199$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 3.253$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.305$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -0.228$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.243$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{H.B}$$

де 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

$Q_{H.B}$ - невраховані теплові втрати

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{60.087 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 7.085 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ep} = 10^3 \cdot 280.204 = 280204.454$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{2.802 \times 10^5}{7.085 \times 10^5} \cdot 100 = 39.549$$

перевірка отриманого значення в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_e' = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 708490.569 \cdot 0.395 = 280000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_e'|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|2.802 \times 10^5 - 2.8 \times 10^5|}{2.802 \times 10^5} \cdot 100 = 0.073$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.\Pi} + Q_{B.H}$$

де Q_W - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

$Q_{T.\Pi}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня

$Q_{B.H}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, в Дж / с

$$Q_w = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) \cdot Q_{\Pi}$$

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

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

$W_{\text{г.р}} = 0.13$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.05$ - відносна втрата палива на ділянці випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.13 + 0.05 = 0.18$$

$$Q_w = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.18 \cdot 708490.569 = 127528.302$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_{\text{м}} = 0.600 \cdot 194.200 = 116.520$$

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.15^2}{4} \cdot 0.18 = 3.181 \times 10^{-3}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{116.52 \cdot 3.18086 \times 10^{-3} \cdot 1.5 \times 10^3 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 27.79756$$

Теплота, еквівалентна роботі витраченій на тертя поршня, в Дж / с

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 27.798 = 27797.558$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в Дж / с

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 127528.302 + 27797.558 = 155325.86$$

Витрата охолоджуючої рідини, в м³ / с

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B}$$

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

$\Delta T_B = 10$ - температурний перепад води в холодильнику

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{mB} \cdot \Delta T_B} = \frac{155325.86034 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.00445$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}}$$

де $\Delta p_B = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи

$\eta_{B.H} = 0.9$ - ККД водяного насосу

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}} = \frac{0.004 \cdot 98}{0.9} = 0.484$$

Тоді теплота що еквівалентна роботі на привід водяного насосу буде, в Дж/с

$$Q_{B.H} = 10^3 \cdot P_{B.H} = 10^3 \cdot 0.484 = 484.389$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H} = 127528.3 + 27797.6 + 484.4 = 155810.2$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{155810.25}{708490.569} \cdot 100 = 21.992$$

Температура залишкових газів, в $^{\circ}\text{C}$

$$t_r = T_r - 273 = 770 - 273 = 497$$

Температура на початку стиску, в $^{\circ}\text{C}$

$$t_d = T_d - 273 = 317.345 - 273 = 44.345$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 497 = 33.488$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 44.345 = 29.109$$

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

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r - M_1 \cdot mCp \cdot t_d)$$

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0.923 \cdot 33.488 \cdot 497 = 15361.987$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.89 \cdot 29.109 \cdot 44.345 = 1149.107$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 15362 - 1149.1 = 14212.9$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{60.087}{3.6} \cdot 14212.88 = 237225.243$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{237225.243}{708490.569} \cdot 100 = 33.483$$

2.4.6 Теплота, що відводиться з маслом і витрачається на привід масляного насосу

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{194.2}{1368.743} \cdot 0.461 = 0.065$$

Теплота, що еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в Дж / с

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.065 \cdot 708490.569 = 46295.459$$

Тоді, що теплота еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в Дж / с

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 127528.302 + 46295.459 - 155810.25 = 18013.511$$

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

$$V_{\text{м}} = \frac{K_2 \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}}$$

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3$ - густина мастила

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

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 1.801 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 2.39 \times 10^{-3}$$

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{2.39 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 1.195$$

Теплота витрачена на привід насоса, в Дж/с

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 1.195 = 1194.783$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 18013.511 + 1194.783 = 19208.295$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{19208.295}{708490.569} \cdot 100 = 2.711$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж/с

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q$$

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 280204.454 \\ 155810.25 \\ 237225.243 \\ 19208.295 \end{pmatrix} = 692448.242$$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 708490.6 - 692448.2 = 16042.3$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{16042.327}{708490.569} \cdot 100.000 = 2.264$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\frac{\text{Дж}}{\text{с}}$,	у %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 708490.6$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 280204.5$	$q_e = 39.5$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 237225.2$	$q_{\Gamma} = 33.5$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 155810.2$	$q_B = 22$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 19208.3$	$q_M = 2.7$	3...5%
Невраховані теплові втраги	$Q_{H.B} = 16042.3$	$q_{HB} = 2.3$	до 3%

Отримані в результаті розрахунку значення складових теплового балансу входять у вказані межі.

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 39.549 + 33.483 + 21.992 + 2.711 + 2.264 = 100$$

2.5 Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна-прототипу та висновки по розділу

Таблиця 2.1 – Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна.

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	250	280,2	12,1
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1050	1174,3	11,8
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,375	0,395	5,3
4	Механічний ККД	η_m	-	0,85	0,858	0,9
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	$\frac{\Gamma}{(кВт год)}$	225	215	-4,4
6	Діаметр циліндру	D	мм	150	150	0,0
7	Хід поршня	S	мм	180	180	0,0

Аналіз отриманих в результаті розрахунку ефективних показників двигуна показує, що завдання щодо форсування на 30 кВт вдалося виконати. Так згідно отриманих згідно отриманих показників реальний приріст потужності у проектного двигуна склав 30,2 кВт, що у відсотковому відповідає 12,1%. Завдання з форсування двигуна можна реалізувати декількома шляхами, серед яких: збільшення геометрії циліндру (діаметр циліндру, та хід поршня), підвищення частоти обертання колінчастого валу та збільшення кількості циліндрів. Застосування газотурбінного наддуву дає ще один шлях для форсування двигуна, через збільшення величини середнього ефективного тиску, що і було реалізовано в даному розділі під час розрахунку.

Так аналіз отриманих результатів приведених в таблиці 2.1, показав зростання середнього ефективного тиску у проектного двигуна проти двигуна-прототипу на 11,8%. Форсування двигуна цим шляхом має свої переваги, серед яких головною є не суттєве збільшення масогабаритних розмірів двигуна.

З іншого боку треба констатувати, що підвищення середнього ефективного тиску в циліндрі призводить до зростання теплової та механічної напруженості деталей шатунно-поршневої та циліндро-поршневої групи.

Обґрунтовано правильний вибір початкових параметрів для розрахунку робочого циклу, оптимізація параметрів процесів що його складають забезпечили отримання результатів вихідних параметрів на високому рівні. Так економія питомої ефективної витрати палива у проектного двигуна у порівнянні з двигуном-прототипом склала 4,4%. Ефективний ККД виріс на 5,3%.

Механічний ККД для проектного двигуна показав незначне зростання, на рівні 0,9%. Це відбулося внаслідок того що, в конструкцію шатуна було внесено конструктивні зміни, що дало дещо зменшити теплову та механічну напруженість циліндро-поршневої групи, покращити її охолодження та зменшити тертя.

Як видно з результатів таблиці 2.1 що геометричні параметри циліндру проектного двигуна не відрізняються від аналогічних у двигуна прототипу. Це означає що форсування двигуна-прототипу не буде спряжене з додатковими суттєвими людськими та фінансовими ресурсами.

В даному розділі виконано розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна, а також розраховано та побудовано індикаторну діаграму. Визначено сили та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі проектного двигуна та розраховано величини зовнішнього складового балансу.

Отримані в ході розрахунку в даному розділі результати, показали ефективність прийнятих конструкторських рішень щодо форсування проектного двигуна, та дають можливість пошуку подальших шляхів щодо вдосконалення конструкції шатуна для підвищення надійної роботи проектного двигуна.

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ШАТУНА

3.1 Загальний опис будови шатуна та розрахунок його міцність.

3.1.1 Загальний опис будови шатуна.

Шатун – це деталь яка з'єднує поршень з шатунною шийкою колінчастого валу. Він призначений для передачі зворотно-поступального руху від поршня до колінчастого валу. Для зменшення зношення в області шатунних шийок колінчастого валу, на них встановлюються спеціальні вкладиші з покриттям.

Шатун складається з стрижня, верхньої головки та нижньої головки. В області верхньої головки зазвичай запресовується втулка з бронзового матеріалу. На головці та втулці, присутні спеціальні отвори для того, щоб відбувався підвід масла до поверхонь зношення. Шатунний стрижень зроблений двотаврового перетину.

Нижня шатунна головка доводиться рознімною. Знімну частину шатунної нижньої головки називають шатунною кришкою. Вона кріпиться на шатун за допомогою двох (автомобільні) або чотирьох (суднові, тепловозні та стаціонарні) болтів. Для цих болтів, що знаходяться в умовах постійного руху, навантажень та вібрацій принципово важливо не давати провертатися.

Під підшипники ковзання на нижній шатунній голівці, як і в кришці, робиться розточування, тому шатунні кришки вважаються невзаємозамінними. Для того, щоб забезпечити найбільш правильну комплектацію щодо деталей, на них вибиваються спеціальні порядкові номери. В області шатунної кришки і на тілі самого шатуна присутні деякі пази, в них входять виступи вкладишів. Шатунний і корінний підшипник виглядає як тонкостінний вкладиш, у якого робочий шар виконаний зі свинцевої бронзи. В області верхнього вкладиша обладнано невеликий отвір для забезпечення можливості підведення масла, а також обладнана невелика канавка, через яку розподіляється масло. Вкладиші, розташовані на верхніх і нижніх корінних підшипниках, вважаються взаємозамінними. Щоб запобігти зсуву і провертання цих вкладишів, а також деяких осьових переміщень, обладнані спеціальні виступи, вусики.

3.1.2 Розрахунок шатунної групи

Розрахунок конструктивних параметрів та параметрів міцності шатунної групи будемо здійснювати згідно розрахункової схеми наведеної на рисунку 3.1

Рисунок 3.1 - Розрахункова схема шатунної групи

3.1.2.1 Розрахунок поршневої головки шатуна

Початкові дані для розрахунку маємо:

Максимальний тиск згорання

$$p_{zd} = 9.567 \text{ МПа}$$

Частота обертання колінчастого валу

$$n_N = 1500 \text{ хв}^{-1}$$

Кут повороту колінчастого валу

$$\varphi = 370^\circ$$

Маса поршневої групи

$$m_{II} = 5.25 \text{ кг}$$

Маса шатунної групи

$$m_{III} = 7.55 \text{ кг}$$

Максимальна частота обертів колінчастого валу на х.х.

$$n_{x.x.max} = 1600 \text{ хв}^{-1}$$

Діаметр циліндру

$$d_{Ц} = 150 \text{ мм}$$

Хід поршня

$$S = 180 \text{ мм}$$

Кривошипно шатунне відношення

$$\lambda = 0.255$$

З розрахунку поршневої групи:

Діаметр поршневого пальця

$$d_{II} = 40 \text{ мм}$$

Довжина поршневої голівки шатуна

$$l_{III} = 50 \text{ мм}$$

Зовнішній діаметр головки

$$d_{Г} = 60 \text{ мм}$$

Внутрішній діаметр головки

$$d = 48 \text{ мм}$$

Матеріал шатуна - сталь 40Х
- модуль пружності матеріалу

$$E_{III} = 2.2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

- коефіцієнт лінійного розширення

$$\alpha_{Г} = 1 \cdot 10^{-5} \frac{1}{K}$$

Матеріал втулки - бронза
- модуль пружності матеріалу

$$E_{B} = 1.15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

- коефіцієнт лінійного розширення

$$\alpha_{B} = 1.8 \cdot 10^{-5} \frac{1}{K}$$

Вибираємо матеріал шатуна: сталь 40Х ГОСТ 10702-78

З таблиці 11.2 та 11.3 [5, ст. 249] для сталі 40Х:

Межа міцності

$$\sigma_B = 1020 \text{ МПа}$$

Межа втомності при згинанні

$$\sigma_{-1} = 350 \text{ МПа}$$

Межа втомності розтягання - стискання

$$\sigma_{-1p} = 300 \text{ МПа}$$

Межа текучості

$$\sigma_T = 800 \text{ МПа}$$

Коефіцієнти приведення циклу:

при згинанні

$$\alpha_{\sigma_3} = 0.21 \text{ МПа}$$

при розтяганні - стисненні

$$\alpha_{\sigma_{pc}} = 0.17 \text{ МПа}$$

При згинанні:

$$\beta_{\sigma_3} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} = 0.438 \qquad \frac{\beta_{\sigma_3} - \alpha_{\sigma_3}}{1 - \beta_{\sigma_3}} = 0.404$$

при розтягуванні

$$\beta_{\sigma_p} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T} = 0.375 \qquad \frac{(\beta_{\sigma_p} - \alpha_{\sigma_{pc}})}{(1 - \beta_{\sigma_p})} = 0.328$$

Розрахунок допоміжних величин

Площа поршня

$$F_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d_{\Pi}^2}{4}$$

$$F_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d_{\Pi}^2}{4} \cdot 10^{-2} = 176.715 \text{ см}^2$$

Радіальна товщина стінки головки

$$h_r = \frac{(d_r - d)}{2}$$

$$h_r = \frac{(d_r - d)}{2} = 6.000 \text{ мм}$$

Радіальна товщина стінки втулки

$$S_B = \frac{(d - d_{\Pi})}{2}$$

$$S_B = \frac{(d - d_{\Pi})}{2} = 4.000 \text{ мм}$$

Розрахунок перетину I-I

Максимальне напруження пульсуючого циклу

$$\sigma_{\max} = \frac{(m_{\Pi} + m_{B.\Gamma}) \cdot \omega_{x.x.\max}^2 \cdot R_K \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}}{2h_{\Gamma} \cdot l_{\text{III}}} \text{ , МПа}$$

де $m_{B.\Gamma} = 0.08 \cdot m_{\text{III}} = 0.6$ кг - маса частини головки вище перетину I-I:

$$\omega_{x.x.\max} = \frac{\pi \cdot n_{x.x.\max}}{30} = 168 \text{ с}^{-1} \text{ - максимальні кутова швидкість}$$

колінчастого валу на холостому ході.

$$R_K = \frac{S}{2} \cdot 10^{-3} = 0.09 \text{ м - радіус кривошипу;}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{(m_{\Pi} + m_{B.\Gamma}) \cdot \omega_{x.x.\max}^2 \cdot R_K \cdot (1 + \lambda)}{2 \cdot h_{\Gamma} \cdot l_{\text{III}}} = 30.937 \text{ МПа}$$

Середнє напруження

$$\sigma_{m0} = \frac{\sigma_{\max}}{2}$$

$$\sigma_{m0} = \frac{\sigma_{\max}}{2} = 15.469 \text{ МПа}$$

Амплітуда напружень

$$\sigma_{a0} = \frac{\sigma_{\max}}{2}$$

$$\sigma_{a0} = \frac{\sigma_{\max}}{2} = 15.469 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ak0} = \frac{\sigma_{a0} \cdot k_{\sigma}}{(\epsilon_M \cdot \epsilon_{\Pi})}, \text{ МПа}$$

де $k_{\sigma} = 1.2 + 1.8 \cdot 10^{-4} \cdot (\sigma_B - 400) = 1.3$ - ефективний коефіцієнт концентрації напружень (головка не має різких переходів);

$\epsilon_M = 0.77$ - масштабний коефіцієнт;

$\epsilon_{\Pi} = 0.72$ - коефіцієнт поверхневої чутливості

$$\sigma_{ak0} = \frac{\sigma_{a0} \cdot k_{\sigma}}{(\epsilon_M \cdot \epsilon_{\Pi})} = 36.596 \text{ МПа}$$

Запас міцності в перетині I-I визначаємо за межею втомності

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{(\sigma_{ak0} + \alpha_{\sigma pc} \cdot \sigma_{m0})}$$

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{(\sigma_{ak0} + \alpha_{\sigma pc} \cdot \sigma_{m0})} = 7.6$$

Напруження від запресованої втулки:

сумарний натяг

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t$$

де $\Delta = 0.04$ мм - натяг посадки бронзової втулки

$\Delta T = 110$ К - середня температура підігріву головки та втулки

$$\Delta_t = d \cdot (\alpha_B - \alpha_{\Gamma}) \Delta T = 0.0422 \text{ мм}$$

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t = 0.082 \text{ мм}$$

Питомий тиск на поверхні зіткнення втулки з головкою

$$p = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \cdot \left[\frac{(d_{\Gamma}^2 + d^2) \div [(d_{\Gamma}^2 - d^2) + \mu]}{E_{\Pi}} + \frac{(d^2 + d_{\Pi}^2) \div [(d^2 - d_{\Pi}^2) - \mu]}{E_B} \right]}$$

де $\mu = 0.3$ - коефіцієнт Пуассона;

$$p = \frac{\Delta \Sigma}{d \cdot \left[\frac{\left(d_{\Gamma}^2 + d^2 \right) \div \left[\left(d_{\Gamma}^2 - d^2 \right) + \mu \right]}{E_{\text{ш}}} \dots + \frac{\left(d^2 + d_{\Pi}^2 \right) \div \left[\left(d^2 - d_{\Pi}^2 \right) - \mu \right]}{E_{\text{в}}} \right]} = 24.85 \text{ МПа}$$

Напруження від суммарного натягу на зовнішній поверхні головки

$$\sigma_a = \frac{p \cdot 2 \cdot d^2}{\left(d_{\Gamma}^2 - d^2 \right)}$$

$$\sigma_a = \frac{p \cdot 2 \cdot d^2}{\left(d_{\Gamma}^2 - d^2 \right)} = 88.4 \text{ МПа}$$

Напруження від сумарного натягу на внутрішній поверхні головки

$$\sigma_i = \frac{p \cdot \left(d_{\Gamma}^2 + d^2 \right)}{\left(d_{\Gamma}^2 - d^2 \right)}$$

$$\sigma_i = \frac{p \cdot \left(d_{\Gamma}^2 + d^2 \right)}{\left(d_{\Gamma}^2 - d^2 \right)} = 113.21 \text{ МПа}$$

Розрахунок перетину А-А

максимальна сила, яка розтягує головку на номінальному режимі:

$$P_{j\Pi} = -m_{\Pi} \cdot R_K \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda)$$

$$\text{де } \omega = \frac{\pi \cdot n_N}{30} = 157 \text{ с}^{-1}$$

$$P_{j\Pi} = -m_{\Pi} \cdot R_K \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda) = -14631.4 \text{ Н}$$

Нормальна сила в перетині О-О :

$$N_{j0} = -P_{j\Pi} \cdot \left(0.572 - 0.0008 \cdot \varphi_{\text{ш.з}} \right), \text{ Н}$$

де $\varphi_{\text{ш.з}} = 110^\circ$ - кут закладення

$$N_{j0} = -P_{j\Pi} \cdot (0.572 - 0.0008 \cdot \varphi_{\text{ш.з}}) = 7081.6 \text{ Н}$$

Згинаючий момент в перетині О-О :

$$M_{j0} = -P_{j\Pi} \cdot r_{\text{cp}} \cdot (0.0033 \cdot \varphi_{\text{ш.з}} - 0.0297)$$

$$\text{де } r_{\text{cp}} = \frac{(d_{\Gamma} + d)}{4} = 27 \text{ мм - середній радіус натягу;}$$

$$M_{j0} = -P_{j\Pi} \cdot r_{\text{cp}} \cdot (0.00033 \cdot \varphi_{\text{ш.з}} - 0.0297) 10^{-3} = 2.61 \text{ кН*м}$$

Нормальна сила в розрахунковому перетині від розтягуючої сили:

$$N_{j\varphi.\text{ш.з}} = (N_{j0} \cdot \cos(\varphi_{\text{ш.з}} \cdot \text{deg})) - 0.5 P_{j\Pi} \cdot (\sin(\varphi_{\text{ш.з}} \cdot \text{deg}) - \cos(\varphi_{\text{ш.з}} \cdot \text{deg}))$$

$$N_{j\varphi.\text{ш.з}} = (N_{j0} \cdot \cos(\varphi_{\text{ш.з}} \cdot \text{deg})) \dots = 6955 \text{ Н} \\ + -0.5 P_{j\Pi} \cdot (\sin(\varphi_{\text{ш.з}} \cdot \text{deg}) - \cos(\varphi_{\text{ш.з}} \cdot \text{deg}))$$

Згинаючий момент в розрахунковому перетині від розтягуючої сили:

$$M_{j\varphi.\text{ш.з}} = M_{j0} + N_{j0} \cdot r_{\text{cp}} \cdot 10^{-3} \cdot (1 - \cos(\varphi_{\text{ш.з}} \cdot \text{deg})) \dots \\ + 0.5 \cdot P_{j\Pi} \cdot r_{\text{cp}} \cdot 10^{-3} \cdot (\sin(\varphi_{\text{ш.з}} \cdot \text{deg}) - \cos(\varphi_{\text{ш.з}} \cdot \text{deg}))$$

$$M_{j\varphi.\text{ш.з}} = M_{j0} + N_{j0} \cdot r_{\text{cp}} \cdot 10^{-3} \cdot (1 - \cos(\varphi_{\text{ш.з}} \cdot \text{deg})) \dots = 512.37 \text{ Н} \\ + -0.5 \cdot P_{j\Pi} \cdot r_{\text{cp}} \cdot 10^{-3} \cdot \left(\begin{array}{l} \sin(\varphi_{\text{ш.з}} \cdot \text{deg}) \dots \\ + -\cos(\varphi_{\text{ш.з}} \cdot \text{deg}) \end{array} \right)$$

Напруження на зовнішньому волокні від розтягуючої сили

$$\sigma_{aj} = \left[2 \cdot M_{j\varphi.\text{ш.з}} \cdot \frac{6r_{\text{cp}} + h_{\Gamma}}{h_{\Gamma} \cdot (2 \cdot r_{\text{cp}} + h_{\Gamma})} + K_{\text{p}} \cdot N_{j\varphi.\text{ш.з}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{\text{ш}} \cdot h_{\Gamma}}$$

$$\text{де } F_{\Gamma} = (d_{\Gamma} - d) \cdot l_{\text{ш}} = 600 \text{ мм}^2$$

$$F_{\text{В}} = (d - d_{\Pi}) \cdot l_{\text{ш}} = 400 \text{ мм}^2$$

$$K_{\text{p}} = \frac{E_{\text{ш}} \cdot F_{\Gamma}}{E_{\text{ш}} \cdot F_{\Gamma} + E_{\text{В}} \cdot F_{\text{В}}} = 0.742$$

$$\sigma_{aj} = \left[\frac{k_{ш} \cdot M_{j\varphi.ш.з} \cdot \frac{6(r_{cp} + h_r) \cdot 10^{-3}}{h_r \cdot 10^{-3} \cdot [2 \cdot (r_{cp} + h_r) \cdot 10^{-3}]} \dots \right] \cdot \frac{1}{l_{ш} \cdot h_r} = 734.5 \quad \text{МПа}$$

Сумарна сила, яка стискає головку:

$$P_{сж} = (p_{zd} - p_0) \cdot F_{\Pi} - m_{\Pi} \cdot R_K \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\varphi) + \lambda \cdot \cos(2\varphi))$$

де $p_0 = 0.1 \text{ МПа}$

$$P_{сж} = (p_{zd} - p_0) \cdot F_{\Pi} \cdot 10^2 \dots = 153021 \text{ Н}$$

$$+ -m_{\Pi} \cdot R_K \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\varphi \cdot \text{deg}) + \lambda \cdot \cos(2\varphi \cdot \text{deg}))$$

Нормальна сила в розрахунковому перетині від стискаючої сили:

$$N_{сж\varphi.ш.з} = P_{сж} \cdot (k_{N_P} + f_{\varphi.ш.з1})$$

де $k_{N_P} = 0.0009$ - визначають за табл. 13.2 згідно [5 ст. 286]

$$f_{\varphi.ш.з1} = \frac{\sin(\varphi_{ш.з} \cdot \text{deg})}{2} - \frac{\varphi_{ш.з} \cdot \text{deg}}{\pi} \cdot \sin(\varphi_{ш.з} \cdot \text{deg}) \dots = 0.0045$$

$$+ \frac{-1}{\pi} \cdot \cos(\varphi_{ш.з} \cdot \text{deg})$$

$$f_{\varphi.ш.з2} = 1 - \cos(\varphi_{ш.з} \cdot \text{deg}) = 1.342 \quad \text{- визначають за табл. 13.3 згідно [5 ст. 287]}$$

$$N_{сж\varphi.ш.з} = P_{сж} \cdot (k_{N_P} + f_{\varphi.ш.з1}) = 820 \quad \text{Н}$$

Згинаючий момент в розрахунковому перетині від стискаючої сили:

$$M_{сж\varphi.ш.з} = P_{сж} \cdot r_{cp} \cdot (k_{M_P} + k_{N_P} \cdot f_{\varphi.ш.з2} - f_{\varphi.ш.з1})$$

де $k_{M_P} = 0.00025$

$$M_{сж\varphi.ш.з} = P_{сж} \cdot r_{cp} \cdot (k_{M_P} + k_{N_P} \cdot f_{\varphi.ш.з2} - f_{\varphi.ш.з1}) \cdot 10^{-3} = -12.4 \quad \text{Н*м}$$

Напруження на зовнішньому волокні від стискаючої сили

$$\sigma_{асж} = \left[\frac{2M_{сж\varphi.ш.з} \cdot \frac{6(r_{cp} + h_r) 10^{-3}}{h_r \cdot 10^{-3} \cdot [2(r_{cp} + h_r) \cdot 10^{-3}]} \dots \right] \cdot \frac{1}{l_{ш} \cdot h_r}$$

$$\sigma_{асж} = \left[\frac{2M_{сж\varphi.ш.з} \cdot \frac{6(r_{cp} + h_r) 10^{-3}}{h_r \cdot 10^{-3} \cdot [2(r_{cp} + h_r) \cdot 10^{-3}]} \dots \right] \cdot \frac{1}{l_{ш} \cdot h_r} = -39.3 \text{ МПа}$$

Максимальне напруження асиметричного циклу:

$$\sigma_{max} = \sigma_a + \sigma_{aj}$$

$$\sigma_{max} = \sigma_a + \sigma_{aj} = 822.9 \text{ МПа}$$

Мінімальне напруження асиметричного циклу:

$$\sigma_{min} = \sigma_a + \sigma_{асж}$$

$$\sigma_{min} = \sigma_a + \sigma_{асж} = 49.1 \text{ МПа}$$

Середнє напруження та амплітуда напружень:

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{max} + \sigma_{min})}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{max} + \sigma_{min})}{2} = 435.97 \text{ МПа}$$

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2} = 386.9 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ак} = \frac{\sigma_a \cdot k_{\sigma}}{(\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II})}$$

$$\sigma_{ак} = \frac{\sigma_a \cdot k_{\sigma}}{(\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II})} = 915.3 \text{ МПа}$$

$$\text{Так як } \sigma_{ак_m} = \frac{\sigma_{ак}}{\sigma_m} = 2.1 > \frac{\beta_{\sigma_3} - \alpha_{\sigma_3}}{1 - \beta_{\sigma_3}} = 0.404$$

Запас міцності в перетині А-А визначаємо за межею втомності:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{(\sigma_{ак} + \alpha_{\sigma 3} \cdot \sigma_m)}$$

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{(\sigma_{ак} + \alpha_{\sigma 3} \cdot \sigma_m)} = 1.490$$

3.1.2.2 Розрахунок кривошипної головки шатуна

Початкові дані для розрахунку кривошипної головки:

Радіус кривошипа	$R_K = 0.09 \text{ м}$
Маса поршневої групи	$m_{II} = 5.25 \text{ кг}$
Маса шатунної групи	$m_{III} = 7.55 \text{ кг}$
Максимальні кутові оберти колінчастого валу на х.х.	$\omega_{х.х. max} = 168 \text{ с}^{-1}$
Кривошипно шатунне відношення	$\lambda = 0.255$
З таблиці 13.4 [5, ст. 319] приймаємо:	
Діаметр шатунної шийки	$d_{ш.ш.} = 86 \text{ мм}$
Товщина стінки вкладиша	$t_b = 3.0 \text{ мм}$
Відстань між шатунними болтами	$C_6 = 120 \text{ мм}$
Довжина кривошипної головки	$l_K = 70 \text{ мм}$

Розрахунок кривошипної головки на міцність

Максимальна сила інерції

$$P_{jp} = -\omega_{х.х. max}^2 \cdot R_K \cdot [(m_{II} + m_{ш.п}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{ш.к} - m_{к.р})] \cdot 10^{-6}$$

де $m_{ш.п} = 1.15$

$m_{ш.к} = 2.52$ кг - маси шатунної групи, які утворюють зворотньо-поступальний та обертальний рухи;

$$m_{к.р} = 0.25m_{III} = 1.888 \text{ кг}$$

$$P_{jp} = -\omega_{x.x.max}^2 \cdot R_K \cdot \left[\frac{(m_{\Pi} + m_{ш.п}) \cdot (1 + \lambda) \dots}{+ (m_{ш.к} - m_{к.р})} \right] \cdot 10^{-6} = -0.0219 \text{ МН}$$

Момент опору розрахункового перетину

$$W_{из} = \frac{l_K \cdot (0.5 \cdot C_6 - r_1)^2}{6}, \text{ м}^3$$

де $r_1 = 0.5(d_{ш.ш.} + 2t_B) = 46 \text{ мм}$ - внутрішній радіус кривошипної головки шатуна

$$W_{из} = \frac{l_K \cdot (0.5 \cdot C_6 - r_1)^2 \cdot 10^{-9}}{6} = 2.29 \times 10^{-6} \text{ м}^3$$

Моменти інерції вкладиша та кришки

$$J_B = l_K \cdot t_B^3$$

$$J_B = l_K \cdot t_B^3 \cdot 10^{-12} = 1.89 \times 10^{-9} \text{ м}^4$$

Моменти інерції вкладиша та кришки

$$J = l_K \cdot (0.5 C_6 - r_1)^3$$

$$J = l_K \cdot (0.5 C_6 - r_1)^3 \cdot 10^{-12} = 1.9 \times 10^{-7} \text{ м}^4$$

Напруження згину кришки та вкладиша

$$\sigma_{из} = P_{jp} \cdot \left[\frac{0.023 C_6}{\left(\frac{1 + J_B}{J} \right) \cdot W_{из}} + \frac{0.4}{F_{Г}} \right]$$

$$\text{де } F_{ГВ} = l_K \cdot 0.5 \cdot (C_6 - d_{ш.ш.}) \cdot 10^{-6} = 0.00119 \text{ м}^2$$

$$\sigma_{из} = -P_{jp} \cdot \left[\frac{0.023 (C_6 \cdot 10^{-3})}{\left(1 + \frac{J_B}{J} \right) \cdot W_{из}} + \frac{0.4}{F_{ГВ}} \right] = 33.5 \text{ МПа}$$

3.1.2.3 Розрахунок стрижня шатуна

Початкові дані для розрахунку:

Сумарна сила, яка стискає головку

$$P_{с.ж} = 0.0154 \text{ МН}$$

Кут повороту колінчастого валу

$$\varphi = 390^{\circ}$$

Розтягуюча сила

$$P_p = -0.0207 \text{ МН}$$

Кут повороту колінчастого валу

$$\varphi_0 = 0^{\circ}$$

Довжина шатуна

$$L_{ш} = 320 \text{ мм}$$

З таблиці 13.5 [5, ст. 319] приймаємо:

$$h_{ш} = 48 \text{ мм}$$

$$b_{ш} = 36 \text{ мм}$$

$$a_{ш} = 6 \text{ мм}$$

$$t_{ш} = 5 \text{ мм}$$

З розрахунків поршневої та кривошипної головок:

$$d = 86 \text{ мм}$$

$$d_1 = 90 \text{ мм}$$

Характеристика міцності матеріалу шатуна - Сталь 40Х

Розрахунок параметрів стійкості двотаврового перетину стрижня шатуна будемо здійснювати згідно наступної розрахункової схеми:

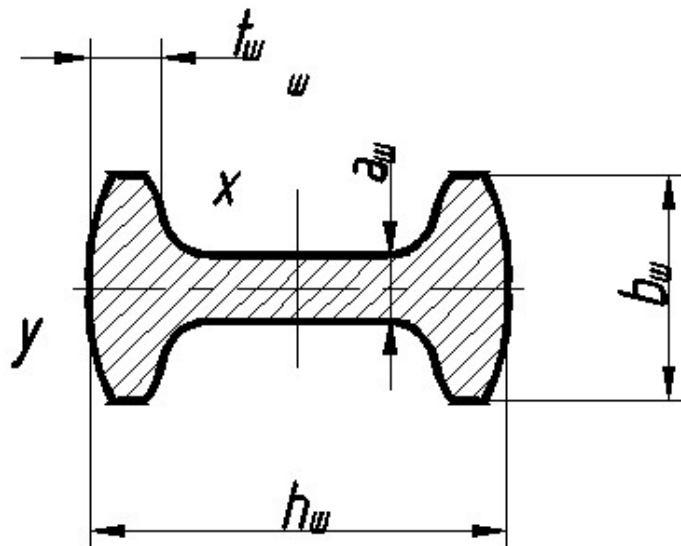


Рисунок 3.2 - Розрахункова схема двотаврового перетину стрижня шатуна

Площа розрахункового двотаврового перетину В-В

$$F_{\text{ср.2T}} = h_{\text{ш}} \cdot b_{\text{ш}} - (b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}}) \cdot (h_{\text{ш}} - 2t_{\text{ш}})$$

$$F_{\text{ср.2T}} = h_{\text{ш}} \cdot b_{\text{ш}} - (b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}}) \cdot (h_{\text{ш}} - 2t_{\text{ш}}) = 588 \text{ мм}^2$$

Моменти інерції розрахункового двотаврового перетину В-В

- в горизонтальній площині

$$J_{x.2T} = \frac{\left[b_{\text{ш}} \cdot h_{\text{ш}}^3 - (b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}}) \cdot (h_{\text{ш}} - 2t_{\text{ш}})^3 \right]}{12}$$

$$J_{x.2T} = \frac{\left[b_{\text{ш}} \cdot h_{\text{ш}}^3 - (b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}}) \cdot (h_{\text{ш}} - 2t_{\text{ш}})^3 \right] \cdot 10^{-12}}{12} = 1.946 \times 10^{-7} \text{ м}^4$$

- в вертикальній площині

$$J_{y.2T} = \frac{\left[h_{\text{ш}} \cdot b_{\text{ш}}^3 - (h_{\text{ш}} - 2t_{\text{ш}}) \cdot (b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}})^3 \right]}{12}$$

$$J_{y.2T} = \frac{\left[h_{\text{ш}} \cdot b_{\text{ш}}^3 - (h_{\text{ш}} - 2t_{\text{ш}}) \cdot (b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}})^3 \right] \cdot 10^{-12}}{12} = 1.011 \times 10^{-7} \text{ м}^4$$

Середня площа розрахункового перетину стрижня шатуна

$$F_{\text{ср.п}} = F_{\text{ср.2T}} = 588 \text{ мм}^2$$

Опосередковані моменти інерції стрижня шатуна

- в горизонтальній площині

$$J_x = J_{x.2T} = 1.9 \times 10^{-7} \text{ м}^4$$

- у вертикальній площині

$$J_y = J_{y.2T} = 1 \times 10^{-7} \text{ м}^4$$

Максимальні напруження від стискаючої сили:

в площині гойдання шатуна

$$\sigma_{\text{maxx}} = \frac{K_x \cdot P_{\text{с.ж}}}{F_{\text{ср.п}}}$$

$$\text{де } K_x = \left[1 + \frac{\sigma_B}{\pi^2 \cdot E_{\text{ш}}} \cdot \frac{(L_{\text{ш}})^2 \cdot 10^{-6}}{J_x} \cdot F_{\text{ср.п}} \cdot 10^{-6} \right] = 1.145$$

$$\sigma_{\text{maxx}} = \frac{K_x \cdot P_{\text{с.ж}}}{F_{\text{ср.п}} \cdot 10^{-6}} = 30 \quad \text{МПа}$$

в площині, перпендикулярній до площини гойдання шатуна

$$\sigma_{\text{maxy}} = \frac{K_y \cdot P_{\text{сж}}}{F_{\text{ср}}}$$

$$\text{де } L_1 = L_{\text{ш}} - \frac{(d + d_1)}{2} = 232 \quad \text{мм}$$

$$K_y = \left(1 + \frac{\sigma_B}{\pi^2 \cdot E_{\text{ш}}} \cdot \frac{L_1^2 \cdot 10^{-6}}{4J_x} \cdot F_{\text{ср.п}} \cdot 10^{-6} \right) = 1.019$$

$$\sigma_{\text{maxy}} = \frac{K_y \cdot P_{\text{сж}}}{F_{\text{ср.п}}} = 265.210 \quad \text{МПа}$$

Мінімальне напруження від розтягуючої сили

$$\sigma_{\text{min1}} = \frac{P_p}{F_{\text{ср.п}}}$$

$$\sigma_{\text{min1}} = \frac{P_p}{F_{\text{ср.п}} \cdot 10^{-6}} = -35.204 \quad \text{МПа}$$

Середнє напруження і амплітуда циклу

$$\sigma_{\text{mx}} = \frac{(\sigma_{\text{maxx}} - \sigma_{\text{min}})}{2}$$

$$\sigma_{\text{mx}} = \frac{(\sigma_{\text{maxx}} - \sigma_{\text{min}})}{2} = -9.5 \quad \text{МПа}$$

$$\sigma_{my} = \frac{(\sigma_{maxy} - \sigma_{min})}{2}$$

$$\sigma_{my} = \frac{(\sigma_{maxy} - \sigma_{min})}{2} = 108.1 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ax} = \frac{(\sigma_{maxx} + \sigma_{min})}{2}$$

$$\sigma_{ax} = \frac{(\sigma_{maxx} + \sigma_{min})}{2} = 39.5 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ay} = \frac{(\sigma_{maxy} + \sigma_{min})}{2}$$

$$\sigma_{ay} = \frac{(\sigma_{maxy} + \sigma_{min})}{2} = 157.1 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{акх} = \frac{\sigma_{ax} \cdot k_{\sigma}}{(\epsilon_{M1} \cdot \epsilon_{П1})}$$

де $\epsilon_{M1} = 0.8$ - масштабний коефіцієнт;

$\epsilon_{П1} = 1.3$ - коефіцієнт поверхневої чутливості

$$\sigma_{акх} = \frac{\sigma_{ax} \cdot k_{\sigma}}{(\epsilon_{M1} \cdot \epsilon_{П1})} = 50 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{аку} = \frac{\sigma_{ay} \cdot k_{\sigma}}{(\epsilon_{M1} \cdot \epsilon_{П1})}$$

$$\sigma_{аку} = \frac{\sigma_{ay} \cdot k_{\sigma}}{(\epsilon_{M1} \cdot \epsilon_{П1})} = 198.2 \text{ МПа}$$

$$\text{Так як } \sigma_{акх_mx} = \frac{\sigma_{акх}}{\sigma_{mx}} = -5.2 > \frac{(\beta_{\sigma p} - \alpha_{\sigma pc})}{(1 - \beta_{\sigma p})} = 0.328 \quad \text{та}$$

$$\sigma_{\text{аку_мх}} = \frac{\sigma_{\text{аку}}}{\sigma_{\text{мy}}} = 1.8 > 0.328, \text{ то запаси міцності в перетині В-В}$$

визначаємо за межею втомності:

$$n_{\sigma x} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{\text{акх}} + \alpha_{\sigma \text{pc}} \cdot \sigma_{\text{мх}}}$$

$$n_{\sigma x} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{\text{акх}} + \alpha_{\sigma \text{pc}} \cdot \sigma_{\text{мх}}} = 6.22$$

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{\text{аку}} + \alpha_{\sigma \text{pc}} \cdot \sigma_{\text{мy}}}$$

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{\text{аку}} + \alpha_{\sigma \text{pc}} \cdot \sigma_{\text{мy}}} = 1.4$$

3.2 Розробка конструкції каналу подачі мастила для охолодження поршня.

3.2.1 Проблеми пов'язані з теплонапруженим станом поршня.

Форсування двигуна супроводжується зростанням температури днища поршня, та його тепло-напруженості. У результаті істотно знижується його міцність, погіршуються умови мащення, а у двигунів з зовнішнім сумішоутворенням підвищується небезпека детонаційного згоряння. Покращення процесу згоряння, за рахунок збільшення температури днища поршня до певного рівня, забезпечує спалювання відкладень продуктів неповного згоряння палива і масла.

В даний час для охолодження поршнів дизелів з помірним ступенем форсування, а також для високофорсованих бензинових двигунів застосовується струминне охолодження, при якому струмінь масла, що подається з закріпленої в картері двигуна форсунки, і омиває внутрішню поверхню поршня. Широке розповсюдження цього способу охолодження пояснюється його ефективністю і конструктивною простотою.

На відміну від струминного, спосіб охолодження розбризкуванням, передбачає розбризкування крапель мастила на навколишні поверхні при обертанні та швидкому зануренні деталей обертально-рухливих мас шатунно-поршневої групи в піддон з мастилом. В наслідок цього, за умов нагрівання мастила та зниження його в'язкості, в картері утворюється «масляний туман». Це своєрідна хмара із найдрібніших крапель мастила, що хаотично рухаючись довільно осідають на контактні внутрішні поверхні двигуна. Певна частина осідає і на внутрішню поверхню юбки поршня. Даний спосіб доволі простий і ефективний, але попадання часточок мастила на поверхні відбувається хаотично, що не може гарантувати утворення рівномірної та стійкої масляної плівки на поверхнях деталей.

Для високофорсованих дизелів застосовують галерейне охолодження, при якому відбувається циркуляція і збовтування масла у внутрішній кільцевій порожнині поршня. Цей метод є більш ефективним, проте конструкція поршня при цьому ускладнюється і збільшується його вартість.

					ПННІ НУК 142.44.22.20.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		68

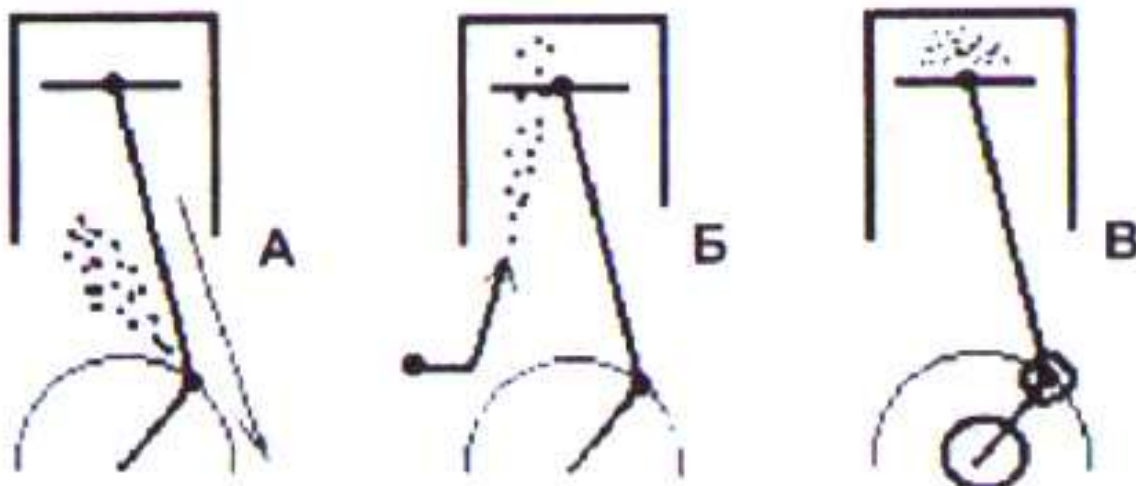


Рис. 3.3 – Схеми охолодження поршня мастилом.

А - охолодження розбризкуванням, Б - охолодження за допомогою масляної форсунки і В - масляне охолодження шляхом циркуляції масла або шляхом збовтування масла в порожнинах поршня.

Слід зазначити, що для бензинових двигунів альтернативи струминному охолодженню на даний момент немає. Зважаючи на безперервне форсування двигунів, питання інтенсифікації теплообміну в даному випадку стоїть особливо гостро і змушує вишукувати резерви підвищення ефективності цього способу охолодження поршня.

Теплообмін між маслом і охолоджуваною поверхнею поршня при струменевому охолодженні досі залишається маловивченим явищем, що викликано яскраво вираженою нестаціонарністю та локальністю параметрів теплообміну, їх залежністю від режимів роботи двигуна, конструкції поршня і форсунки. Розроблені методи розрахунку процесу теплообміну між поршнем і охолоджуючим маслом носять, як правило, емпіричний характер, а їх застосування обмежене умовами, при яких вони були отримані.

У зв'язку зі складністю гідродинамічних явищ, що мають місце при струменевому охолодженні поршня, облік найбільш значущих чинників, що впливають на точність опису цих явищ, можливий тільки при проведенні чисельних, або натурних експериментів.

Тому лише застосування математичного моделювання теплового і напружено-деформованого стану деталей двигуна сприяє досягненню значної економії тимчасових і інтелектуальних ресурсів при проектуванні та доведенні ДВЗ.

3.2.2 Розробка конструкції каналу для охолодження поршня.

Розглянувши наведені вище схеми охолодження поршнів, проаналізувавши їх переваги та недоліки, було прийнято рішення піти новим шляхом щодо вирішення вищезазначеної проблеми.

Так в даному проекті пропонується конструкція окремого незалежного трубчастого знімного каналу. Він виконується у вигляді довгої тонкої трубки круглого перерізу з кріпленнями і штуцером, для підключення до отвору підводу мастила. Кріпиться даний портативний канал охолодження до шатуна, в нижній його частині що відноситься до нижньої кришки.

Для підключення трубки охолодження в тілі шатуна необхідно зробити технологічний різьбовий отвір. Свердлення такого отвору необхідно здійснювати під кутом до центральної вісі шатуна, з наступним виходом до каналу підводу мастила на шатунній шийці колінчастого валу.

Свердлильна та різьбонарізувальна операція, неодмінно на зовнішній поверхні нижньої кришки шатуна залишить гостру кромку, що може призвести до порушення щільного прилягання вкладиша, та як результату його прокручування, що є не допустимим. Тому весь технологічний процес виготовлення отвору масло підводу необхідно завершити обробкою та видаленням гострої кромки на зовнішній поверхні нижньої кришки шатуна.

Перевагою запропонованої конструкції є те, що даний канал є знімним і може встановлюватись на шатуні для змащення та охолодження, у випадках необхідності термінового форсування двигуна, з найменшими затратами людських та матеріальних ресурсів. Це дає можливість локально покращити умови омивання внутрішньої поверхні поршня мастилом, а відповідно збільшити інтенсивність процесів тепловідводу. При демонтажу каналу, отвір підводу мастила закривають гужоном.

					ПННІ НУК 142.44.22.20.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		70

3.2.3 Розрахунок параметрів трубчастого каналу для змащення поршня.

Початкові дані для розрахунку:

$d_B = 0.004$ м - внутрішній діаметр трубки підводу мастила;

$t_M = 80$ °C - робоча температура мастила;

$p_M = 400000$ Па - робочий тиск мастила в системі мащення;

$\rho_{20} = 911$ кг/м³ - робоча тиск мастила в системі мащення;

$\alpha_{tM} = 0.000677$ 1/° - поправочний коефіцієнт по густині мастила;

$\mu = 0.85$ - коефіцієнт витрати через орошувальний отвір;

$\Delta\tau = 0.001$ с - час відкритого положення каналу, або час вприскування;

$p_0 = 101300$ Па - тиск середовища;

$i = 6$ - кількість циліндрів двигуна;

Визначимо площу прохідного отвору трубчастого каналу, в м²

$$f_{M.K} = \frac{\pi \cdot d_B^2}{4}$$

$$f_{M.K} = \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} = 1.257 \times 10^{-5}$$

Визначимо робочу густину мастила по формулі Менделєєва, в кг/м³

$$\rho_M = \rho_{20} - \alpha_{tM} \cdot (t_M - 20)$$

$$\rho_M = \rho_{20} - \alpha_{tM} \cdot (t_M - 20) = 911$$

Визначимо швидкість руху мастила в каналі, в м/с

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_M - p_0)}{\rho_M}}$$

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_M - p_0)}{\rho_M}} = 25.6$$

Визначимо об'ємну секундну витрату мастила, в м³/с

$$Q = w \cdot f_{M.K} \cdot \Delta \tau$$

$$Q = w \cdot f_{M.K} \cdot \Delta \tau = 3.2 \times 10^{-7}$$

що за годину роботи буде складати, м³/год

$$Q_{\Gamma} = Q \cdot 3600$$

$$Q_{\Gamma} = Q \cdot 3600 = 1.2 \times 10^{-3}$$

а з урахуванням загальної кількості циліндрів, м³/год

$$Q_{\Gamma\Sigma} = Q_{\Gamma} \cdot i$$

$$Q_{\Gamma\Sigma} = Q_{\Gamma} \cdot i = 7 \times 10^{-3}$$

Визначимо масову секундну витрату мастила, в кг/с

$$G = \mu \cdot \rho_M \cdot w \cdot f_{M.K} \cdot \Delta \tau$$

$$G = \mu \cdot \rho_M \cdot w \cdot f_{M.K} \cdot \Delta \tau = 2.5 \times 10^{-4}$$

що за годину роботи буде складати, кг/год

$$G_{\Gamma} = G \cdot 3600$$

$$G_{\Gamma} = G \cdot 3600 = 0.9$$

а з урахуванням загальної кількості циліндрів, кг/год

$$G_{\Gamma\Sigma} = G_{\Gamma} \cdot i$$

$$G_{\Gamma\Sigma} = G_{\Gamma} \cdot i = 5.4$$

3.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто будову та особливості роботи шатунно-поршневої групи в умовах повного та часткового навантаження. Форсування двигуна тягне за собою появу проблем пов'язаних із зростанням теплової та механічної напруженості, і як наслідок зменшення надійної та довговічної його роботи. Враховуючи вищезазначені проблеми запропоновано вдосконалити конструкцію шатуна за рахунок додавання спеціального маслопідвідного каналу, що забезпечує подачу та розпилення мастила під внутрішню поверхню днища поршня, покращуючи тим самим як процеси тепловідводу так і змащення складових кривошипно-шатунного механізму. Виконано розрахунок шатуна на міцність, а також обчислено геометричні та витратні параметри маслопідвідного каналу.

					ПННІ НУК 142.44.22.20.ПЗ	Аркуш
						73
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, що виникає при експлуатації дизеля.

Під час експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу вихлопні гази.

По характеру впливу компонентів, що містяться в ВГ двигунів на організм людини, вони поділяються на шість груп.

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

II-а група CO – окис вуглецю чи чадний газ.

III-а група це окисли азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (диоксид) азоту NO_2 .

IV-а група, сама найчисельніша, це різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадиєнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів.

V-а група – це альдегіди.

VI-а група в якій окремо виділено сажу.

Усі зазначені речовини (крім сажі) при досягненні визначеної концентрації в повітрі можуть привести до смертельного результату.

4.1.2 Заходи що зниження шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище

Серед основних заходів впливу на процеси що відбуваються в циліндрі двигуна, з точки зору покращення його екологічних показників найбільшого поширення набули наступні:

					ПННІ НУК 142.44.22.20.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		74

- а) регулювання кута випередження подачі палива;
- б) удосконалювання робочих процесів і сумішоутворення;
- в) рециркуляція відпрацьованих газів;
- г) застосування висоякісних палив та присадок до них;
- д) нейтралізація відпрацьованих газів;

4.2 Охорона праці при обслуговуванні дизеля.

4.2.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал по обслуговуванні дизеля:

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей.

Пари палива та мастила.

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

Згідно ГОСТ 12.1.005 – 76 встановлені припустимі границі концентрації пари дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень. При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й олії. Згідно СНіПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м^3 .

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

Пожежна безпека.

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

					ПННІ НУК 142.44.22.20.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		75

Електробезпека.

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.

Освітлення.

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення машинного відділення.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт;
- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (CO ; SO_2 ; CH). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна вентиляція.

Вентиляції, що застосовуються в машинному відділенні: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки і жалюзі, установлені на кожухах димарів. Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

					ПННІ НУК 142.44.22.20.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		76

4.2.2 Визначення рівня шуму і вібрації проектного двигуна.

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.

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

Рівень шуму вироблений двигуном 6ЧН 15/18 визначається по формулі:

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

де n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 1500$ об/хв;

n – робоча частота обертання, $n = 1500$ об/хв;

P_e – номінальна потужність двигуна, $P_e = 280$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \lg(1500 + 280^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{1500}{1500}\right) \right] = 85,823 \text{ Дб};$$

Для зниження аеродинамічного шуму, використовуються глушники різних конструкцій, що дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб. Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 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.

Вібрація виникає через динамічну невідновленість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація викликає морську хворобу, та може викликати ушкодження плечового паса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища.

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	0,6/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

					ПННІ НУК 142.44.22.20.ПЗ		Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			77

Рівень вібрації для двигуна 6ЧН 15/18 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, $m = 1300$ кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{1500 \cdot 280^{0.55} \cdot \left(\frac{1+280}{1300} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{1300}{280}} + 30 \lg \left(\frac{1500}{1500} \right) \right) = 85,894 \text{ Дб};$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші. Одним з найбільш ефективних способів зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації. Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з яких провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15 – 20 Дб.

4.3 Висновок по розділу

З проведених розрахунків щодо визначення рівнів шуму та вібрації створених спроектованим двигуном видно, що їхні значення знаходяться на верхній межі допустимих санітарних норм, що буде справляти негативний вплив на обслуговуючий персонал. Окремо пропонується ряд заходів як: застосування спеціальних вібропоглинаючих опор для двигуна, звукоізолюючих кабін з яких провадиться управління двигуном, використання засобів індивідуального захисту обслуговуючим персоналом, зменшення зазорів в деталях двигуна за рахунок притирання та підгонки деталей.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо підвищення надійності дизельного двигуна, номінальною потужністю 280 кВт, спроектованого на базі прототипу 6ЧН 15/18, за рахунок вдосконалення конструкції шатуна.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування спроектованого двигуна, яким є маневровий тепловоз ТГМ-23Д. Окремо було розглянуто будову двигуна прототипу, та принципи роботи його систем та механізмів.

В другому розділі було визначено параметри робочого циклу спроектованого двигуна що дало можливість побудувати індикаторну діаграму. Розраховано значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та величин складових зовнішнього теплового балансу. Аналіз отриманих результатів спроектованого двигуна та двигуна-прототипу, показав правильність прийнятих рішень.

В третьому розділі розглянуто конструкцію шатуна двигуна прототипу, та виявити її переваги та недоліки. Як результат було виявлено проблеми пов'язані з тепловою та механічною напруженістю шатунно-поршневої групи. Було надано практичні рекомендації вдосконалення конструкції шатуна та покращення умов змащення та охолодження поршня. Це дало можливість вирішити виявлену проблему щодо покращення змащування та охолодження поршня і як наслідок покращити умови надійної та безвідмовної роботи двигуна. Правильність прийнятих конструкторських рішень підтверджується виконаними в розділі розрахунками.

В четвертому розділі було проаналізовано фактори шкідливого впливу спроектованого двигуна на навколишнє середовище. Визначено можливі небезпеки, що можуть виникнути під час його експлуатації або обслуговуванні. Надано практичні рекомендації щодо їх зменшення. Визначено рівні шуму та вібрації для спроектованого двигуна та запропоновано заходи щодо їх зниження.

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 142.44.22.20.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		79

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Діденко О.В., Доценко С.М., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2009 р. – 40 с.

2. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.

3. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.

4. Е.А. Лазарев, А.Ю. Салов, А.Н. Помаз / Функциональные особенности и параметры системы эжекционного охлаждения наддувочного воздуха в дизеле / Вестник ЮУ УрГУ. Серия "Машиностроение", 2014., Т14., №1, стр. 17 - 25

5. Д23 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5 Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом «Інженерна механіка» / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. Діяча науки України проф.. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2004. – 468 с.

6. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997.

7. Система стандартів безпеки праці