

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

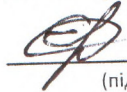
«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2025 р.

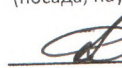
КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Підвищення надійності карбюраторного двигуна для військового автомобіля, потужністю 125 кВт, за рахунок вдосконалення конструкції шатуна. Прототип 8Ч 10/9,5.

Виконав: студент групи 44-ЕМ-23з

 Єрмоленко Є.В.
(підпис)

Керівник роботи:

викладач
(посада, науковий ступень, вчене звання)
 Дубовець А.І.
(підпис)

Первомайськ - 2025 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)

«___» _____ 2025 р.

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

Студенту Єрмоленко Євгену Васильовичу

1. Тема роботи: «Підвищення надійності карбюраторного двигуна для військового автомобіля, потужністю 125 кВт, за рахунок вдосконалення конструкції шатуна. Прототип 8Ч 10/9,5».

Керівник роботи Дубовець А.І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.25 за № 25.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 10.05.25 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 8Ч 10/9,5, номінальною потужністю 110,4 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 автомобіля (ГК), 2. Двигун 8Ч 10/9,5 (СК).

3. Шатунна-поршнева група (СК) 4. Робочі креслення (СК).

Консультанти розділів роботи

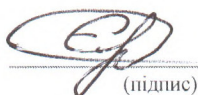
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «10» лютого 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	10.02.2025	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	24.02.2025	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	10.03.2025	
4.	Вдосконалення конструкції шатуна	14.03.25	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	31.03.2025	
6.	Робота з габаритним кресленням об'єкту встановлення двигуна	11.04.25	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	14.04.2025	
8.	Робота з кресленням шатунно-поршневої групи	25.04.25	
9.	Робота з робочими кресленнями деталей	28.04.2025	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	9.05.25	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2025	

Студент


(підпис)

Єрмоленко Є.В.

Керівник роботи


(підпис)

Дубовець А.І.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо підвищення надійності карбюраторного двигуна для військового автомобіля, потужністю 125 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 8Ч 10/9,5, за рахунок вдосконалення конструкції шатуна.

Описано об'єкт встановлення двигуна, яким є військовий автомобіль що працює в складі мобільної вогневої групи. Розглянуто та описано особливості конструкції та роботи двигуна-прототипу.

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

Описано умови роботи шатунно-поршневої групи з урахуванням теплових та механічних навантажень, розглянуто різні варіанти конструктивного виконання ШППГ, зазначено її переваги та недоліки. Виявлено суттєві динамічні навантаження на деталі кривошипно-шатунного механізму карбюраторного двигуна на номінальному режимі та режимі максимальної потужності. Запропоновано нову полегшену конструкцію шатуна за рахунок крокового свердлення стрижня шатуна без зниження його параметрів міцності та надійності. Розраховано параметри міцності головки, стрижня та нижньої головки шатуна з урахуванням запропонованих конструктивних змін.

Описано проблеми щодо шкідливого впливу проектного двигуна на навколишнє середовище під час роботи. Визначено кількісні показники викиду токсичних компонентів проектного двигуна. Проаналізовано основні небезпеки що виникають час ремонту та експлуатації двигуна, та запропоновано заходи щодо їх запобігання. Розраховано рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

Ключові слова: військовий автомобіль, карбюраторний двигун, параметри робочого циклу, шатунно-поршнева група, шатун, датчик, вібрація, шум.

Annotation

In the qualification work, in accordance with the task, a solution is proposed to improve the reliability of a carburetor engine for a 125 kW military vehicle designed on the basis of the 8Ch 10/9.5 prototype engine by improving the connecting rod design.

The object of the engine installation, which is a military vehicle operating as part of a mobile fire group, is described. The design and operation features of the prototype engine are considered and described.

The engine operating cycle parameters are calculated, based on the results of which theoretical and actual indicator diagrams are constructed. The values of the forces and moments acting in the crank mechanism of the engine and the components of the external heat balance are determined.

The operating conditions of the crank-piston group are described, taking into account thermal and mechanical loads, various variants of the design of the CPG are considered, and its advantages and disadvantages are noted. Significant dynamic loads on the parts of the crank mechanism of a carburetor engine at the nominal and maximum power modes are revealed. A new lightweight design of the connecting rod is proposed due to step drilling of the connecting rod rod without reducing its strength and reliability parameters. The strength parameters of the connecting rod head, rod, and lower connecting rod head are calculated taking into account the proposed design changes.

The problems regarding the harmful effects of the designed engine on the environment during operation are described. Quantitative indicators of emissions of toxic components of the designed engine are determined. The main hazards that arise during engine repair and operation are analyzed, and measures to prevent them are proposed. The noise and vibration levels of the designed engine are calculated.

Keywords: military vehicle, carburetor engine, operating cycle parameters, connecting rod and piston group, connecting rod, sensor, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	10
1.1. Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу	10
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу	13
1.3 Висновки по розділу	23
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	24
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	24
2.2. Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	36
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	43
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	51
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	58
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ШАТУНА	60
3.1. Особливості будови та умов роботи шатунної групи	60
3.2. Вдосконалення конструкції шатуна	61
3.3 Розрахунок вдосконаленої конструкції шатуна	63
3.4 Висновки по розділу	82
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	83
4.1. Загальні положення	83
4.2. Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених спроектованим двигуном	84
4.3 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації	85

					<i>ПННІ НУК 142.44.25.04.ПЗ</i>		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив		<i>Ермоленко Є</i>			<i>Пояснювальна записка</i>		
Перевірив		<i>Дидовець А</i>					
Н. Контр.		<i>Дидовець А</i>					
Затвердив.		<i>Нестеренко</i>			<i>ПННІ НУК</i>		
					Лист.	Аркуш	Аркушів
						6	

4.4. Заходи щодо зниження шкідливого впливу проектованого двигуна на навколишнє середовище	88
4.5 Висновки по розділу	89
ВИСНОВКИ	90
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	91
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікація ЗИЛ-130	
Додаток 2 Специфікація двигун 8Ч 10/9,5	
Додаток 3 Специфікація шатунно-поршнева група	

					ПННІ НУК 142.44.25.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		7

ВСТУП

На даний час автомобільні поршневі двигуни залишаються основним видом силових агрегатів у транспортній галузі, забезпечуючи широкий спектр експлуатаційних характеристик, необхідних для легкових, вантажних автомобілів і спеціальної техніки. Зважаючи на зростаючі вимоги до паливної ефективності, екологічності та довговічності двигунів, удосконалення їхніх конструктивних елементів набуває особливої актуальності. Серед таких елементів важливе місце займає шатун, що відіграє ключову роль у перетворенні зворотно-поступального руху поршня на обертальний рух колінчастого валу.

Конструкція та матеріали шатунів безпосередньо впливають на ефективність і надійність роботи двигуна. Високі механічні навантаження, значні температурні коливання та циклічні навантаження призводять до поступової деградації матеріалу, що може спричинити передчасний вихід з ладу двигуна. Тому вдосконалення конструкції шатунів, оптимізація їхньої форми, зменшення маси при збереженні механічної міцності та застосування новітніх матеріалів є актуальними завданнями сучасного двигунобудування.

Таким чином, удосконалення шатунів для поршневих автомобільних двигунів є складним інженерним завданням, вирішення якого вимагає комплексного підходу, що включає аналіз матеріалів, технологій виробництва та математичне моделювання навантажень. У даній роботі розглядаються основні аспекти модернізації шатунної групи з метою підвищення ефективності роботи двигуна та його довговічності.

Вирішення даної проблеми дасть зменшити навантаження на деталі КШМ та покращити показники надійності та довговічності вічності роботи двигуна, в чому і полягає **актуальність даної роботи**.

Мета роботи: полягає в тому, щоб вирішити завдання щодо підвищення надійності роботи карбюраторного двигуна потужністю 125 кВт, спроектованого на базі прототипу 8Ч 10/9,5 для військового автомобіля, за рахунок вдосконалення конструкції шатуна.

					ПННІ НУК 142.44.25.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		8

Завдання які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати будову та призначення автомобіля;
- ознайомитись з будовою двигуна-прототипу, з принципами роботи його систем та механізмів;
- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна та побудувати індикаторну діаграму, розрахувати значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- проаналізувати та описати умови роботи шатунно-поршневої групи а також визначити вплив теплових та механічних навантажень на деталі штатного двигуна. Розглянути різні конструктивні варіанти конструктивні рішення щодо шатуна, та виявити їх переваги та недоліки. Запропонувати нове конструктивне рішення щодо конструкції шатуна на основі проаналізованих рішень. Визначити параметри міцності головки, стрижня та нижньої головки шатуна з урахуванням запропонованих конструктивних змін;
- проаналізувати фактори шкідливого впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначити можливі небезпеки які можуть виникнути під час експлуатації або обслуговування 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 що відбуваються криво-шатунному механізмі карбюраторного двигуна, та їх впливу на надійності роботи двигуна.

Предметом розгляду в даній роботі є вирішення проблем пов'язаних з підвищенням надійності роботи карбюраторного двигуна за вдосконалення конструкції шатуна.

Апробацію результатів роботи здійснено на міжвузівській студентській науково-практичній конференції «Молодь, освіта, наука 2025» що проходила в квітні 2025 року в Первомайському навчально-науковому інституті НУК.

					ПННІ НУК 142.44.25.04.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

1.1 Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу.

1.1.1 Історія появи та технічні характеристики двигуна ЗиЛ-130.

Початком створення автомобіля ЗІЛ-130, можна вважати 1953 рік. Саме в цей час почалася розробка автомобіля ЗІС-125, призначеного для заміни не зовсім вдалої моделі ЗІС-150. Доопрацьований дослідний зразок йшов під цифровим індексом «130», і був розрахований на перевезення 4 тон вантажу.

Під капотом першого прототипу ЗІЛ-130 був встановлений експериментальний, карбюраторний, шести циліндровий, V-подібний двигун ЗІЛ-Е130 робочим об'ємом 5200 см³, та проектною потужністю 135 кінських сил. Але фактично двигун розвивав лише 130 кінських сил, при 3200 хв-1, та мав максимальний обертальний момент 34,6 кг·м при 1900 хв-1, ступінь стиску 6,5, та кут розвалу блоку циліндрів в 90°.

На початку 1958 року дорожні випробування автомобілів показали, що його потужності недостатньо для отримання необхідних динамічних якостей нової машини, яку мали використовувати в якості тягача. Відповідно було прийнято рішення про розробку 8-циліндрового V-подібного двигуна потужністю 150 к.с. Надалі всі роботи були згорнуті і визначено, що напрямом перспективних розробок буде створення восьми циліндрових V-подібних силових агрегатів. У 1958 році місце під капотом з'явився більш вдосконалений восьми циліндровий V-подібний двигун з розвалом блоків циліндрів 90° та потужністю у 150 к.с.

Перші дослідні зразки ЗІЛ-130 пройшли випробування в 1959 році, і на початку 1961-го року затверджено проектне завдання та почалося поетапне освоєння агрегатів нової вантажівки. У вересні 1962-го року була виготовлена перша дослідна партія автомобілів у кількості 5 штук, а у 1963 році з конвеєра зійшли перші машини, і з 1-го жовтня 1964-го року почалося масове серійне виробництво.

					ПННІ НУК 142.44.25.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		10

У червні 1971-го машина була удостоєна державної відзнаки «Знаку якості». На той час крім V-подібного верхньоклапанного двигуна, вже застосовувалися такі передові розробки як: двокамерний карбюратор, повно-поточна масляна центрифуга, гідро-підсилювач рульового управління і коробка передач з синхронізаторами. Крім того за час виробництва, різні системи, агрегати і вузли автомобіля ЗІЛ-130 піддавалися численним удосконаленням, і тому варіант, що сходив з конвеєра в 1994 році, вже різко відрізнявся від версії, виготовленої в перші роки випуску. Випуск автомобіля ЗІЛ-130 відбувався до 30 грудня 1994 року.

Автомобіль ЗІЛ-130 має наступні технічні характеристики:

Повна маса автомобіля ЗІЛ 130, кг.....	10605
Маса спорядженого автомобіля, кг.....	4380
Вантажопідйомність ЗІЛ 130, кг.....	6000
Габаритні розміри ЗІЛ 130, мм.....	6675x2510x2400
Формула коліс ЗІЛ 130.....	4x2
Максимальна швидкість, км / год.....	90
Витрата палива, л/100 км.....	26.5
Розміри платформи ЗІЛ 130, мм.....	3752x2326x575
Двигун ЗІЛ-130	ЗІЛ 5081.1000401, V-подібний, чотиритактний, карбюраторний, верхньоклапанний
Потужність двигуна ЗІЛ 130 при 3200 об / хв, кВт.....	110
Крутний момент двигуна ЗІЛ 130 при 1800 ... 2000 хв-1, Н м.....	401,8

1.1.2 ЗиЛ-130 разом з ЗУ-23-2 в складі мобільних вогневих груп

У сучасних умовах ведення бойових дій, все більшої актуальності набувають мобільні вогневі групи, здатні ефективно протидіяти ворожим безпілотним літальним апаратам. Одним із ключових елементів таких груп є модифіковані вантажні автомобілі ЗиЛ-130, оснащені зенітними установками. Подібні комплекси забезпечують високу мобільність, оперативність розгортання та ефективність ураження повітряних цілей, зокрема дронів-камікадзе типу «Shahed-136».

					ПННІ НУК 142.44.25.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		11

Автомобілі ЗІЛ-130 завдяки своїй надійності, високій прохідності та достатньому запасу вантажопідйомності ідеально підходять для встановлення зенітних засобів, таких як ЗУ-23-2 або інші подібні системи. Поєднання маневреності автомобіля з потужністю зенітного озброєння дозволяє швидко змінювати позиції, уникати ударів у відповідь та прикривати критично важливі об'єкти від повітряних атак.

Основне завдання таких мобільних груп – знищення дронів, що здійснюють удари по цивільній та військовій інфраструктурі. Shahed-136, які активно використовуються противником, є досить повільними та маломаневреними цілями, що робить їх вразливими для зенітних установок малого калібру. Завдяки швидкому реагуванню мобільних вогневих груп вдається мінімізувати ризики та знижувати ефективність атак безпілотників.

Застосування ЗІЛ із зенітними установками у складі мобільних вогневих груп довело свою ефективність на практиці. В умовах постійної зміни тактики ведення бойових дій такі комплекси є важливим елементом системи протиповітряної оборони, сприяючи зменшенню загроз з боку ворожих БПЛА та підвищенню рівня безпеки як на передовій, так і в тилкових районах.

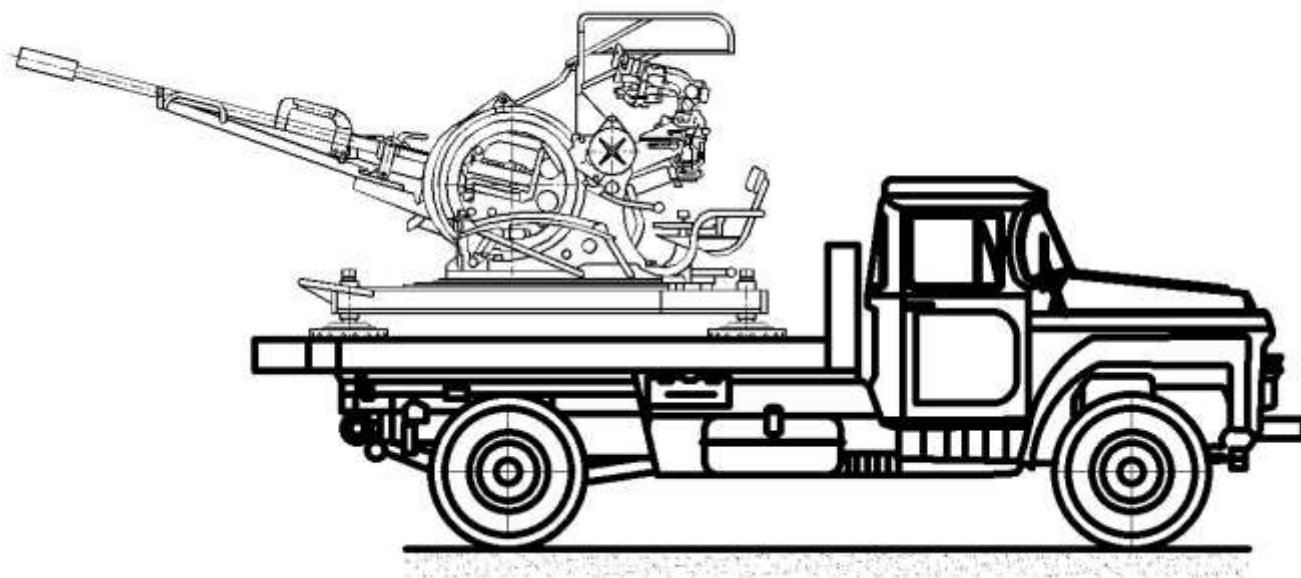


Рис. 1.1 – Автомобіль ЗиЛ-130 з установкою ЗУ-23-3 для мобільних вогневих груп

					ПННІ НУК 142.44.25.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		12

1.2 Опис двигуна-прототипу.

На автомобілі ЗІЛ-130 встановлюють восьми циліндровий карбюраторний чотиритактний V-подібний двигун верхньої клапанної компоновки потужністю 110 кВт при 3000 хв⁻¹.



Рис. 1.2 – Двигун автомобіля ЗІЛ-130 (перспективний вид)

Кривошипно-шатунний механізм складається з: блоку циліндрів з картером, головки циліндрів, поршнів з кільцями, поршневих пальців, шатунів, колінчастого валу, маховика і піддону картера.

Блок циліндрів є основною деталлю двигуна, до якої кріпляться всі механізми і деталі. Циліндри в блоках досліджуваних двигунів розташовані V- подібно в два ряди під кутом 90 °.

Блоки циліндрів відливають з чавуну або алюмінієвого сплаву. У блоці двигуна встановлюють вставні гільзи, омивані охолоджувальною рідиною. Внутрішня поверхня гільзи служить направляючою для поршнів.

					ПННІ НУК 142.44.25.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		13

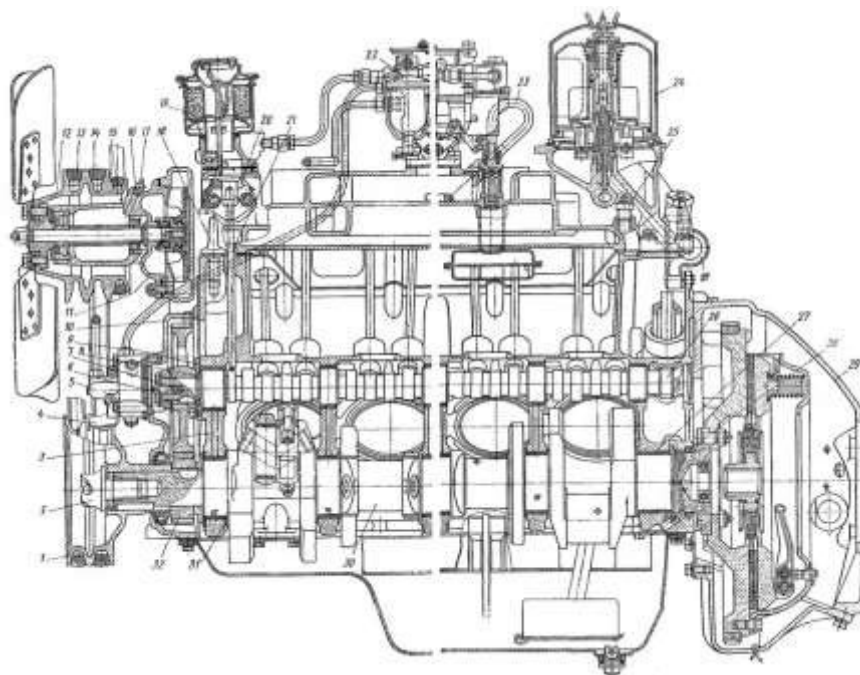


Рис. 1.3 – Повздовжній переріз двигуна автомобіля ЗІЛ-130

Блок циліндрів двигуна ЗІЛ-130 згори закритий двома головками з алюмінієвого сплаву. У голівці циліндрів двигуна ЗІЛ-130 розміщені камери згоряння, в яких є різьбові отвори для свічок запалювання. Для охолодження камер згоряння в голівці, та навколо них виконано спеціальна порожнину.

На голівці циліндрів закріплені деталі газорозподільного механізму. У голівці циліндрів виконані впускні і випускні канали, і встановлені вставні сідла і направляючі втулки клапанів. Для створення герметичності між блоком і головкою циліндрів встановлена прокладка, а кріплення головки до блоку циліндрів здійснено шпильками з гайками.

Картер двигуна закритий піддоном, виштампуваними з листової сталі. Піддон захищає картер від попадання пилу і бруду і використовується в якості резервуара для масла. Піддон кріпиться до площини роз'єму болтами, а для забезпечення герметичності з'єднання застосовують прокладки з картону або з клеєної коркової крихти. Картер через сапун сполучається з атмосферою.

Поршень циліндричний, відлитий з алюмінієвого сплаву. У верхній частині поршня розташована голівка з канавками, в які вставлено поршневі кільця. У спідниці поршня є припливи бобишки з отворами для поршневого пальця.

Поршневі кільця, застосовані в двигуні: компресійні та маслос'ємні. Кільця, виготовлені з чавуну або сталі, мають розріз (замок).

Кількість кілець, встановлюваних на поршнях двигунів, неоднакове. На двигунах ЗІЛ-130 три компресійних кільця, два верхніх хромовані по поверхні дотичною з гільзою. Маслос'ємне кільце зібрано з чотирьох окремих елементів - двох тонких сталевих розрізних кілець і двох гофрованих сталевих розширювачів. Поршковий палець шарнірно з'єднує поршень з верхньою голівкою шатуна. Палець виготовлений у вигляді пустотілого циліндричного стрижня, зовнішня поверхня якого загартована струмом високої частоти.

На двигуні ЗІЛ-130 застосовуються «плаваючі» пальці, які можуть вільно обертатися як у верхній голівці шатуна, так і в бобишках поршня, що сприяє рівномірному зносу пальця. Щоб уникнути задирів циліндрів при виході пальця з бобишек осьове переміщення його обмежується двома розрізними сталевими кільцями, встановленими у виточках розташованих в бобишках поршня.

Шатун складається із сталевих стрижня двотаврового перетину, верхньої нероз'ємної і нижньої роз'ємної головок. У верхній встановлений поршковий палець, а нижня закріплена на шатунній шийці колінчастого валу. Для зменшення тертя у верхню головку шатуна запресована бронзова або біметалічна втулка з бронзовим шаром, а в нижній, що складається з двох частин, встановлено тонкостінні вкладиші, що представляють собою сталеву стрічку, внутрішня поверхня якої покрита тонким шаром антифрикційного сплаву. Обидві частини нижньої головки шатуна скріплені двома болтами, гайки яких фіксуються.

До верхньої і нижньої головок шатуна підводиться масло: до нижньої головки - через канал в колінчастому валу, а до верхньої - через проріз. З нижньої головки шатуна масло через отвір вибризкується на стінки циліндрів. У двигунах на одній шатунній шийці колінчастого валу закріплено по два шатуна.

Колінчастий вал сталевий, і складається з шатунних і корінних шліфованих шийок, щік і противаг. На передньому кінці валу є поглиблення для шпонки розподільної шестерні і шків приводу вентилятора, а також нарізний отвір для кріплення храповика; задня частина валу виконана у вигляді фланця, до якого

					ПННІ НУК 142.44.25.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		15

болтами прикріплений маховик. Кількість шатунних шийок, в два рази менше числа циліндрів, так як на одну шатунну шийку валу встановлено два шатуна - один лівого а інший правого рядів циліндрів.

Шатунні шийки колінчастого валу виконані в різних площинах. На колінчастому валу розташовано по чотири шатунні шийки, розташовані під кутом в 90° . Корінні і шатунні шийки колінчастого валу з'єднані між собою щоками. Для зменшення відцентрових сил, виконані противаги, а шатунні шийки зроблено пустотілими. Корінні і шатунні шийки валу з'єднані каналами, які призначені для підводу масла. Переміщення валу в подовжньому напрямі обмежене сталевими бабітовими шайбами. У місцях виходу колінчастого валу з картера є сальники.

Шатунні та корінні підшипники представляють собою підшипники ковзання, що виконані у вигляді вкладишів, і складаються з двох половинок, встановлених у нижній головці шатуна, і в гнізді блоку і кришці корінного підшипника. Від прокручування вкладки утримуються виступом, які входять у паз шатунного чи корінного підшипника.

Маховик виготовлений у вигляді масивного чавунного диска і прикріплений до фланця колінчастого валу болтами з гайками, та не симетрично розташованими болтами.

Картер двигуна, відлитий разом із блоком циліндрів, є базовою деталлю. До картера кріпляться деталі кривошипно-шатунного і газорозподільного механізмів. Для підвищення жорсткості всередині картера виконані ребра, в яких розточені гнізда корінних підшипників колінчастого валу і опорних шийок розподільного валу. Знизу картер закритий піддоном, виштампуваними з тонкого сталевих листа. Піддон має отвір для випуску мастила, що закривається різьбовою пробкою, і кріпиться до картера болтами.

На двигуні автомобіля ЗІЛ-130 встановлений газорозподільний механізм з верхнім розташуванням клапанів. Він складається з розподільної шестерні, розподільного валу, штовхачів, штанг, коромисел з деталями кріплення, клапанів, пружин з деталями кріплення і направляючих втулок клапанів. Розподільний вал розташований між правим і лівим рядами циліндрів.

					ПННІ НУК 142.44.25.04.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

На валу, крім опорних шийок, є кулачки - по два на кожен циліндр, шестерня для приводу масляного насоса і переривника-розподільника і ексцентрик для приводу паливного насоса. Поверхні тертя розподільного валу для зменшення зносу загартовані з допомогою нагріву струмом високої частоти.

Привід розподільного валу від колінчастого валу здійснюється за допомогою шестерінчастої передачі. Для попередження осьового переміщення валу при роботі двигуна, між шестерень і передньої опорної шейки валу встановлено фланець з кільцем розпору.

Штанги виконані у вигляді загартованих сталевих стрижнів. Коромисла виготовляють із сталі у вигляді важеля з двома плечами, посадженого на вісь. Впускні і випускні канали виконані в голівках циліндрів і мають вставні гнізда з жароміцного чавуну.

На двигуні застосовано систему рідинного охолодження з примусовою циркуляцією рідини. В якості теплоносія застосовують воду або спеціальні незамерзаючі суміші - антифризи або тосоли.

До системи рідинного охолодження відносять: порожнину охолодження блоку і головок циліндрів, радіатор, водяний насос, вентилятор, жалюзі, термостат, водорозподільна труба, патрубки, шланги, зливні краники.

Охолоджуюча рідина, надходить в радіатор, охолоджується в ньому і повертається в порожнину охолодження. Примусова циркуляція рідини в системі забезпечується водяним насосом, а посилене охолодження її - за рахунок інтенсивного обдування радіатора повітрям. Окремі деталі системи охолодження з'єднані трубками і прогумованими шлангами. Ступінь охолодження регулюється за допомогою термостата та жалюзі. Рідина в систему охолодження потрапляє через горловину радіатора або розширювального бачка.

Радіатор складається з серцевини, верхнього і нижнього бачків і деталей кріплення. Серцевина радіатора виконана з окремих вертикальних трубок, між якими знаходяться поперечні горизонтальні пластини, що додають радіатору жорсткості і збільшують поверхню охолодження. Трубки серцевини радіатора упаяні в верхній і нижній бачки.

					ПННІ НУК 142.44.25.04.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

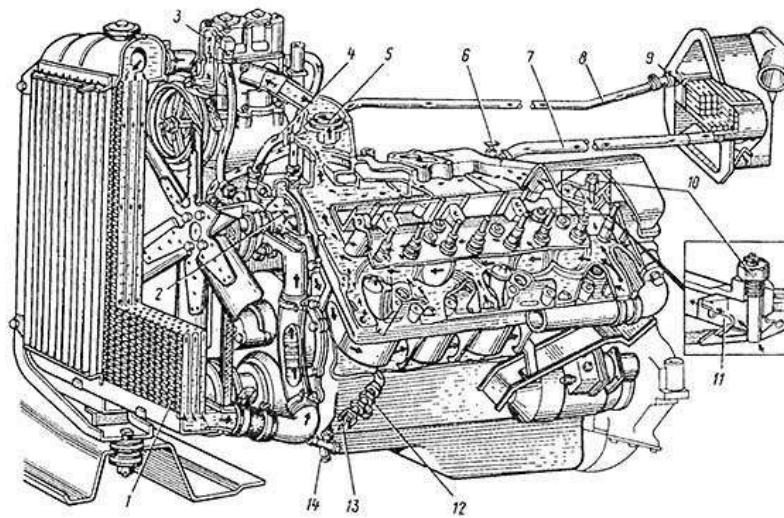


Рис. 1.4 – Система охолодження двигуна ЗІЛ 130

Верхній бачок радіатора має горловину з корком і паровідвідну трубку. Верхній бачок з'єднаний прогумованим шлангом з порожниною охолодження двигуна. Нижній має кран для випуску охолоджувальної рідини і патрубків для з'єднання з водяним насосом.

У пробці є два клапана - паровий і повітряний. При підвищенні тиску в системі понад розрахункового клапани автоматично відкриваються. Жалюзі складаються з окремих пластин, укріплених шарнірно попереду радіатора. Керують жалюзі рукояткою, виведеною в кабінку.

Примусова циркуляція створюється водяним насосом відцентрового типу, встановленим в передній частині блоку циліндрів. Він складається з корпусу, валу з крильчаткою і сальника самоущільнення. Витіканню охолоджувальної рідини між корпусом насоса і блоком перешкоджає прокладка, а в місці виходу валу – сальник самоущільнення, що складається з гумової манжети, металевої обойми, пружини і шайби. Привід водяного насоса і вентилятора здійснюється від шківів колінчастого валу клиноподібним ременем. Пас двигуна автомобіля ЗІЛ-130 охоплює також шків насоса гідропідсилювача рульового керування.

Вентилятор складається з крильчатки з чотирма або шістьма лопатями, прикручених до маточини. Вал вентилятора одночасно є валом водяного насоса і встановлюється в його корпусі на кулькових підшипниках.

Термостат складається з корпусу, гофрованого латунного циліндра, штока та подвійного клапана. Всередину гофрованого латунного циліндра налита рідина, температура кипіння якої 70...75 °С. У системі охолодження при повністю відкритому клапані термостата циркуляція одночасно відбувається через радіатор і порожнину охолодження компресора.

Контроль за температурою охолоджуючої рідини здійснюється завдяки показчика температури і лампи сигналізатора перегріву двигуна на щитку приладів. Управління сигнальною лампою і показчиком здійснюють датчики, вкручені в верхній бачок радіатора і в порожнину охолодження головки циліндра. Пуск двигуна при низькій температурі навколишнього повітря ускладнений. Для прогрівання двигуна застосовують пусковий підігрівач. Він складається з котла з напрямним патрубком, електровентилятору, паливного бачка, електромагнітного запірної клапана, пульту управління, наливної воронки, патрубків, трубок і шлангів. Котел підігрівача постійно з'єднаний із системою охолодження двигуна. Відпрацьовані гази направляються патрубком на піддон для підігріву масла. Вмикачі свічки запалювання, вентилятора і електромагнітного клапана і контрольна спіраль перебувають на пульті управління.

За зберігання, підведення, очищення та охолодження масла відповідає система змащення. В двигуні автомобіля ЗІЛ-130 до найбільш навантажених деталей мастило надходить під тиском, а до решти розбризкуванням і самопливом.

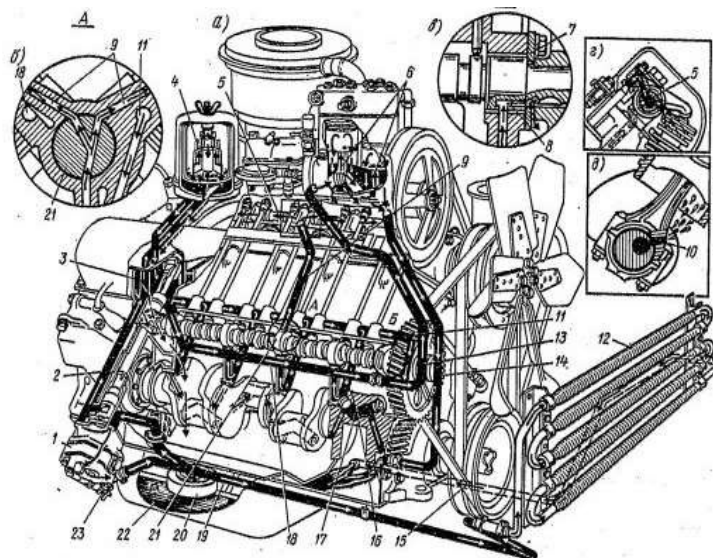


Рис. 1.5 – Система мащення двигуна ЗІЛ-130

Масло з піддону картера через маслоприймач засмоктується в масляний насос. Нижня секція масляного насоса подає масло до радіатора, а звідти в піддон двигуна. Верхня частина під тиском, через канал в задній перегородці блоку циліндрів подає масло для очищення в корпус масляного фільтра.

З фільтра масло надходить у розподільну камеру, розташовану в задній перегородці блоку циліндрів, і далі в два поздовжніх магістральних каналу, виконаних у лівому і правому лавах циліндрів. З магістральних каналів масло під тиском подається до напрямних втулок штовхачів, до опорних шийок розподільного валу - до шатунним підшипників. З переднього кінця правого магістрального каналу масло подається для змащення компресора. У середній шийки розподільного валу виконані отвори.

З зазору між віссю коромисел і отвором в коромислі масло через канал, виконаний у короткому плечі, надходить для змащення сферичних опор штанг, а частина його потрапляє на стрижні клапанів і механізми їх поворотів.

Розподільні шестерні змащуються маслом, що потрапляє самопливом по каналах для стоку олії з головки циліндрів. Масляний насос служить для створення необхідного тиску в системі мастила. Насос складається з корпусу, всередині якого розташовані одна, або дві пари шестерень. Одна з кожної пари шестерень насаджена нерухомо на приводному валику, а інша вільно на осі.

У двигуні ЗІЛ-130 верхня секція насоса подає масло в систему мастила і фільтр відцентрового очищення, нижня - до масляного радіатора. Масло надходить до масляного насоса через маслоприймач з сітчастим фільтром.

На двигуні автомобіля ЗІЛ-130 встановлено фільтр відцентрового очищення з реактивним приводом. Фільтр складається з корпусу з віссю, де на підшипнику розміщений - ротор з ковпаком. Знизу ротора розміщені два жиклера з отворами, спрямованими в різні боки, і фільтрувальна сітка. Ковпак закріплений на осі ротора за допомогою гайки і закритий зверху нерухомим кожухом з смушковою гайкою. Ротор обертається під дією струменів олії, що викидається під тиском через два жиклера.

					ПННІ НУК 142.44.25.04.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Для охолодження масла і запобігання його розрідження в систему змащення включений масляний радіатор, виконаний у вигляді трубчастого змійовика з ребрами для збільшення поверхні тепловіддачі. Масляний радіатор має порівняно невеликий опір проходженню масла. Запобіжний кран перекриває доступ мастила в радіатор при зниженні тиску в системі нижче 0,1 МПа.

Мастилопроводи виконані у вигляді латунних чи прогумових трубок, що з'єднують окремі ділянки системи мастила і каналів, висвердлених в блоці циліндрів, колінчастому валу, шатунах, осях коромисла, в коромислах, корпусах фільтрів та ін. Маслоналивні патрубки розташовані зверху або збоку двигуна і з'єднані з піддоном картера безпосередньо через маслоналивну трубку.

У двигуні автомобіля ЗІЛ-130 застосована примусова вентиляція картера. Чисте повітря потрапляє в картер двигуна через повітряний фільтр, об'єднаний з маслоналивним патрубком, а відсмоктане повітря проходить через уловлювач, а потім через клапан і трубку потрапляє в центральну частину впускного колектору. Паливний бак вантажного автомобіля розташований збоку автомобіля на рамі. Він складається з двох половинок, штампованих з листової сталі і сполучених зварюванням. Усередині бака, для збільшення жорсткості і зменшення ударів палива при його переміщенні, встановлені перегородки. Бак має заливну горловину з корком, у якій розміщені два клапани: паровий клапан, що запобігає втраті палива при його випаровуванні, та повітряний, що перешкоджає виникненню розрідження в баку при витраті палива.

З паливного бака паливо надходить до паливних фільтрів-відстійників, а потім і до карбюратору. Подачу палива з бака через фільтр тонкого очищення до карбюратора здійснює паливний насос, розташований на картері двигуна між рядами циліндрів зверху двигуна. Карбюратор, встановлений на впускному трубопроводі. Зверху над карбюратором знаходиться повітряний фільтр.

Всі прилади подачі палива з'єднані між собою металевими трубками - паливопроводами, які кріпляться до рами або кузова автомобіля, а в місцях переходу від рами або кузова до двигуна - шлангами зі спеціальних сортів бензостійкої гуми.

					ПННІ НУК 142.44.25.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		21

Карбюратор з'єднаний з впускними каналами головки циліндрів двигуна за допомогою впускного трубопроводу, а випускні канали з'єднані з випускним трубопроводом, останній за допомогою труби з'єднаний з глушником шуму випуску відпрацьованих газів. В системі живлення вмонтовано обмежувач частоти обертання колінчастого валу.

Карбюратор К-88АМ має дві змішувальні камери, кожна з яких обслуговує чотири циліндри. На автомобілях карбюратор розташований вище паливного бака і подача палива здійснюється примусово. Для примусової подачі палива з бака до карбюратора на двигуні встановлений паливний насос діафрагмового типу.

Насос складається з трьох основних частин: корпусу, голівки і кришки. У корпусі на осі розміщений двоплечий важіль з поворотною пружиною і важіль ручної підкачки. Між корпусом і голівкою насоса закріплена діафрагма, зібрана на штоку, що має дві тарілки. Двоплечий важіль впливає на шток через текстолітову шайбу. Під діафрагмою встановлена нагнітальна пружина.

У голівці насоса розташовані два впускних і один випускний клапани. Клапани мають направляючий стрижень, гумову шайбу і пружину. Зверху впускних клапанів розташований сітчастий фільтр. Паливний насос діафрагмового типу приводиться в дію безпосередньо від ексцентрика розподільного валу.

Для заповнення камери поплавця карбюратора паливом при непрацюючому двигуні служить важіль ручного підкачування, розташований збоку корпусу насоса. Важіль має валик із зрізаною частиною і поворотну пружину.

Для очищення палива в системі живлення двигуна передбачена установка фільтрів і відстійників. В систему живлення додатково включено по два фільтри-відстійника. Один з фільтрів-відстійників грубого очищення встановлюють коло паливного бака. Фільтр складається з кришки і знімного корпусу. Усередині корпусу на стійках розташований фільтруючий елемент з набору тонких фільтруючих пластин, що мають виштампувані виступи висотою 0,05 мм. Паливо з бака потрапляє через вхідний отвір в відстійник фільтра.

Фільтр тонкого очищення палива встановлюють перед карбюратором. Він складається з корпусу, стакан-відстійника, фільтруючого елемента з пружиною і

					ПННІ НУК 142.44.25.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		22

затиском склянки. Фільтруючий елемент може бути виконаний керамічним або з дрібної сітки, згорнутої у вигляді рулону.

Фільтр грубого очищення палива встановлений коло паливного бака і складається з корпусу, відстійника, кришки з підводними штуцерами, сітчастого фільтруючого елемента, зливної пробки і затори для випуску повітря з системи.

Повітряний фільтр інерційно-масляного типу. Він складається з корпусу олійної ванни, кришки з патрубком, фільтруючого елемента, виготовленого з металевої сітки або капронового волокна, стяжного гвинта з смушковою гайкою.

Впускний трубопровід вилито з алюмінієвого сплаву і закріплений до голівок правого і лівого рядів циліндрів. Для ущільнення місць з'єднання між впускним трубопроводом і голівками циліндрів встановлюють прокладки.

Випускні трубопроводи виконані окремо і прикріплені з зовнішньої сторін головок циліндрів. Для зменшення опору проходу горючої суміші і відпрацьованих газів канали впускних і випускних трубопроводів мають короткими і більш плавні переходи.

1.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто призначення та будову об'єкту встановлення проектного двигуна, яким є військовий автомобіль ЗиЛ-130 з зенітною установкою ЗУ-23-2 для мобільних вогневих груп. Розглянуто історію появи та розвитку двигуна для автомобіля ЗиЛ-130 а також вказано технічні характеристики даного двигуна.

Окремо розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принципи роботи та призначення його систем, механізмів, вузлів та деталей. Розглянуто роботу його систем, агрегатів та механізмів. Оцінено технічні показники двигуна-прототипу та потенційні можливості щодо покращення показників надійності та довговічності установки на різних режимах роботи за рахунок внесення конструктивних змін.

					ПННІ НУК 142.44.25.04.ПЗ	Аркуш
						23
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, в кВт $P_e = 125$

Частота обертання колінчастого валу, в хв^{-1} $n = 3200$

Ступінь стиску, згідно [1, ст. 7] $\epsilon = 7$

Число циліндрів $i = 8$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, згідно [1, ст. 8] $\alpha = 0.97$

Тиск навколишнього середовища, в кПа, згідно [1, ст. 8] $p_a = 101.3$

Температура навколишнього середовища, в К, згідно [1, ст. 8] $T_a = 293$

Підігрів свіжого заряду, в К, згідно [1, ст. 8] $\Delta T = 15$

Тиск залишкових газів, в кПа, згідно [1, ст. 9] $p_r = 122$

Температура залишкових газів, в К, згідно [1, ст. 9] $T_r = 1100$

Коефіцієнт використання теплоти в точці "z", згідно [1, ст. 9] $\xi_z = 0.85$

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми, згідно [1, ст. 9] $\xi = 0.96$

Паливо:

а) Бензин: А-92 ДСТУ 4063-2001

б) Середній елементарний склад палива

$C = 0.85$; $H = 0.15$; $O = 0$; $S = 0$; $W = 0.05$;

в) Молекулярна маса бензину

$m_T = 115$;

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

$Q_{H.p} = [339 \cdot C + 1256 \cdot H - 109 \cdot (O - S) - 25.14 \cdot (9 \cdot H + W)] \cdot 100 = 44135.4$

2.1.3 Параметри процесу газообміну

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_a$$

де $k = 0.9$ - число з інтервалу (0,8...0,9)

$$p_d = k \cdot p_a = 0.9 \cdot 101.3 = 91.17$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 15}{1100} \cdot \frac{122}{7 \cdot 91.17 - 122} = 0.07$$

Для бензинових двигунів $\gamma_r = (0,06...0,08)$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 15 + 0.07 \cdot 1.1 \times 10^3}{1 + 0.07} = 357.16$$

Для бензинових двигунів $T_d = (320...380)$ К, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{T_a \cdot (\varepsilon \cdot p_d - p_r)}{(\varepsilon - 1) \cdot p_a \cdot (T_a + \Delta T)} = \frac{293 \cdot (7 \cdot 91.17 - 122)}{(7 - 1) \cdot 101.3 \cdot (293 + 15)} = 0.808$$

Для бензинових двигунів $\Phi_c = (0,75...0,85)$, згідно [1, ст. 10].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$\rho_a = \frac{p_a}{R_{\Pi} \cdot T_a}$$

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

$$\rho_a = \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 1.205$$

2.1.4 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.380$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 91.17 \cdot 7^{1.38} = 1336.864$$

Для бензинових двигунів $p_c = (900 \dots 2500)$ кПа, згідно [1, ст. 15].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.
Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 357.2 \cdot 7^{1.4 - 1} = 748.2$$

Для бензинових двигунів $T_c = (600 \dots 850)$ К, згідно [1, ст. 15].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 748.168 = 21.854$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

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

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.85}{12} + \frac{0.15}{4} - \frac{0}{32} \right) = 0.516$$

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

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0 = 28.95 \cdot 0.516 = 14.935$$

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

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{m_T} = 0.97 \cdot 0.516 + \frac{1}{115} = 0.509$$

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

Кількість CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.21 \cdot L_0$$

де $K = 0.5$ - водне-вуглецеве відношення;

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.21 \cdot L_0 = \frac{0.85}{12} - 2 \cdot \frac{1 - 0.97}{1 + 0.5} \cdot 0.21 \cdot 0.516 = 0.067$$

Кількість CO

$$M_{\text{CO}} = 2 \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.21 \cdot L_0 = 2 \cdot \frac{1 - 0.97}{1 + 0.5} \cdot 0.21 \cdot 0.516 = 4.333 \times 10^{-3}$$

Кількість H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.21 \cdot L_0 = \frac{0.15}{2} - 2 \cdot 0.5 \cdot \frac{1 - 0.97}{1 + 0.5} \cdot 0.21 \cdot 0.516 = 0.073$$

Кількість H_2

$$M_{\text{H}_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1 - \alpha}{1 + K} \cdot 0.21 \cdot L_0 = 2 \cdot 0.5 \cdot \frac{1 - 0.97}{1 + 0.5} \cdot 0.21 \cdot 0.516 = 2.167 \times 10^{-3}$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 0.97 \cdot 0.516 = 0.395$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{CO}} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{H}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.067 \\ 0.004 \\ 0.073 \\ 0.002 \\ 0.395 \end{pmatrix} = 0.541$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.541}{0.509} = 1.063$$

Для бензинових двигунів $\beta_0 = (1,020...1,120)$, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.063 + 0.066}{1.000 + 0.066} = 1.059$$

Для бензинових двигунів $\beta_0 = (1,020...1,120)$, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Кількість теплоти, втраченої внаслідок неповноти згоряння, в кДж/кг

$$\Delta Q_H = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 = 119950 \cdot (1 - 0.97) \cdot 0.516 = 1856.369$$

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

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

$$\text{для } H_2: mCv''_{H_2} = 19,198 + 0,001758 \cdot T_z;$$

$$\text{для } CO: mCv''_{CO} = 22,1 + 0,001430 \cdot T_z;$$

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{H_2} \cdot 19.198 \\ M_{CO} \cdot 22.1 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 22.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.541} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.395 \cdot 21.554 \\ 0.002 \cdot 19.198 \\ 0.004 \cdot 22.1 \\ 0.067 \cdot 38.609 \\ 0.073 \cdot 22.459 \end{pmatrix} = 23.767$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{H_2} \cdot 0.001758 \\ M_{CO} \cdot 0.001430 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.5411} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.3953 \cdot 0.0015 \\ 0.0022 \cdot 0.0018 \\ 0.0043 \cdot 0.0014 \\ 0.0665 \cdot 0.0033 \\ 0.0728 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0021$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'єму:

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

$$mCv''(T_Z) = a + b \cdot T_Z = 23.767 + 0.002 \cdot$$

Максимальну температуру робочого циклу в К визначимо методом послідовних наближень, з наступного рівняння

$$\frac{\xi_Z \cdot (Q_{H.p} - \Delta Q_H)}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} + mCv' \cdot T_c - \beta \cdot (a + b \cdot T_Z) \cdot T_Z = 0$$

Приймаємо в першому наближенні, в К

$$T_Z = 2658.246$$

Тоді складові рівняння будуть дорівнювати:

$$A = \frac{\xi_Z \cdot (Q_{H.p} - \Delta Q_H)}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot (44135.4 - 1856.369)}{0.509 \cdot (1 + 0.066)} = 66209.131$$

$$B = mCv' \cdot T_c = 21.854 \cdot 748.168 = 16350.209$$

$$C = \beta \cdot (a + b \cdot T_Z) \cdot T_Z = 82559.34$$

Перевіряємо баланс лівої та правої частини рівняння

$$A + B - C = 66209.131 + 16350.209 - 82559.34 = -0$$

Так як перевірка показала правильність прийнятого значення, то величину температури залишаємо рівною:

$$T_Z = 2658.178$$

Для бензинових двигунів $T_Z = (2300 \dots 2900)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \beta \cdot p_c \cdot \frac{T_Z}{T_c} = 1.059 \cdot 1336.864 \cdot \frac{2658.178}{748.168} = 5030.268$$

Для бензинових двигунів $p_{\max} = (3500 \dots 8000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь підвищення тиску при згорянні

$$\lambda = \frac{p_{\max}}{p_c} = \frac{5030.268}{1336.864} = 3.763$$

Для бензинових двигунів $\lambda = (2,9...5,0)$, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Показник політропи розширення обираємо згідно номограми з [1, ст. 16]

$$n_2 = 1.234$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\epsilon^{n_2}} = \frac{5030.268}{7^{1.234}} = 455.764$$

Для бензинових двигунів $p_b = (350...600)$ кПа, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}} = \frac{2658.178}{7^{1.234-1}} = 1685.897$$

Для бензинових двигунів $T_b = (1200...1700)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1685.897}{\sqrt[3]{\frac{455.764}{122}}} = 1086.52$$

Перевірка

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|1100 - 1086.52|}{1100} \cdot 100 = 1.225 \quad \%$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta < 5\%$

2.1.7 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} = \frac{1.337 \times 10^3}{7 - 1} = 222.811$$

$$B = \frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) = \frac{3.763}{1.234 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{7^{1.234 - 1}} \right) = 5.882$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.38 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{7^{1.38 - 1}} \right) = 1.375$$

$$p_{mi}' = A \cdot (B - C) = 222.811 \cdot (5.882 - 1.375) = 1004.048$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.96 \cdot 1004.048 = 963.886$$

Для бензинових двигунів $p_{mi} = (400 \dots 1400)$ кПа, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H,p} \cdot \rho_a} = \frac{0.97 \cdot 14.935 \cdot 963.886}{0.808 \cdot 44135.4 \cdot 1.205} = 0.325$$

Для бензинових двигунів $\eta_i = (0,25 \dots 0,40)$, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.325 \cdot 44135.4} = 0.251$$

Для бензинових двигунів $b_i = (0,205 \dots 0,300) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.8 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня, в м/с

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.095 \cdot 3200}{30} = 10.133$$

де $s_{пр} = 0.095$ м - хід поршня по прототипу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (0.04 + 0.0135 \cdot V_{п.ср}) \cdot 10^3 = (0.04 + 0.014 \cdot 10.133) \cdot 10^3 = 176.8$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 963.886 - 176.8 = 787.086$$

Для бензинових двигунів $p_{me} = (600 \dots 1300)$ кПа, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{787.086}{963.886} = 0.817$$

Для бензинових двигунів $\eta_M = (0,70 \dots 0,90)$, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.325 \cdot 0.817 = 0.265$$

Для бензинових двигунів $\eta_e = (0,25 \dots 0,33)$, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома ефективна витрата рідкого палива, в кг/(кВт год)

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.265 \cdot 44135.4} = 0.307$$

Для бензинових двигунів $b_e = (0,250 \dots 0,325)$ кг/(кВт год), згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Годинна витрата рідкого палива, в кг/год

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.307 \cdot 125 = 38.411$$

2.1.9 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

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{p_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{125 \cdot 10^3}{787.086 \cdot 3200} = 5.956$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{5.956}{8} = 0.744$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.10$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.095}{0.100} = 0.950 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0.744}{\pi \cdot 0.95}} = 99.924 \quad \text{або в м} \quad d_p \cdot 10^{-3} = 0.1$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 0.95 \cdot 99.924 = 94.928 \quad \text{або в м} \quad s_p \cdot 10^{-3} = 0.095$$

2.1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d = 100 \text{ мм}$$

$$\text{або в м} \quad d' = d \cdot 10^{-3} = 100 \cdot 10^{-3} = 0.1$$

Хід поршня

$$s = 95 \text{ мм}$$

$$\text{або в м} \quad s' = s \cdot 10^{-3} = 95 \cdot 10^{-3} = 0.095$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st'} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 100^2 \cdot 95 \cdot 8}{4 \cdot 10^6} = 5.969$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st'} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{787.086 \cdot 5.969 \cdot 3200}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 125.284$$

Отримана величина відрізняється від заданої в кВт на:

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{cp}} \cdot 100$$

$$\text{де} \quad P_{cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{125.284 + 125}{2} = 125.142$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{cp}} \cdot 100 = \frac{|125.284 - 125|}{125.142} \cdot 100 = 0.227 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

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

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d'^2}{4} \cdot s' = \frac{\pi \cdot 0.1^2}{4} \cdot 0.095 = 7.461 \times 10^{-4}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\varepsilon - 1)} = \frac{7.461 \times 10^{-4}}{7 - 1} = 1.244 \times 10^{-4}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 7.461 \times 10^{-4} + 1.244 \times 10^{-4} = 8.705 \times 10^{-4}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c = 1.244 \times 10^{-4}$$

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.

$V(0) = 0.00012$	$p(0) = 91.17$	$V(180) = 0.00087$	$p(180) = 91.17$
$V(10) = 0.00013$	$p(10) = 91.17$	$V(190) = 0.00087$	$p(190) = 91.785$
$V(20) = 0.00015$	$p(20) = 91.17$	$V(200) = 0.00085$	$p(200) = 93.672$
$V(30) = 0.00019$	$p(30) = 91.17$	$V(210) = 0.00083$	$p(210) = 96.969$
$V(40) = 0.00023$	$p(40) = 91.17$	$V(220) = 0.0008$	$p(220) = 101.921$
$V(50) = 0.00029$	$p(50) = 91.17$	$V(230) = 0.00077$	$p(230) = 108.913$
$V(60) = 0.00035$	$p(60) = 91.17$	$V(240) = 0.00072$	$p(240) = 118.522$
$V(70) = 0.00041$	$p(70) = 91.17$	$V(250) = 0.00067$	$p(250) = 131.603$
$V(80) = 0.00048$	$p(80) = 91.17$	$V(260) = 0.00061$	$p(260) = 149.427$
$V(90) = 0.00055$	$p(90) = 91.17$	$V(270) = 0.00055$	$p(270) = 173.903$
$V(100) = 0.00061$	$p(100) = 91.17$	$V(280) = 0.00048$	$p(280) = 207.932$
$V(110) = 0.00067$	$p(110) = 91.17$	$V(290) = 0.00041$	$p(290) = 255.963$
$V(120) = 0.00072$	$p(120) = 91.17$	$V(300) = 0.00035$	$p(300) = 324.775$
$V(130) = 0.00077$	$p(130) = 91.17$	$V(310) = 0.00029$	$p(310) = 424.317$
$V(140) = 0.0008$	$p(140) = 91.17$	$V(320) = 0.00023$	$p(320) = 567.531$
$V(150) = 0.00083$	$p(150) = 91.17$	$V(330) = 0.00019$	$p(330) = 765.441$
$V(160) = 0.00085$	$p(160) = 91.17$	$V(340) = 0.00015$	$p(340) = 1009.364$
$V(170) = 0.00087$	$p(170) = 91.17$	$V(350) = 0.00013$	$p(350) = 1238.156$

V(360) = 0.00012	p(360) = 1336.864	V(540) = 0.00087	p(540) = 455.764
V(370) = 0.00013	p(370) = 4696.816	V(550) = 0.00087	p(550) = 122
V(380) = 0.00015	p(380) = 3912.579	V(560) = 0.00085	p(560) = 122
V(390) = 0.00019	p(390) = 3055.18	V(570) = 0.00083	p(570) = 122
V(400) = 0.00023	p(400) = 2338.086	V(580) = 0.0008	p(580) = 122
V(410) = 0.00029	p(410) = 1802.701	V(590) = 0.00077	p(590) = 122
V(420) = 0.00035	p(420) = 1419.384	V(600) = 0.00072	p(600) = 122
V(430) = 0.00041	p(430) = 1147.188	V(610) = 0.00067	p(610) = 122
V(440) = 0.00048	p(440) = 952.636	V(620) = 0.00061	p(620) = 122
V(450) = 0.00055	p(450) = 811.938	V(630) = 0.00055	p(630) = 122
V(460) = 0.00061	p(460) = 708.949	V(640) = 0.00048	p(640) = 122
V(470) = 0.00067	p(470) = 632.831	V(650) = 0.00041	p(650) = 122
V(480) = 0.00072	p(480) = 576.276	V(660) = 0.00035	p(660) = 122
V(490) = 0.00077	p(490) = 534.314	V(670) = 0.00029	p(670) = 122
V(500) = 0.0008	p(500) = 503.536	V(680) = 0.00023	p(680) = 122
V(510) = 0.00083	p(510) = 481.603	V(690) = 0.00019	p(690) = 122
V(520) = 0.00085	p(520) = 466.933	V(700) = 0.00015	p(700) = 122
V(530) = 0.00087	p(530) = 458.511	V(710) = 0.00013	p(710) = 122

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

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 726.038$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.т} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{726.038}{7.461 \times 10^{-4} \cdot 1 \times 10^3} = 973.074$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.д} = p_{mi.т} \cdot \xi = 973.074 \cdot 0.96 = 934.151$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.d}}{2} = \frac{963.886 + 934.151}{2} = 949.018$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.d}}{p_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{963.886 - 934.151}{949.018} \right| \cdot 100 = 3.133$$

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;

$b'' = 113^\circ$ після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r' = 31^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$r'' = 47^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$d' = 97^\circ$ 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)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 1.337 \times 10^3 = 1.604 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

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

де $k_z = 0.85$ - коефіцієнт дійсного тиску, 1 - для дизелів, 0,85 для газових та бензинових ДВЗ

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 0.85 \cdot 5.03 \times 10^3 = 4.276 \times 10^3$$

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, м ³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 91.17$	$V(\varphi_r) = 1.244 \times 10^{-4}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 91.17$	$V(\varphi_d) = 8.705 \times 10^{-4}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 1336.864$	$V(\varphi_c) = 1.244 \times 10^{-4}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 5026.708$	$V(\varphi_z) = 1.244 \times 10^{-4}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 455.764$	$V(\varphi_b) = 8.705 \times 10^{-4}$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 883.847$	$V(\varphi_{c'}) = 1.678 \times 10^{-4}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 1.132 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.403 \times 10^{-4}$
z'	$\varphi_{z'} = 360$	$p(\varphi_{z'}) = 1.337 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 1.244 \times 10^{-4}$
b''	$\varphi_{b''} = 360 + b'' = 473$	$p(\varphi_{b''}) = 614.074$	$V(\varphi_{b''}) = 6.836 \times 10^{-4}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 689$	$p(\varphi_{r'}) = 122$	$V(\varphi_{r'}) = 1.903 \times 10^{-4}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 47$	$p(\varphi_{r''}) = 91.17$	$V(\varphi_{r''}) = 2.685 \times 10^{-4}$
d'	$\varphi_{d'} = 360 - d' = 263$	$p(\varphi_{d'}) = 155.962$	$V(\varphi_{d'}) = 5.899 \times 10^{-4}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 1.604 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 1.244 \times 10^{-4}$
z _д	$\varphi_{zd} = 366$	$p_{zd} = 4.276 \times 10^3$	$V(\varphi_{zd}) = 1.269 \times 10^{-4}$

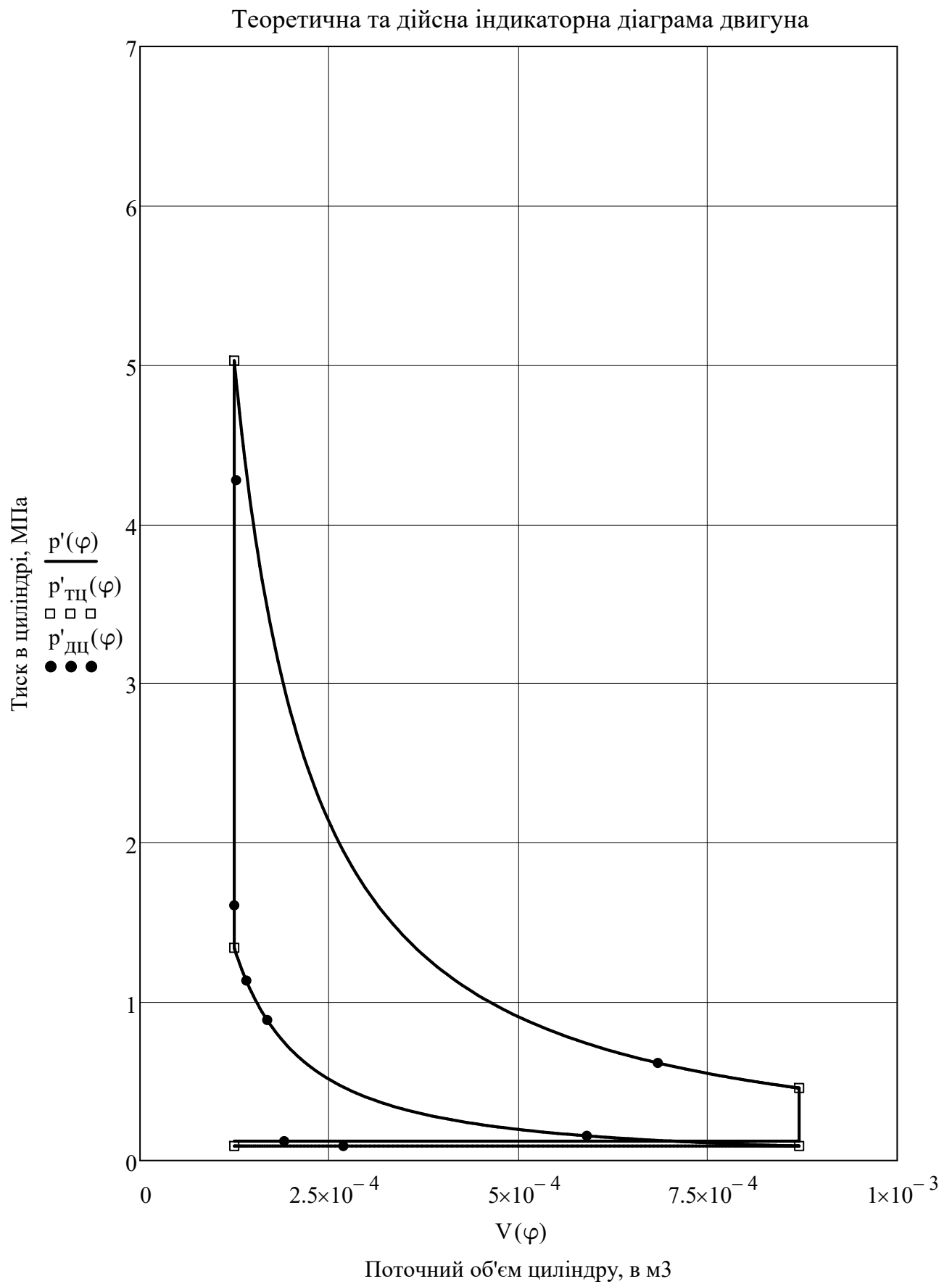


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

Розгорнута індикаторна діаграма двигуна

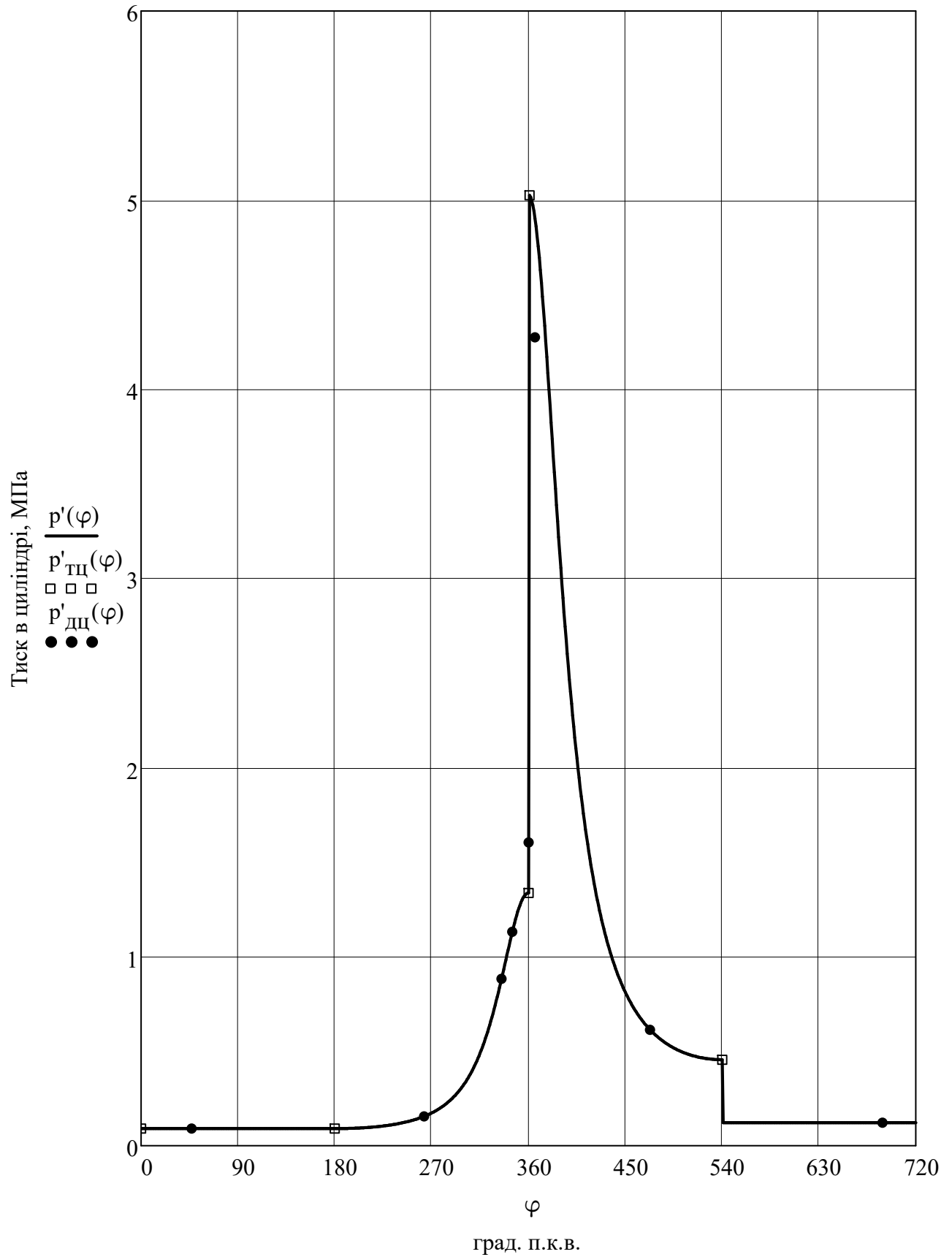


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

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;

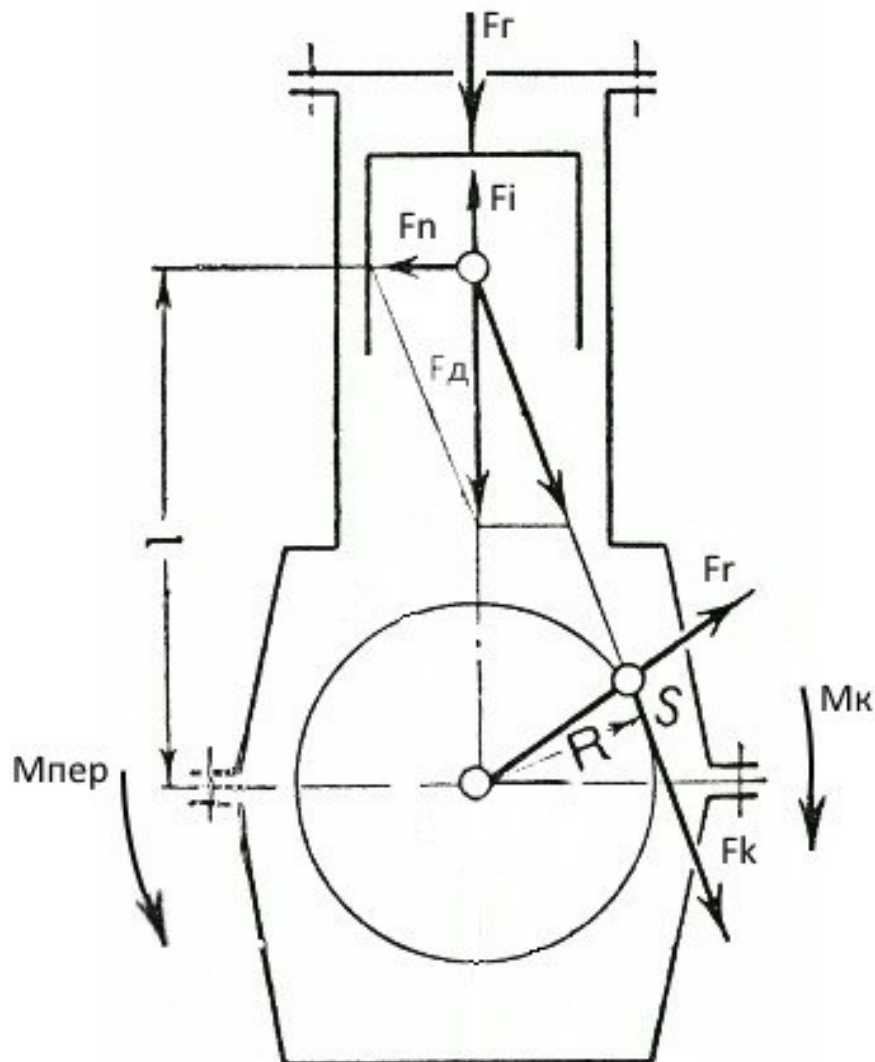


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

По даним двигуна-прототипа маємо наступні початкові дані:

$m_{\Pi} = 0.875$ кг - маса комплекту поршня

$m_{Ш} = 2.85$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{Ш} = 0.875 + \frac{1}{3} \cdot 2.85 = 1.825$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2 \cdot 10^3} = \frac{95}{2 \cdot 10^3} = 0.048$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{Ш} = \frac{r}{\lambda_{кр}} = \frac{0.0475}{0.256} = 0.186$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 100^2}{4 \cdot 10^6} = 0.008$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 3200}{30} = 335.103$$

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

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

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

$F_r(0) = -0.080$	$F_i(0) = -12.227$	$F_d(0) = -12.306$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = -0.08$	$F_i(30) = -9.676$	$F_d(30) = -9.756$	$M_k(30) = -0.283$
$F_r(60) = -0.08$	$F_i(60) = -3.621$	$F_d(60) = -3.701$	$M_k(60) = -0.172$
$F_r(90) = -0.08$	$F_i(90) = 2.492$	$F_d(90) = 2.412$	$M_k(90) = 0.115$
$F_r(120) = -0.08$	$F_i(120) = 6.113$	$F_d(120) = 6.034$	$M_k(120) = 0.216$
$F_r(150) = -0.08$	$F_i(150) = 7.184$	$F_d(150) = 7.105$	$M_k(150) = 0.131$
$F_r(180) = -0.08$	$F_i(180) = 7.242$	$F_d(180) = 7.163$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = -0.034$	$F_i(210) = 7.184$	$F_d(210) = 7.15$	$M_k(210) = -0.132$
$F_r(240) = 0.135$	$F_i(240) = 6.113$	$F_d(240) = 6.249$	$M_k(240) = -0.223$
$F_r(270) = 0.57$	$F_i(270) = 2.492$	$F_d(270) = 3.062$	$M_k(270) = -0.145$
$F_r(300) = 1.755$	$F_i(300) = -3.621$	$F_d(300) = -1.866$	$M_k(300) = 0.087$
$F_r(330) = 5.216$	$F_i(330) = -9.676$	$F_d(330) = -4.46$	$M_k(330) = 0.13$
$F_r(360) = 9.704$	$F_i(360) = -12.227$	$F_d(360) = -2.522$	$M_k(360) = 0.000$
$F_r(390) = 23.2$	$F_i(390) = -9.676$	$F_d(390) = 13.523$	$M_k(390) = 0.393$
$F_r(420) = 10.352$	$F_i(420) = -3.621$	$F_d(420) = 6.731$	$M_k(420) = 0.313$
$F_r(450) = 5.581$	$F_i(450) = 2.492$	$F_d(450) = 8.073$	$M_k(450) = 0.383$
$F_r(480) = 3.73$	$F_i(480) = 6.113$	$F_d(480) = 9.844$	$M_k(480) = 0.352$
$F_r(510) = 2.987$	$F_i(510) = 7.184$	$F_d(510) = 10.171$	$M_k(510) = 0.188$
$F_r(540) = 2.784$	$F_i(540) = 7.242$	$F_d(540) = 10.026$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.163$	$F_i(570) = 7.184$	$F_d(570) = 7.347$	$M_k(570) = -0.135$
$F_r(600) = 0.163$	$F_i(600) = 6.113$	$F_d(600) = 6.276$	$M_k(600) = -0.224$
$F_r(630) = 0.163$	$F_i(630) = 2.492$	$F_d(630) = 2.655$	$M_k(630) = -0.126$
$F_r(660) = 0.163$	$F_i(660) = -3.621$	$F_d(660) = -3.459$	$M_k(660) = 0.161$
$F_r(690) = 0.163$	$F_i(690) = -9.676$	$F_d(690) = -9.514$	$M_k(690) = 0.276$
$F_r(720) = 0.163$	$F_i(720) = -12.227$	$F_d(720) = -12.064$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -12.306$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -1.259$	$F_r(30) = -7.819$	$F_k(30) = -5.968$	$M_{пер}(30) = 0.283$
$F_n(60) = -0.841$	$F_r(60) = -1.122$	$F_k(60) = -3.626$	$M_{пер}(60) = 0.172$
$F_n(90) = 0.639$	$F_r(90) = -0.639$	$F_k(90) = 2.412$	$M_{пер}(90) = -0.115$
$F_n(120) = 1.372$	$F_r(120) = -4.205$	$F_k(120) = 4.539$	$M_{пер}(120) = -0.216$
$F_n(150) = 0.917$	$F_r(150) = -6.611$	$F_k(150) = 2.758$	$M_{пер}(150) = -0.131$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -7.163$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -0.923$	$F_r(210) = -6.654$	$F_k(210) = -2.776$	$M_{пер}(210) = 0.132$
$F_n(240) = -1.421$	$F_r(240) = -4.355$	$F_k(240) = -4.701$	$M_{пер}(240) = 0.223$
$F_n(270) = -0.811$	$F_r(270) = -0.811$	$F_k(270) = -3.062$	$M_{пер}(270) = 0.145$
$F_n(300) = 0.424$	$F_r(300) = -0.566$	$F_k(300) = 1.828$	$M_{пер}(300) = -0.087$
$F_n(330) = 0.576$	$F_r(330) = -3.575$	$F_k(330) = 2.729$	$M_{пер}(330) = -0.13$
$F_n(360) = 0.000$	$F_r(360) = -2.522$	$F_k(360) = 0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 1.745$	$F_r(390) = 10.839$	$F_k(390) = 8.273$	$M_{пер}(390) = -0.393$
$F_n(420) = 1.53$	$F_r(420) = 2.04$	$F_k(420) = 6.594$	$M_{пер}(420) = -0.313$
$F_n(450) = 2.138$	$F_r(450) = -2.138$	$F_k(450) = 8.073$	$M_{пер}(450) = -0.383$
$F_n(480) = 2.238$	$F_r(480) = -6.86$	$F_k(480) = 7.406$	$M_{пер}(480) = -0.352$
$F_n(510) = 1.313$	$F_r(510) = -9.465$	$F_k(510) = 3.949$	$M_{пер}(510) = -0.188$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -10.026$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -0.948$	$F_r(570) = -6.837$	$F_k(570) = -2.852$	$M_{пер}(570) = 0.135$
$F_n(600) = -1.427$	$F_r(600) = -4.374$	$F_k(600) = -4.722$	$M_{пер}(600) = 0.224$
$F_n(630) = -0.703$	$F_r(630) = -0.703$	$F_k(630) = -2.655$	$M_{пер}(630) = 0.126$
$F_n(660) = 0.786$	$F_r(660) = -1.048$	$F_k(660) = 3.388$	$M_{пер}(660) = -0.161$
$F_n(690) = 1.228$	$F_r(690) = -7.625$	$F_k(690) = 5.82$	$M_{пер}(690) = -0.276$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -12.064$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = 0.000$

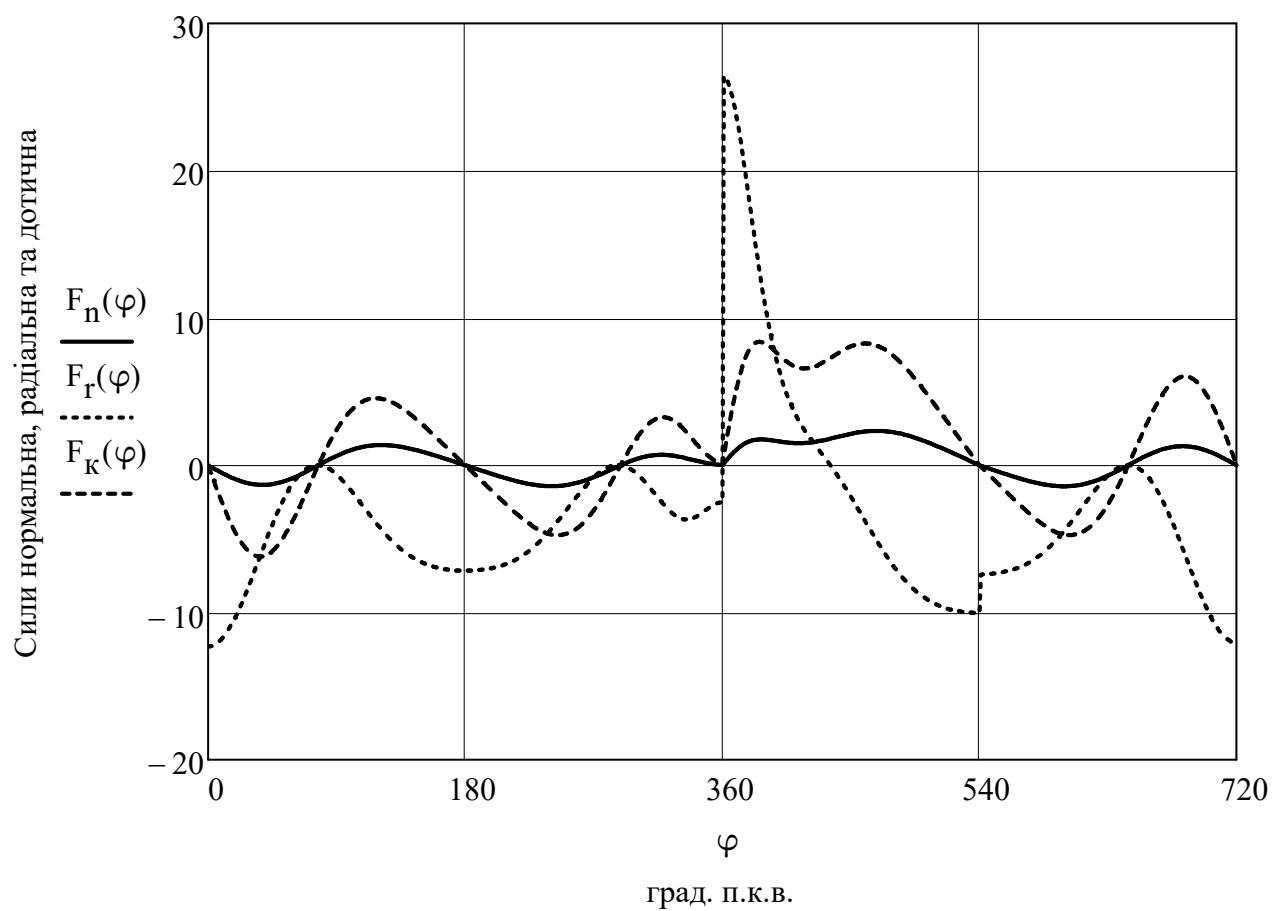
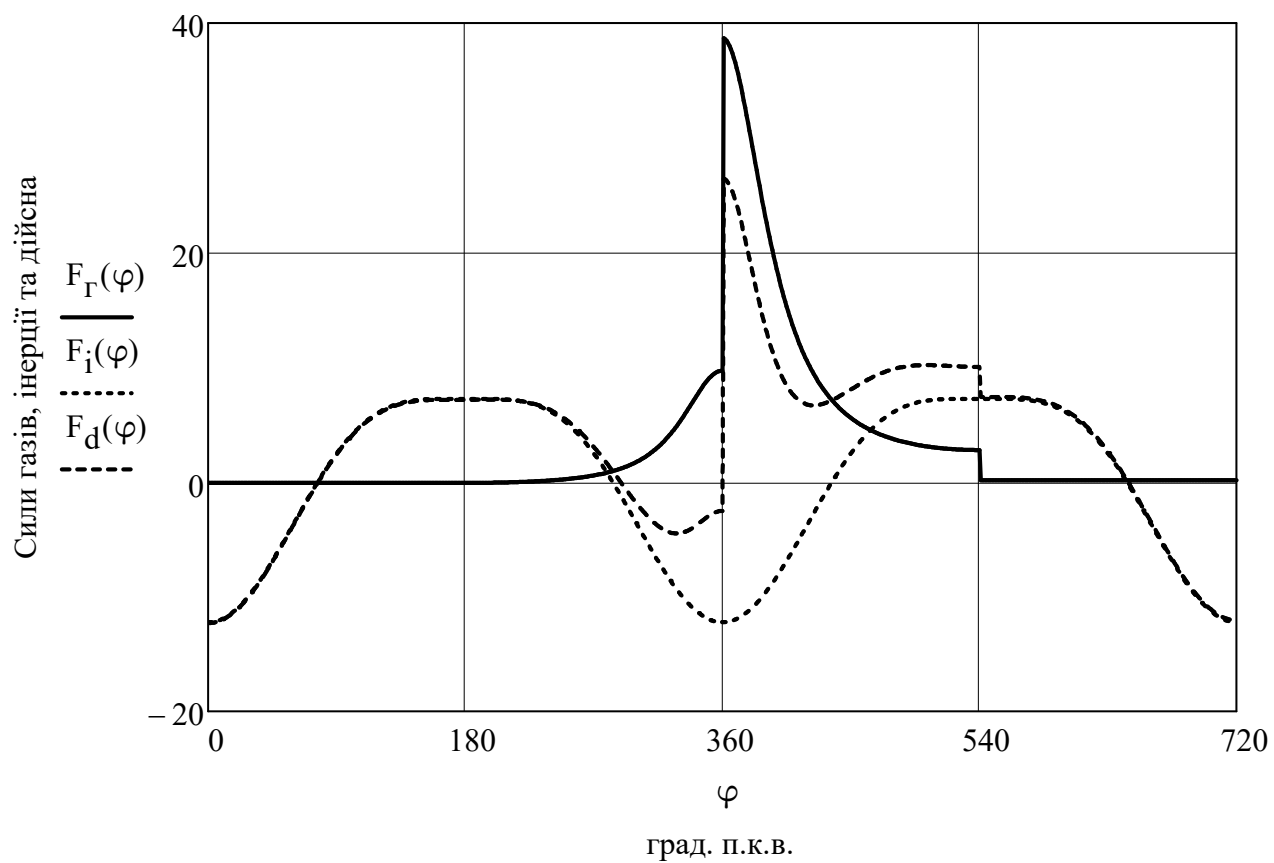


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

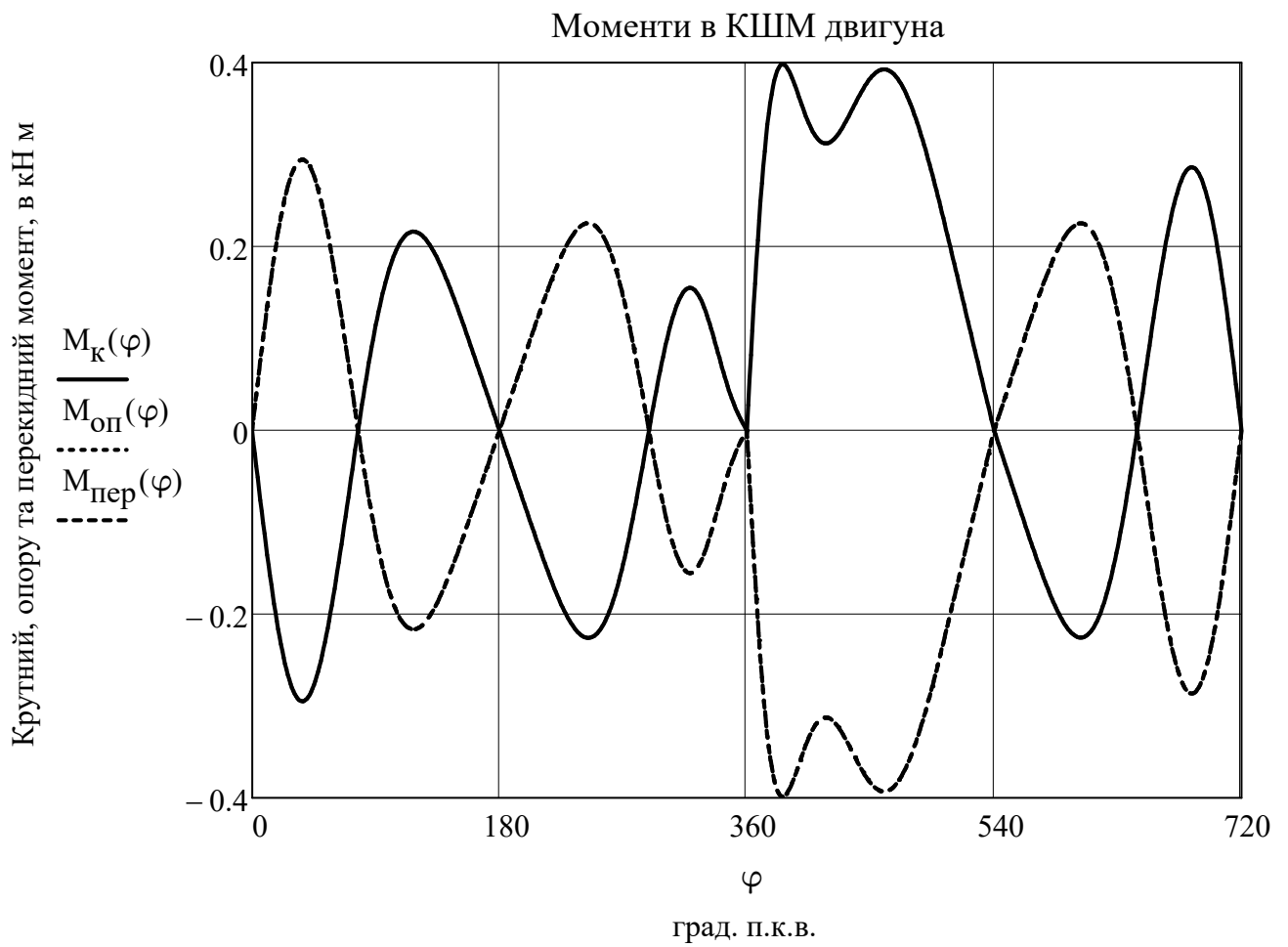


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

$$\varphi_{\text{сп}} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 4}{8} = 90$$

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(\varphi_K) = \sum_{j=0}^{i-1} (F_K(\varphi_{\text{сп}} \cdot j + \varphi_K) \cdot s)$$

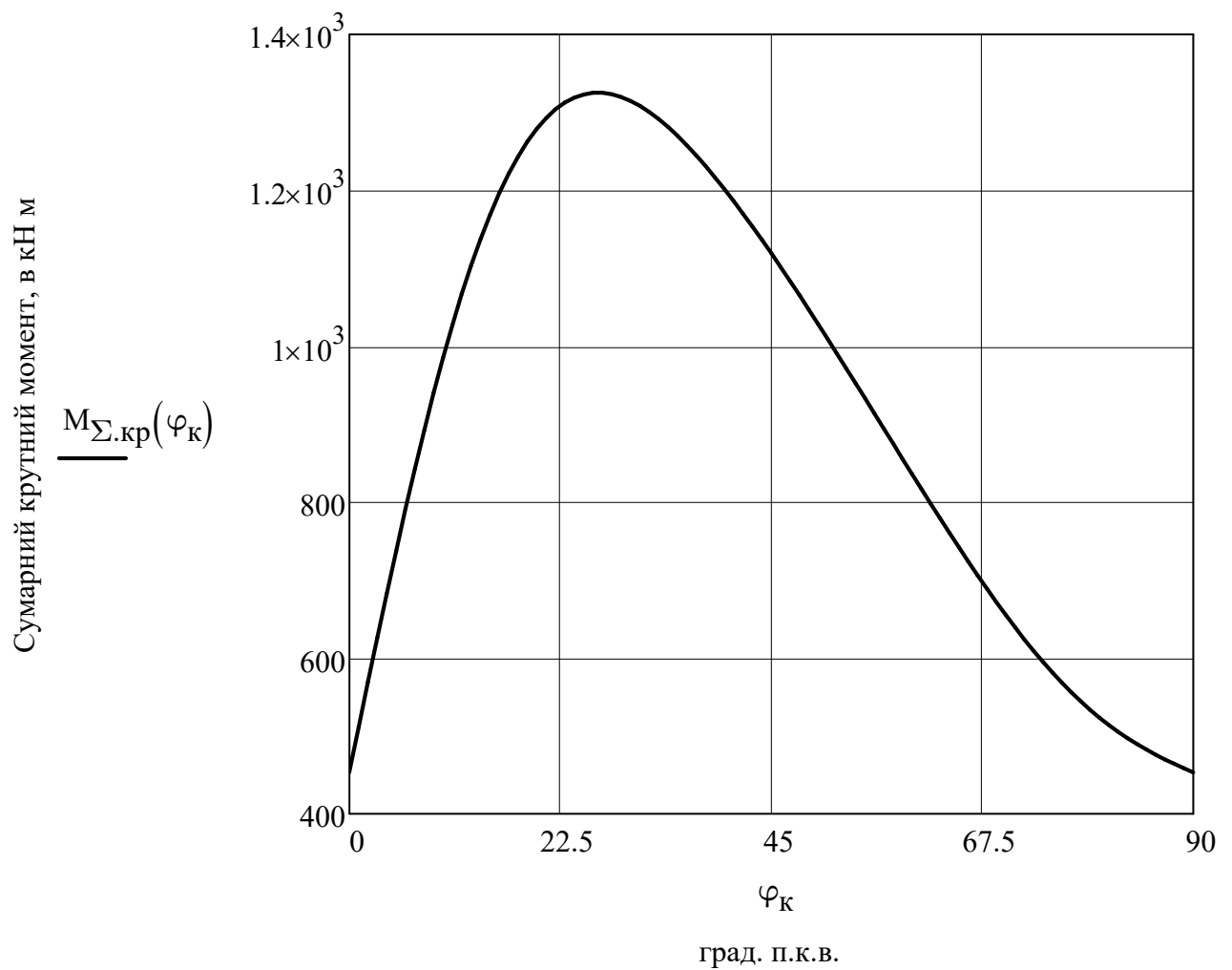


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0) = 453.053$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 939.72$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 1.243 \times 10^3$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 1.325 \times 10^3$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 1.258 \times 10^3$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 1.119 \times 10^3$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 952.185$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 779.067$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 623.687$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 513.85$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 453.053$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{H.B} + Q_{H.3}$$

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

$Q_{H.3}$ - теплота втрачена через неповноту згоряння палива;

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{38.411 \cdot 44135.4}{3.6} = 470909.755$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_e = 10^3 \cdot 125 = 125000$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{125000}{470909.755} \cdot 100 = 26.544$$

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 470909.755 \cdot 0.265 = 125000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|125000 - 125000|}{125000} \cdot 100 = 0$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H}$$

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

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

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

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

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

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

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

$W_{\text{г.р}} = 0.18$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.12$ - відносна втрата палива на ділянці випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.18 + 0.12 = 0.3$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.3 \cdot 470909.755 = 141272.926$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M = 0.600 \cdot 176.800 = 106.080$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{S'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^9} \cdot s = \frac{\pi \cdot 100^2}{4 \cdot 10^9} \cdot 95 = 7.461 \times 10^{-4}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{S'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{106.08 \cdot 7.461 \times 10^{-4} \cdot 3.2 \times 10^3 \cdot 8}{30 \cdot 4} = 16.885$$

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

$$Q_{T.П} = 10^3 \cdot P_{П} = 10^3 \cdot 16.885 = 16885.181$$

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

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П} = 141272.926 + 16885.181 = 158158.107$$

Витрата охолоджуючої рідини, в м³ / с

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

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

$\rho_B = 1000$ кг / м³ - середня густина води

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{мв} \cdot \Delta T_B} = \frac{1.582 \times 10^5 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1 \times 10^3 \cdot 4.19 \cdot 10} = 4.53 \times 10^{-3}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{B.Н} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.Н}} = \frac{0.005 \cdot 98}{0.9} = 0.493$$

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

$$Q_{B.Н} = 10^3 \cdot P_{B.Н} = 10^3 \cdot 0.493 = 493.222$$

Відповідно теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.Н} = 141272.9 + 16885.2 + 493.2 = 158651.3$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{158651.329}{470909.755} \cdot 100 = 33.69$$

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

$$t_r = T_r - 273 = 1100 - 273 = 827$$

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

$$t_d = T_d - 273 = 357.159 - 273.000 = 84.159$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 0.00389 \cdot 827 = 34.772$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 84.159 = 29.141$$

2.4.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в $\text{Дж} / \text{с}$

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

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0.541 \cdot 34.772 \cdot 827 = 15561.472$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.509 \cdot 29.141 \cdot 84.159 = 1248.554$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 15561.5 - 1248.6 = 14312.9$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{38.411}{3.6} \cdot 14312.918 = 152713.985$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{152713.985}{470909.755} \cdot 100 = 32.43$$

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

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{176.8}{963.886} \cdot 0.325 = 0.06$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\text{п}} = 0.06 \cdot 470909.755 = 28078.265$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 141272.926 + 28078.265 - 158651.329 = 10699.863$$

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

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

$\rho_{\text{м}} = 900$ кг / м³ - густина мастила

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

$\Delta T_{\text{м}} = 6$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_{\text{м}} = \frac{K_2 \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}} = \frac{1.5 \cdot 1.07 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 1.419 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

$$P_{\text{м.н}} = \frac{V_{\text{м}} \cdot p_0}{\eta_{\text{м.н}} \cdot 10^3}$$

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

$\eta_{\text{м.н}} = 0.8$ - ККД масляного насоса

$$P_{\text{м.н}} = \frac{V_{\text{м}} \cdot p_0}{\eta_{\text{м.н}} \cdot 10^3} = \frac{1.419 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.71$$

Теплота витрачена на привід насоса, в Дж / с

$$Q_{\text{м2}} = 10^3 \cdot P_{\text{м.н}} = 10^3 \cdot 0.71 = 709.691$$

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

$$Q_{\text{м}} = Q_{\text{м1}} + Q_{\text{м2}} = 10699.863 + 709.691 = 11409.553$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{м}} = \frac{Q_{\text{м}}}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{11409.553}{470909.755} \cdot 100 = 2.423$$

Теплота що втрачена внаслідок неповноти згоряння, в Дж / с

$$Q_{\text{н.з}} = \frac{B_{\text{е}} \cdot \Delta Q_{\text{н}}}{3.6} = \frac{38.411 \cdot 1856.369}{3.6} = 19806.828$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{н.з}} = \frac{Q_{\text{н.з}}}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{19806.828}{470909.755} \cdot 100 = 4.206$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \Sigma Q$$

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \\ Q_{\text{н.з}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 125000 \\ 158651.329 \\ 152713.985 \\ 11409.553 \\ 19806.828 \end{pmatrix} = 467581.696$$

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 470909.8 - 467581.7 = 3328.1$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{3328.059}{470909.755} \cdot 100 = 0.707$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\text{Дж} / \text{с}$,	у %,	межі для БД
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 470909.8$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 125000.0$	$q_e = 26.5$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 152714.0$	$q_{\Gamma} = 32.4$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 158651.3$	$q_B = 33.7$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 11409.6$	$q_M = 2.4$	3...5%
Теплота, що втрачена через неповне згоряння	$Q_{\text{н.з}} = 19806.8$	$q_{\text{н.з}} = 4.2$	4...25%
Невраховані теплові втрати	$Q_{\text{н.в}} = 3328.1$	$q_{\text{нв}} = 0.7$	до 3%

Отримані в результаті розрахунку значення входять у вказані межі.

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{\text{н.з}} + q_{\text{нв}} = 26.5 + 32.4 + 33.7 + 2.4 + 4.2 + 0.7 = 100$$

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	Позна- чення	Розмір- ність	Чисельне значення		Порів- няння у %
				Двигун- прототип	Проект. двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	110,4	125,3	13,50
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	740	787,1	6,36
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,255	0,265	3,92
4	Механічний ККД	η_m	-	0,830	0,817	- 1,57
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	г / (кВт год)	320	307	- 4,06
6	Діаметр циліндру	D	мм	100	100	0,0
7	Хід поршня	S	мм	95	95	0,0

В даному розділі було вирішено завдання щодо отримання вихідної потужності проектного двигуна на рівні 125 кВт, що на 15 кВт більше ніж у двигуна-прототипу. На основі результатів розрахунку параметрів робочого циклу можна констатувати що поставлене завдання було виконано. Так згідно отриманих результатів приріст потужності склав 14,9 кВт, що більше ніж у прототипу на 13,5%.

Для забезпечення заданого рівня форсування проектного двигуна є необхідність у збільшенні середнього ефективного тиску в циліндрі. Так отримане в результаті значення середнього тиску проектного двигуна більше прототипу на 6,4%. Це наслідок того, що процеси форсування двигуна передбачають збільшення циклової роботи в циліндрі, в основному за рахунок підвищення введеної в циліндр циклової порції палива.

Оптимізація параметрів робочого циклу та раціональний вибір початкових даних для розрахунку проектного двигуна забезпечили отримання вихідних параметрів робочого циклу на високому рівні.

Так для питомої ефективної витрати палива за рахунок заходів направлених на підвищення ефективності протікання робочого циклу вдалося досягти зниження питомої ефективної витрати палива на 4,1% у порівнянні з прототипом, і при цьому збільшити значення ефективного ККД на 3,9%. Серед заходів направлених на покращення ефективності протікання робочого циклу треба відмітити: покращення ефективності та зниження опору впускного тракту, зменшення механічних втрат за рахунок покращеної конструкції шатуна та покращення ефективності процесів згоряння паливо-повітряної суміші.

Запропоновані заходи щодо вдосконалення конструкції шатуна прямо впливають на величину механічних втрат двигуна. Але у порівнянні з прототипом у проектного двигуна було збільшено частоту обертання колінчастого валу на номінальному режимі, що призвело до зменшення величини механічного ККД у останнього на 1,6% у порівнянні з прототипом.

Обґрунтований вибір вхідних даних та раціональний підбір параметрів при розрахунку робочого циклу проектного двигуна, забезпечив умови за яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи не змінилися. Як результат було спроектовано силову установку більшої потужності без зміни її масо-габаритних параметрів.

В даному розділі було виконано розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна, розраховано та побудовано індикаторну діаграму. Також було визначено сили та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі проектного двигуна та визначено значення величин зовнішнього складового балансу.

Отримані в результаті вихідні параметри дають можливість оцінити якість та ефективність прийнятих рішень, а також визначити напрямки щодо подальшого вдосконалення двигуна. В нашому випадку робота буде присвячені пошуку шляхів щодо вдосконалення конструкції шатуна.

РОЗДІЛ 3 ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ШАТУНА

3.1 Особливості будови та умов роботи шатунної групи.

До складу шатунної групи входять шатун, шатунні вкладиші, шатунні болти (шпильки), елементи фіксації болтів. Шатун складається з поршневої (верхньої) головки з бронзовою втулкою (при плаваючому пальці), стрижня і кривошипної голівки зі знімною кришкою.

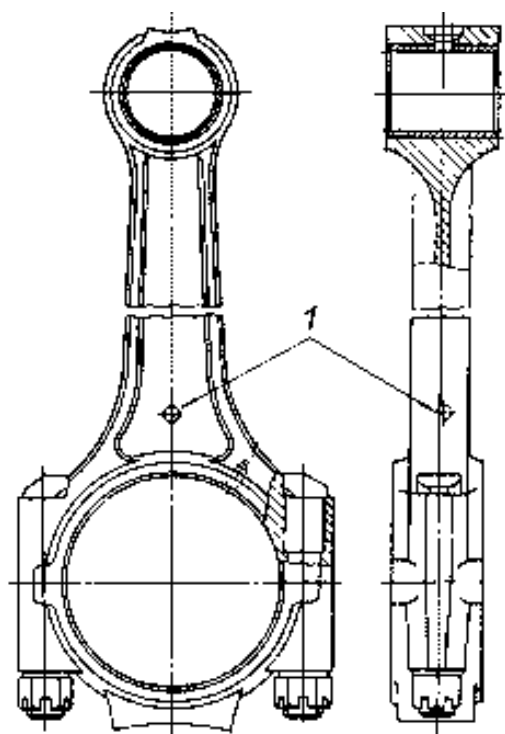


Рисунок 3.1 – Шатунна група двигуна автомобіля ЗІЛ-130

Умови роботи шатуни групи характеризуються інтенсивними знакозмінними навантаженнями від газових і інерційних сил і підвищеними температурами робочого середовища.

Виходячи з умов роботи до конструкції деталей шатунної групи ставляться такі вимоги: висока жорсткість, що забезпечує надійну роботу тонкостінних вкладишів і шатунних болтів; мінімальні габаритні розміри і

маса; висока втомна міцність; можливість проходження голівки через циліндр при монтажі (неодмінна умова для двигунів з блок-картерами).

Шатуни двигунів з іскровим запалюванням виготовляють зі сталі 45, 45Г2, 40Г, 40Х, 40ХН, 40Р, а для дизелів використовують високоміцні леговані сталі 18Х2Н4МА, 18Х2Н4ВА, 40Х2Н2МА, 40ХНЗА, 40Х2МА. Шатуни виготовляють куванням в штампах, а потім піддають механічній і термічній обробці.

Для підвищення втомної міцності шатун піддають дробоструминній обробці, а іноді поліруванню. У двигунах з іскровим запалюванням в якості матеріалу шатуна можливе застосування ковкого перлітного чавуну або високоміцного з кулястим графітом. Шатуни можуть відлитися з використанням високоміцних титанових сплавів або композитних матеріалів.

У автотракторних двигунах найбільшого поширення набули одинарні шатуни. У V-подібних двигунах кривошипні головки шатунів двох протилежних циліндрів розташовують послідовно на одній шатунній шийці. Це призводить до зміщення осей лівих і правих циліндрів уздовж осі двигуна.

3.2 Вдосконалення конструкції шатуна

Шатун двигуна внутрішнього згоряння з'єднує поршень двигуна з колінчастим валом і під час роботи двигуна передає всі зусилля від поршня на колінчастий вал і, навпаки, від колінчастого валу до поршня. При цьому шатун здійснює досить складний рух. Верхня головка шатуна спільно з поршнем здійснює зворотно-поступальний рух. А нижня головка шатуна, спільно з шатунної шийкою колінчастого валу здійснює круговий рух. На шатун впливають великі знакозмінні і змінюються за величиною зусилля, викликані тиском розширюються в циліндрі газів і інерцією деталей поршневої групи.

Для зменшення вібрації та підвищення максимальних обертів двигуна, що необхідно для підвищення максимальної потужності двигуна, конструктори прагнуть зробити шатун, як і всі інші деталі, які вчиняють

					ПННІ НУК 142.44.25.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		61

зворотно-поступальний рух, як можна легше. Але це прагнення вступає в протиріччя з необхідністю забезпечення міцності шатуна, що працює під впливом великих і різноманітних навантажень. Крім цього в масовому виробництві велике значення має собівартість матеріалів, з яких виготовляються шатуни, і вартість виготовлення самого шатуна. Як і скрізь в техніці, прийняття технічного рішення, це постійний вибір найбільш прийняттого компромісу для даних умов.

Стрижень більшості шатунів масових двигунів має двотаврову форму і розширюється до нижньої головці шатуна. Існують стрижні іншої форми, особливо у шатунів спортивних двигунів, виготовлених з алюмінієвих сплавів. Шатуни дизельних двигунів зазвичай більш масивні і більш міцні в порівнянні з шатунами бензинових двигунів.

Серед великого різноманіття різних конструкторських рішень, що передбачає зменшення маси шатуна без суттєвої втрати властивостей міцності та надійності, було обрано рішення, що передбачає виконання отворів в стінці стрижня шатуна. Дане конструкторське рішення дозволить без суттєвих втрат міцності шатуна знизити його масу, і як наслідок зменшити питомі навантаження на шийки колінчастого валу, що в кінцевому результаті забезпечить підвищення надійності та довговічності роботи кривошипно-шатунного механізму.

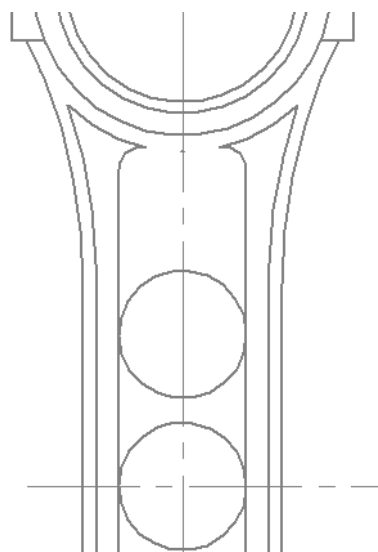


Рисунок 3.2 – Конструктивне рішення полегшення маси шатуна.

3.3 Розрахунок вдосконаленої конструкції шатуна.

3.3.1 Початкові дані для розрахунку:

Маса шатунної групи

$$m'_{\text{ш}} = 2.85 \text{ кг}$$

Кількість отворів в стрижні

$$i_{\text{ст.о}} = 6$$

Діаметр отвору в стрижні

$$d_{\text{ст.о}} = 0.0116 \text{ м}$$

Товщина стінки двотаврового стрижня, в м

$$t_{\text{ст.о}} = 0.006 \text{ м}$$

Густина матеріалу шатуна

$$\rho_{\text{ш}} = 7800 \text{ кг/м}^3$$

Визначення допоміжних величин

Об'єм металу вибраний в результаті свердлення 1-го отвору, в м³

$$V_{i_от} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ст.о}}^2}{4} \cdot t_{\text{ст.о}} = \frac{\pi \cdot 0.012^2}{4} \cdot 6 \times 10^{-3} = 6.341 \times 10^{-7}$$

Загальний об'єм металу вибраний в результаті свердлення всіх отворів, в м³

$$V_{от} = V_{i_от} \cdot i_{\text{ст.о}} = 6.341 \times 10^{-7} \cdot 6 = 3.805 \times 10^{-6}$$

Маса металу, на яку зменшився шатун, в кг

$$m_{от} = V_{от} \cdot \rho_{\text{ш}} = 3.805 \times 10^{-6} \cdot 7.800 \times 10^3 = 0.030$$

Маса шатунної групи з урахуванням полегшення, в кг

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} - m_{от} = 2.850 - 0.030 = 2.820$$

Загальний ефект економії матеріалу на одному двигуні склав, в кг

$$E_{\text{м}} = m_{от} \cdot i_{\text{ш}}$$

де $i_{\text{ш}} = 8$ - кількість шатунів на один двигун;

$$E_{\text{м}} = m_{от} \cdot i_{\text{ш}} = 0.030 \cdot 8.000 = 0.237$$

3.3.2 Розрахунок шатунної групи

Розрахунок конструктивних параметрів та параметрів міцності шагунної групи будемо здійснювати згідно розрахункової схеми наведеної на рисунку 3.3

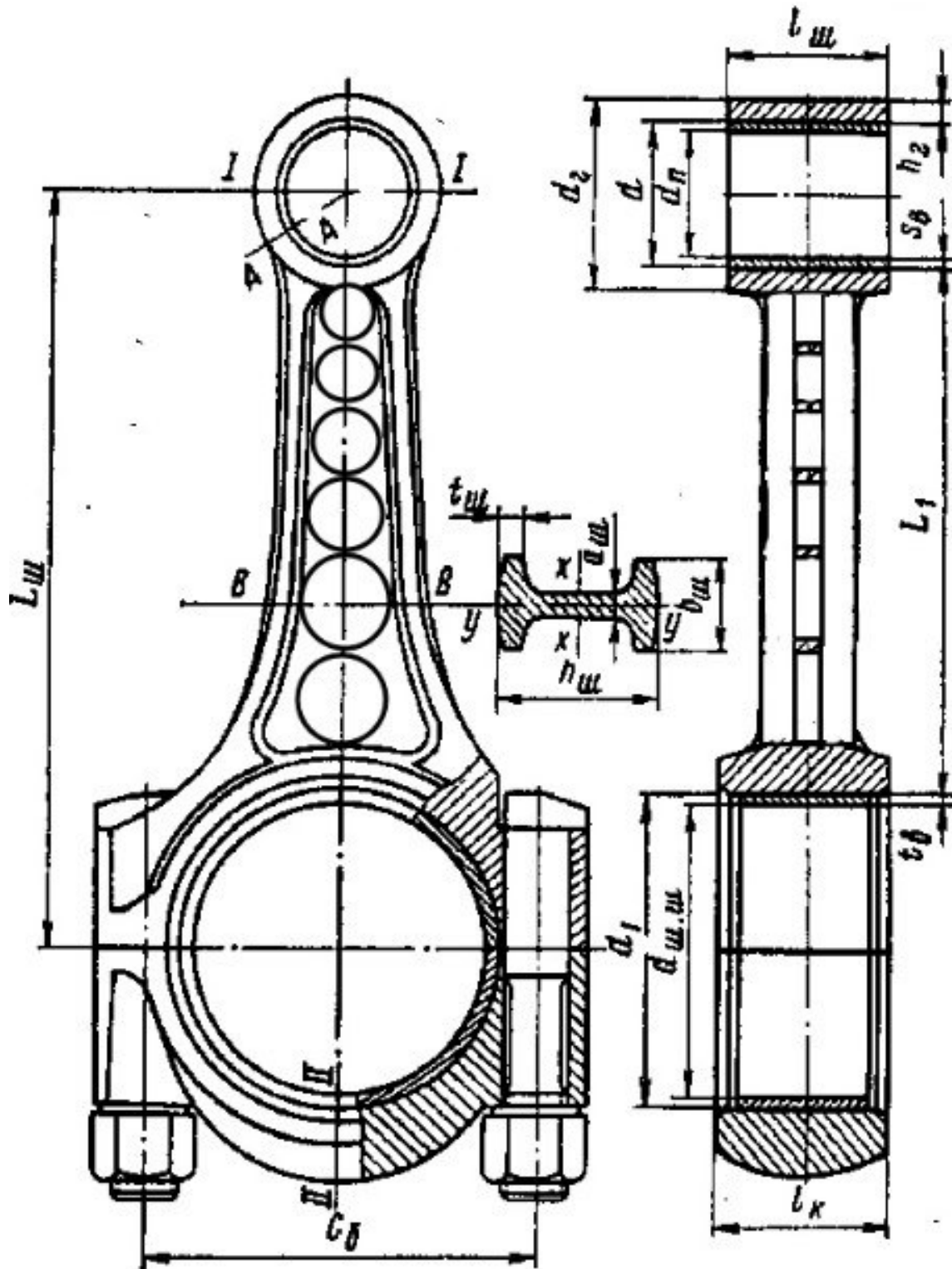


Рисунок 3.3 - Розрахункова схема шагунної групи

3.3.3 Розрахунок поршневої головки шатуна

Початкові дані для розрахунку маємо:

Максимальний тиск згорання, в МПа $p_{zd} = 5.026$

Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} $n_N = 3200$

Кут повороту колінчастого валу, в $^{\circ}$ $\varphi = 370$

Маса поршневої групи, кг $m_{II} = 0.875$

Маса шатунної групи, кг $m_{III} = 2.82$

Максимальна частота обертів колінчастого валу на $x.x.$, хв^{-1} $n_{x.x.max} = 3400$

Діаметр циліндру, мм $d_{II} = 100$

Хід поршня, мм $S = 95$

Кривошипно шатунне відношення $\lambda = 0.255$

З розрахунку поршневої групи:

- діаметр поршневого пальця, мм $d_{II} = 32$

- довжина поршневої голівки шатуна, мм $l_{III} = 38$

- зовнішній діаметр головки, мм $d_{\Gamma} = 56$

- внутрішній діаметр головки, мм $d = 42$

Матеріал шатуна - сталь 40Х

- модуль пружності матеріалу, в МПа $E_{III} = 2.2 \cdot 10^5$

- коефіцієнт лінійного розширення, в $1/K$ $\alpha_{\Gamma} = 1 \cdot 10^{-5}$

Матеріал втулки - бронза

- модуль пружності матеріалу, МПа

$$E_B = 1.15 \cdot 10^5$$

- коефіцієнт лінійного розширення, 1/К

$$\alpha_B = 1.8 \cdot 10^{-5}$$

Вибираємо матеріал шатуна: сталь 40Х ГОСТ 10702-78

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

Межа міцності, МПа

$$\sigma_B = 980$$

Межа втомності при згинанні, МПа

$$\sigma_{-1} = 350$$

Межа втомності розтягання - стискання, МПа

$$\sigma_{-1p} = 300$$

Межа текучості

$$\sigma_T = 800$$

Коефіцієнти приведення циклу:

при згинанні, МПа

$$\alpha_{\sigma_z} = 0.21$$

при розтяганні - стисненні, МПа

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

При згинанні:

$$\beta_{\sigma_z} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} = \frac{350}{800} = 0.438$$

$$\frac{\beta_{\sigma_z} - \alpha_{\sigma_z}}{1 - \beta_{\sigma_z}} = \frac{0.438 - 0.21}{1 - 0.438} = 0.404$$

при розтягуванні

$$\beta_{\sigma_p} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T} = \frac{300}{800} = 0.375$$

$$\frac{(\beta_{\sigma_p} - \alpha_{\sigma_{pc}})}{(1 - \beta_{\sigma_p})} = \frac{0.375 - 0.17}{1 - 0.375} = 0.328$$

Розрахунок допоміжних величин

Площа поршня, в см²

$$F_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d_{\Pi}^2}{4} \cdot 10^{-2} = \frac{\pi \cdot 100^2}{4} \cdot 10^{-2} = 78.54$$

Радіальна товщина стінки головки, в мм

$$h_{\Gamma} = \frac{(d_{\Gamma} - d)}{2} = \frac{56 - 42}{2} = 7$$

Радіальна товщина стінки втулки, в мм

$$S_B = \frac{(d - d_{\Pi})}{2} = \frac{42 - 32}{2} = 5$$

Розрахунок перетину I-I

Максимальне напруження пульсуючого циклу, МПа

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

де $m_{B.\Gamma} = 0.08 \cdot m_{\text{III}} = 0.08 \cdot 2.82 = 0.226$ кг - маса частини головки вище перетину I-I:

$$\omega_{x.x.\max} = \frac{\pi \cdot n_{x.x.\max}}{30} = \frac{\pi \cdot 3.4 \times 10^3}{30} = 356.047 \text{ с}^{-1} - \text{максимальні кутова}$$

швидкість колінчастого валу на холостому ході.

$$R_K = \frac{S}{2} \cdot 10^{-3} = \frac{95}{2} \cdot 10^{-3} = 0.048 \text{ м} - \text{радіус кривошипу};$$

$$\sigma_{\max} = \frac{(m_{\Pi} + m_{B.\Gamma}) \cdot \omega_{x.x.\max}^2 \cdot R_K \cdot (1 + \lambda)}{2 \cdot h_{\Gamma} \cdot l_{\text{III}}} = 15.634$$

Середнє напруження, МПа

$$\sigma_{m0} = \frac{\sigma_{\max}}{2} = \frac{15.634}{2} = 7.817$$

Амплітуда напружень, МПа

$$\sigma_{a0} = \frac{\sigma_{\max}}{2} = \frac{15.634}{2} = 7.817$$

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

$$\text{де } k_{\sigma} = 1.2 + 1.8 \cdot 10^{-4} \cdot (\sigma_B - 400) = 1.2 + 1.8 \cdot 10^{-4} \cdot (980 - 400) = 1.304$$

- ефективний коефіцієнт концентрації напружень (головка без різких переходів)

$$\epsilon_M = 0.77 \quad - \text{масштабний коефіцієнт};$$

$$\epsilon_{II} = 0.72 \quad - \text{коефіцієнт поверхневої чутливості}$$

$$\sigma_{ak0} = \frac{\sigma_{a0} \cdot k_{\sigma}}{(\epsilon_M \cdot \epsilon_{II})} = \frac{7.817 \cdot 1.304}{0.77 \cdot 0.72} = 18.392$$

Запас міцності в перетині I-I визначаємо за межею втомності

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{(\sigma_{ak0} + \alpha_{\sigma pc} \cdot \sigma_{m0})} = \frac{300}{18.392 + 0.17 \cdot 7.817} = 15.212$$

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

$$\Delta_t = d \cdot (\alpha_B - \alpha_{II}) \Delta T = 42 \cdot (1.8 \cdot 10^{-5} - 10^{-5}) \cdot 110 = 0.037 \quad \text{мм - температурний натяг}$$

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t = 0.04 + 0.037 = 0.077 \quad \text{мм - сумарний натяг};$$

Питомий тиск на поверхні зіткнення втулки з головкою, в МПа

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

де $\mu = 0.3$ - коефіцієнт Пуассона;

$$p = \frac{\Delta \Sigma}{d \cdot \left[\frac{\left(d_{\Gamma}^2 + d^2 \right) \div \left[\left(d_{\Gamma}^2 - d^2 \right) + \mu \right]}{E_{\text{ш}}} \dots + \frac{\left(d^2 + d_{\Pi}^2 \right) \div \left[\left(d^2 - d_{\Pi}^2 \right) - \mu \right]}{E_{\text{в}}} \right]} = 37.39$$

Напруження від суммарного натягу на зовнішній поверхні головки, МПа

$$\sigma_a = \frac{p \cdot d^2}{\left(d_{\Gamma}^2 - d^2 \right)} = \frac{37.392 \cdot 2 \cdot 42^2}{56^2 - 42^2} = 96.15$$

Напруження від сумарного натягу на внутрішній поверхні головки

$$\sigma_i = \frac{p \cdot \left(d_{\Gamma}^2 + d^2 \right)}{\left(d_{\Gamma}^2 - d^2 \right)} = \frac{37.392 \cdot \left(56^2 + 42^2 \right)}{56^2 - 42^2} = 133.542$$

Розрахунок перетину А-А

максимальна сила, яка розтягує головку на номінальному режимі, в Н

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

$$\text{де } \omega = \frac{\pi \cdot n_N}{30} = \frac{\pi \cdot 3.2 \times 10^3}{30} = 335.103 \quad \text{с}^{-1} - \text{кутова частота обертання}$$

$$P_{j\Pi} = -m_{\Pi} \cdot R_K \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda) = -0.875 \cdot 0.048 \cdot 335.103^2 \cdot (1 + 0.255) = -5.857 \times 10^3$$

Нормальна сила в перетині О-О, в Н

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

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

$$N_{j0} = -P_{j\Pi} \cdot \left[0.572 - \frac{(8 \cdot \varphi_{\text{ш.з}})}{10000} \right] = \left(-5.857 \times 10^3 \right) \cdot \left(0.572 - \frac{8 \cdot 110}{1 \times 10^4} \right) = 2.835 \times 10^3$$

Згинаючий момент в перетині О-О, в кН*м

$$M_{j0} = -P_{j\Pi} \cdot r_{cp} \cdot (0.0033 \cdot \varphi_{ш.3} - 0.0297)$$

$$\text{де } r_{cp} = \frac{(d_{\Gamma} + d)}{4} = \frac{56 + 42}{4} = 24.5 \text{ мм - середній радіус натягу;}$$

$$M_{j0} = -P_{j\Pi} \cdot r_{cp} \cdot (0.00033 \cdot \varphi_{ш.3} - 0.0297) 10^{-3} = 0.95$$

Нормальна сила в розрахунковому перетині від розтягуючої сили, в Н

$$N_{j\varphi.ш.3} = (N_{j0} \cdot \cos(\varphi_{ш.3} \cdot \text{deg})) \dots = 2784 \\ + -0.5 P_{j\Pi} \cdot (\sin(\varphi_{ш.3} \cdot \text{deg}) - \cos(\varphi_{ш.3} \cdot \text{deg}))$$

Згинаючий момент в розрахунковому перетині від розтягуючої сили, в Н

$$M_{j\varphi.ш.3} = M_{j0} + N_{j0} \cdot r_{cp} \cdot 10^{-3} \cdot (1 - \cos(\varphi_{ш.3} \cdot \text{deg})) \dots = 186.13 \\ + -0.5 \cdot P_{j\Pi} \cdot r_{cp} \cdot 10^{-3} \cdot \left(\sin(\varphi_{ш.3} \cdot \text{deg}) \dots \right) \\ \left(+ -\cos(\varphi_{ш.3} \cdot \text{deg}) \right)$$

Напруження на зовнішньому волокні від розтягуючої сили, в МПа

$$\sigma_{aj} = \left[2 \cdot M_{j\varphi.ш.3} \cdot \frac{6r_{cp} + h_{\Gamma}}{h_{\Gamma} \cdot (2 \cdot r_{cp} + h_{\Gamma})} + K_p \cdot N_{j\varphi.ш.3} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_{\Gamma}}$$

$$\text{де } F_{\Gamma} = (d_{\Gamma} - d) \cdot l_{ш} = (56 - 42) \cdot 38 = 532 \text{ мм}^2$$

$$F_B = (d - d_{\Pi}) \cdot l_{ш} = (42 - 32) \cdot 38 = 380 \text{ мм}^2$$

$$K_p = \frac{E_{ш} \cdot F_{\Gamma}}{E_{ш} \cdot F_{\Gamma} + E_B \cdot F_B} = \frac{2.2 \cdot 10^5 \cdot 532}{2.2 \cdot 10^5 \cdot 532 + 1.15 \cdot 10^5 \cdot 380} = 0.728$$

$$\sigma_{aj} = \left[2 \cdot M_{j\varphi.ш.3} \cdot \frac{6(r_{cp} + h_{\Gamma}) \cdot 10^{-3}}{h_{\Gamma} \cdot 10^{-3} \cdot [2 \cdot (r_{cp} + h_{\Gamma}) \cdot 10^{-3}]} \dots \right] \cdot \frac{1}{l_{ш} \cdot h_{\Gamma}} = 607.4 \\ + K_p \cdot N_{j\varphi.ш.3}$$

Сумарна сила, яка стискає головку, в Н

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

де $p_0 = 0.1$ МПа - тиск натягу;

$$P_{сж} = (p_{zd} - p_0) \cdot F_{\Pi} \cdot 10^2 \dots = 32974 \\ + -m_{\Pi} \cdot R_K \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\varphi \cdot \text{deg}) + \lambda \cdot \cos(2\varphi \cdot \text{deg}))$$

Нормальна сила в розрахунковому перетині від стискаючої сили, в Н

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

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

$$f_{\varphi.ш.з1} = \frac{\sin(\varphi_{ш.з} \cdot \text{deg})}{2} - \frac{\varphi_{ш.з} \cdot \text{deg}}{\pi} \cdot \sin(\varphi_{ш.з} \cdot \text{deg}) \dots = 0.0045 \\ + \frac{-1}{\pi} \cdot \cos(\varphi_{ш.з} \cdot \text{deg})$$

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

$$N_{сж\varphi.ш.з} = P_{сж} \cdot (k_{N_P} + f_{\varphi.ш.з1}) = 3.3 \times 10^4 \cdot (9 \times 10^{-4} + 4.46 \times 10^{-3}) = 176.68$$

Згинаючий момент в розрахунковому перетині від стискаючої сили, в Н*м:

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

де $k_{M_P} = 0.00025$

$$M_{сж\varphi.ш.з} = P_{сж} \cdot r_{cp} \cdot (k_{M_P} + k_{N_P} \cdot f_{\varphi.ш.з2} - f_{\varphi.ш.з1}) \cdot 10^{-3} = -2.4$$

Напруження на зовнішньому волокні від стискаючої сили, в МПа

$$\sigma_{асж} = \left[\frac{2M_{сж\varphi.ш.з} \cdot \frac{6(r_{cp} + h_r) 10^{-3}}{h_r \cdot 10^{-3} \cdot [2(r_{cp} + h_r) \cdot 10^{-3}]} \dots \right] \cdot \frac{1}{l_{ш} \cdot h_r} = -7.3$$

Максимальне напруження асиметричного циклу, в МПа

$$\sigma_{max} = \sigma_a + \sigma_{aj} = 96.15 + 607.382 = 703.532$$

Мінімальне напруження асиметричного циклу:

$$\sigma_{min} = \sigma_a + \sigma_{асж} = 96.15 + -7.327 = 88.823$$

Середнє напруження та амплітуда напружень, в МПа

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{max} + \sigma_{min})}{2} = \frac{703.532 + 88.823}{2} = 396.178$$

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2} = \frac{703.532 - 88.823}{2} = 307.354$$

$$\sigma_{ак} = \frac{\sigma_a \cdot k_{\sigma}}{(\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II})} = \frac{307.354 \cdot 1.304}{0.77 \cdot 0.72} = 723.148$$

Так як

$$\sigma_{ак_m} = \frac{\sigma_{ак}}{\sigma_m} = \frac{723.148}{396.178} = 1.825 > \frac{\beta_{\sigma_3} - \alpha_{\sigma_3}}{1 - \beta_{\sigma_3}} = \frac{0.438 - 0.21}{1 - 0.438} = 0.404$$

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

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{(\sigma_{ак} + \alpha_{\sigma_3} \cdot \sigma_m)} = \frac{350}{723.148 + 0.21 \cdot 396.178} = 0.434$$

3.3.4 Розрахунок кривошипної головки шатуна

Початкові дані для розрахунку кривошипної головки:

Радіус кривошипа, в м	$R_K = 0.048$
Маса поршневої групи, в кг	$m_{\Pi} = 0.88$
Маса шатунної групи, в кг	$m_{Ш} = 2.82$
Максимальні кутові оберти колінчастого валу на х.х., c^{-1}	$\omega_{х.х.маx} = 356$
Кривошипно шатунне відношення	$\lambda = 0.255$

З таблиці 13.4 [5, ст. 319] приймаємо:

Діаметр шатунної шийки, в мм	$d_{Ш.Ш.} = 48$
Товщина стінки вкладиша, в мм	$t_B = 3.0$
Відстань між шатунними болтами, в мм	$C_6 = 68$
Довжина кривошипної головки, в мм	$l_K = 28$

Розрахунок кривошипної головки на міцність

Максимальна сила інерції, МН

$$P_{jp} = -\omega_{х.х.маx}^2 \cdot R_K \cdot \left[(m_{\Pi} + m_{Ш.П}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{Ш.К} - m_{К.р}) \right] \cdot 10^{-6}$$

де $m_{Ш.П} = 1.15$ кг - маси шатунної групи, які утворюють

$m_{Ш.К} = 2.52$ зворотньо-поступальний та обертальний рухи;

$$m_{К.р} = 0.25m_{Ш} = 0.25 \cdot 2.82 = 0.705 \text{ кг}$$

$$P_{jp} = -\omega_{х.х.маx}^2 \cdot R_K \cdot \left[(m_{\Pi} + m_{Ш.П}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{Ш.К} - m_{К.р}) \right] \cdot 10^{-6} = -0.0262$$

Момент опору розрахункового перетину, м³

$$W_{из} = \frac{l_k \cdot (0.5 \cdot C_6 - r_1)^2}{6}$$

де $r_1 = \frac{1}{2}(d_{ш.ш.} + 2t_B) = \frac{1}{2} \cdot (48 + 2 \cdot 3) = 27$ мм - внутрішній радіус кривошипної головки шатуна

$$W_{из} = \frac{l_k \cdot (0.5 \cdot C_6 - r_1)^2 \cdot 10^{-9}}{6} = \frac{28 \cdot (0.5 \cdot 68 - 27)^2 \cdot 10^{-9}}{6} = 2.29 \times 10^{-7}$$

Моменти інерції вкладиша та кришки в м⁴

$$J_B = l_k \cdot t_B^3 \cdot 10^{-12} = 28 \cdot 3^3 \cdot 10^{-12} = 7.56 \times 10^{-10}$$

Моменти інерції вкладиша та кришки в м⁴

$$J = l_k \cdot (0.5 C_6 - r_1)^3 \cdot 10^{-12} = 28 \cdot (0.5 \cdot 68 - 27)^3 \cdot 10^{-12} = 9.604 \times 10^{-9}$$

Напруження згину кришки та вкладиша, в МПа

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

де $F_{ГВ} = l_k \cdot 0.5 \cdot (C_6 - d_{ш.ш.}) \cdot 10^{-6} = 28 \cdot 0.5 \cdot (68 - 48) \cdot 10^{-6} = 2.8 \times 10^{-4}$ м²

$$\sigma_{из} = -P_{jp} \cdot \left[\frac{0.023(C_6 \cdot 10^{-3})}{\left(1 + \frac{J_B}{J}\right) \cdot W_{из}} + \frac{0.4}{F_{ГВ}} \right] = 203.797$$

3.3.5 Розрахунок стрижня шатуна

Початкові дані для розрахунку:

Сумарна сила, яка стискає головку, МН

$$P_{с.ж} = 0.0135$$

Кут повороту колінчастого валу, в °

$$\varphi = 390$$

Розтягуюча сила, МН

$$P_p = -0.0123$$

Кут повороту колінчастого валу, в °

$$\varphi_0 = 0$$

Довжина шатуна, мм

$$L_{ш} = 230$$

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

- висота перерізу, мм

$$h_{ш} = 36$$

- ширина перерізу, мм

$$b_{ш} = 24$$

- товщина полки, мм

$$a_{ш} = 6$$

- товщина тавра, мм

$$t_{ш} = 5$$

З розрахунків поршневої та кривошипної головок:

- діаметр , мм

$$d = 48$$

- діаметр, мм

$$d_1 = 54$$

Характеристика міцності матеріалу шатуна - Сталь 40Х

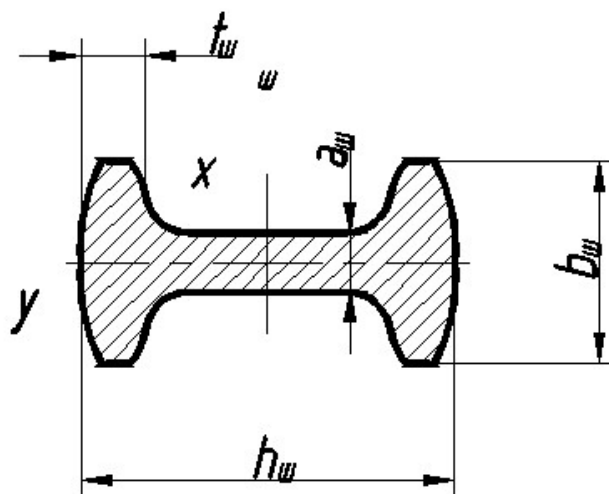


Рисунок 3.4 - Розрахункова схема двотаврового перетину стрижня шатуна

Площа розрахункового двотаврового перетину В-В, в мм²

$$F_{\text{ср.2T}} = h_{\text{ш}} \cdot b_{\text{ш}} - (b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}}) \cdot (h_{\text{ш}} - 2t_{\text{ш}}) = 36 \cdot 24 - (24 - 6) \cdot (36 - 2 \cdot 5) = 396$$

Моменти інерції розрахункового двотаврового перетину В-В, в м⁴
- в горизонтальній площині

$$J_{x.2T} = \frac{[b_{\text{ш}} \cdot h_{\text{ш}}^3 - (b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}}) \cdot (h_{\text{ш}} - 2t_{\text{ш}})^3] \cdot 10^{-12}}{12} = 6.695 \times 10^{-8}$$

- у вертикальній площині, м⁴

$$J_{y.2T} = \frac{[h_{\text{ш}} \cdot b_{\text{ш}}^3 - (h_{\text{ш}} - 2 \cdot t_{\text{ш}}) \cdot (b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}})^3] \cdot 10^{-12}}{12} = 2.884 \times 10^{-8}$$

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

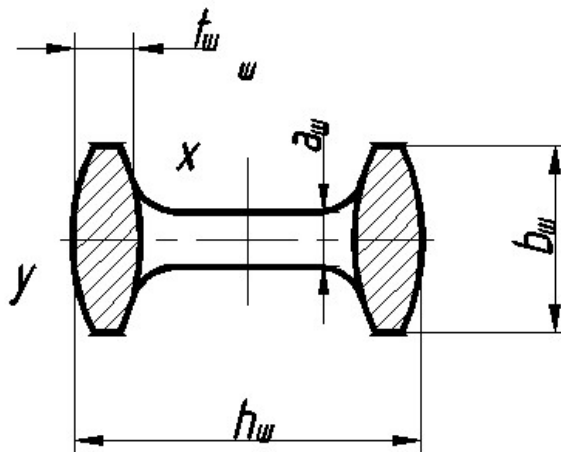


Рисунок 3.5 - Розрахункова схема зведеного прямокутного перетину стрижня шатуна

Площа розрахункового зведеного прямокутного перетину В'-В', мм²

$$F_{\text{ср.2П}} = 2 \cdot t_{\text{ш}} \cdot b_{\text{ш}} = 2 \cdot 5 \cdot 24 = 240$$

Моменти інерції розрахункового двотаврового перетину В-В, м⁴
- в горизонтальній площині

$$J_{x.2П} = \frac{t_{\text{ш}}^3 \cdot b_{\text{ш}} \cdot 10^{-12}}{6} = \frac{5^3 \cdot 2.4 \times 10^1 \cdot (1 \times 10^1)^{-1.2 \times 10^1}}{6} = 5 \times 10^{-10}$$

- у вертикальній площині, м⁴

$$J_{y.2\Pi} = \frac{t_{\text{ш}} \cdot b_{\text{ш}}^3 \cdot 10^{-12}}{6} = \frac{5 \cdot 24^3 \cdot 10^{-12}}{6} = 1.152 \times 10^{-8}$$

Середня площа розрахункового перетину стрижня шатуна, в мм²

$$F_{\text{ср.п}} = \frac{1}{2} \cdot (F_{\text{ср.2Т}} + F_{\text{ср.2\Pi}}) = \frac{1}{2} \cdot (396 + 240) = 318$$

Опосередковані моменти інерції стрижня шатуна, в м⁴

- в горизонтальній площині, м⁴

$$J_x = \frac{1}{2} \cdot (J_{x.2Т} + J_{x.2\Pi}) = \frac{1}{2} \cdot (6.695 \times 10^{-8} + 5 \times 10^{-10}) = 3.372 \times 10^{-8}$$

- у вертикальній площині, м⁴

$$J_y = \frac{1}{2} \cdot (J_{y.2Т} + J_{y.2\Pi}) = \frac{1}{2} \cdot (2.884 \times 10^{-8} + 1.152 \times 10^{-8}) = 2.018 \times 10^{-8}$$

Максимальні напруження від стискаючої сили, МПа

в площині гойдання шатуна

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

$$\text{де } K_x = \left[1 + \frac{\sigma_{\text{в}}}{\pi^2 \cdot E_{\text{ш}}} \cdot \frac{(L_{\text{ш}}^2) \cdot 10^{-6}}{J_x} \cdot F_{\text{ср.п}} \cdot 10^{-6} \right] = 1.225$$

$$\sigma_{\text{maxx}} = \frac{K_x \cdot P_{\text{с.ж}}}{F_{\text{ср.п}} \cdot 10^{-6}} = \frac{1.225 \cdot 0.014}{318 \cdot 10^{-6}} = 52.011$$

в площині, перпендикулярній до площини гойдання шатуна, в МПа

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

$$\text{де } L_1 = L_{\text{ш}} - \frac{(d + d_1)}{2} = 230 - \frac{48 + 54}{2} = 179 \text{ мм - довжина шагуна}$$

$$K_y = \left(1 + \frac{\sigma_B}{\pi^2 \cdot E_{\text{ш}}} \cdot \frac{L_1^2 \cdot 10^{-6}}{4J_x} \cdot F_{\text{ср.п}} \cdot 10^{-6} \right) = 1.034$$

$$\sigma_{\text{maxy}} = \frac{K_y \cdot P_{\text{сж}}}{F_{\text{ср.п}}} = \frac{1.034 \cdot 3.297 \times 10^4}{318} = 107.227$$

Мінімальне напруження від розтягуючої сили, МПа

$$\sigma_{\text{min}} = \frac{P_p}{F_{\text{ср.п}} \cdot 10^{-6}} = \frac{-0.012}{318 \cdot 10^{-6}} = -38.679$$

Середнє напруження і амплітуда циклу, МПа

$$\sigma_{\text{mx}} = \frac{(\sigma_{\text{maxx}} - \sigma_{\text{min}})}{2} = \frac{52.011 - -38.679}{2} = 45.345$$

$$\sigma_{\text{my}} = \frac{(\sigma_{\text{maxy}} - \sigma_{\text{min}})}{2} = \frac{107.227 - -38.679}{2} = 72.953$$

$$\sigma_{\text{ax}} = \frac{(\sigma_{\text{maxx}} + \sigma_{\text{min}})}{2} = \frac{52.011 + -38.679}{2} = 6.666$$

$$\sigma_{\text{ay}} = \frac{(\sigma_{\text{maxy}} + \sigma_{\text{min}})}{2} = \frac{107.227 + -38.679}{2} = 34.274$$

$$\sigma_{\text{акх}} = \frac{\sigma_{\text{ax}} \cdot k_{\sigma}}{(\epsilon_{\text{м1}} \cdot \epsilon_{\text{п1}})}$$

де $\epsilon_{\text{м1}} = 0.8$ - масштабний коефіцієнт;

$\epsilon_{\text{п1}} = 1.3$ - коефіцієнт поверхневої чутливості

$$\sigma_{акх} = \frac{\sigma_{ах} \cdot k_{\sigma}}{(\epsilon_{м1} \cdot \epsilon_{п1})} = \frac{6.666 \cdot 1.304}{0.8 \cdot 1.3} = 8.36$$

$$\sigma_{аку} = \frac{\sigma_{ау} \cdot k_{\sigma}}{(\epsilon_{м1} \cdot \epsilon_{п1})} = \frac{34.274 \cdot 1.304}{0.8 \cdot 1.3} = 42.987$$

Так як

$$\sigma_{акх_мх} = \frac{\sigma_{акх}}{\sigma_{мх}} = \frac{8.36}{45.345} = 0.184 < \frac{(\beta_{\sigma p} - \alpha_{\sigma pc})}{(1 - \beta_{\sigma p})} = \frac{0.375 - 0.17}{1 - 0.375} = 0.328$$

та

$$\sigma_{аку_мх} = \frac{\sigma_{аку}}{\sigma_{му}} = \frac{42.987}{72.953} = 0.589 < 0.328, \text{ то запаси міцності в перетині В-В}$$

визначаємо за межею втомності:

$$n_{\sigma x} = \frac{\sigma_{_1p}}{\sigma_{акх} + \alpha_{\sigma pc} \cdot \sigma_{мх}} = \frac{300}{8.36 + 0.17 \cdot 45.345} = 18.67$$

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{_1p}}{\sigma_{аку} + \alpha_{\sigma pc} \cdot \sigma_{му}} = \frac{300}{42.987 + 0.17 \cdot 72.953} = 5.416$$

3.3.6 Розрахунок шагунного болта

З розрахунку кривошипної головки шатуна маємо:

Максимальна сила пропорції, яка розриває кривошипну головку та кривошипні болти, МН

$$P_{jp} = -0.0262$$

Приймаємо:

Номінальний діаметр болта, мм

$$d_H = 12$$

Крок різьби, мм

$$t = 0.75$$

Кількість болтів, шт

$$i_{\zeta} = 2$$

Матеріал - сталь 40ХН

По табл. 11.2 та 11.3 для легованої сталі 40ХН визначаємо:

Межа міцності, МПа $\sigma_{B\sigma} = 1300$

Межа текучості, МПа $\sigma_{T\sigma} = 1150$

Межа втомності при розтяганні-стисканні, МПа $\sigma_{-1p\sigma} = 380$

Коефіцієнт приведення циклу при розтяганні-стисканні $\alpha_{\sigma\sigma} = 0.2$

За формулами визначаємо:

$$\beta_{\sigma\sigma} = \frac{\sigma_{-1p\sigma}}{\sigma_{T\sigma}} = \frac{380}{1.15 \times 10^3} = 0.33 \quad \text{та} \quad \frac{(\beta_{\sigma\sigma} - \alpha_{\sigma\sigma})}{(1 - \beta_{\sigma\sigma})} = \frac{0.33 - 0.2}{1 - 0.33} = 0.195$$

Сила попередньої затяжки, МН

$$P_{\text{пр}} = 2.5 \cdot \frac{-P_{jp}}{2} = 2.5 \cdot \frac{-0.026}{2} = 0.033$$

Сумарна сила, яка розтягує болт, в МН

$$P_{\sigma} = P_{\text{пр}} + \chi \cdot \frac{-P_{jp}}{i_{\sigma}}$$

де $\chi = 0.2$ - коефіцієнт основного навантаження різьбового з'єднання

$$P_{\sigma} = P_{\text{пр}} + \chi \cdot \frac{-P_{jp}}{i_{\sigma}} = 0.033 + 0.2 \cdot \frac{-0.026}{2} = 0.035$$

Максимальне та мінімальне напруження, яке виникає в болті, в МПа

$$\sigma_{\max\sigma} = \frac{4P_{\sigma}}{(\pi \cdot d_B^2)} \quad \text{та} \quad \sigma_{\min\sigma} = \frac{4P_{\text{пр}}}{(\pi \cdot d_B^2)}$$

де $d_B = (d_H - 1.4t) \cdot 10^{-3} = (12 - 1.4 \cdot 0.75) \cdot 10^{-3} = 0.011$ м - внутрішній діаметр

$$\sigma_{\max\sigma} = \frac{4P_{\sigma}}{\left(\pi \cdot d_B^2\right)} = \frac{4 \cdot 0.035}{\pi \cdot 0.011^2} = 376.046$$

$$\sigma_{\min\sigma} = \frac{4P_{\text{пр}}}{\left(\pi \cdot d_B^2\right)} = \frac{4 \cdot 0.033}{\pi \cdot 0.011^2} = 348.191$$

Середнє напруження та амплітуди циклу, в МПа

$$\sigma_{m\sigma} = \frac{(\sigma_{\max\sigma} + \sigma_{\min\sigma})}{2} = \frac{376.046 + 348.191}{2} = 362.119$$

$$\sigma_{a\sigma} = \frac{(\sigma_{\max\sigma} - \sigma_{\min\sigma})}{2} = \frac{376.046 - 348.191}{2} = 13.928$$

де $q = 1$ - коефіцієнт чуттєвості сталі до концентрації напружень;

$\alpha_{\text{к}\sigma} = 4.2$ - коефіцієнт приведення циклу;

$k_{\sigma 1} = 1 + q \cdot (\alpha_{\text{к}\sigma} - 1) = 1 + (4.2 - 1) = 4.2$ - коефіцієнт концентрації напружень

$\varepsilon_{\text{м}2} = 0.96$ - масштабний коефіцієнт;

$\varepsilon_{\text{п}2} = 0.82$ - коефіцієнт поверхневої чутливості

$$\sigma_{\text{ак}\sigma} = \sigma_{a\sigma} \cdot \frac{k_{\sigma 1}}{(\varepsilon_{\text{м}2} \cdot \varepsilon_{\text{п}2})} = 13.928 \cdot \frac{4.2}{0.96 \cdot 0.82} = 74.309$$

Так як

$$\sigma_{\text{ак}\sigma_m} = \frac{\sigma_{\text{ак}\sigma}}{\sigma_{m\sigma}} = \frac{74.309}{362.119} = 0.205 > \frac{(\beta_{\sigma\sigma} - \alpha_{\sigma\sigma})}{(1 - \beta_{\sigma\sigma})} = \frac{0.33 - 0.2}{1 - 0.33} = 0.195$$

, то запас міцності болта визначаємо за межею втомності:

$$n_{\sigma\sigma} = \frac{\sigma_{-1p\sigma}}{(\sigma_{\text{ак}\sigma} + \alpha_{\sigma\sigma} \cdot \sigma_{m\sigma})} = \frac{380}{74.309 + 0.2 \cdot 362.119} = 2.59$$

3.4 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано будову шатуна а також умови його роботи на навантаження. Під час розгляду виявлено проблеми щодо теплового та механічного навантаження шатуна під час різних режимів роботи двигуна.

Запропоновано конструкторське рішення що передбачає свердлення стрижня шатуна з метою полегшення та зменшення питомих навантажень на деталі кривошипно-шатунного механізму. Оцінено вплив від зменшення ваги шатуна на величину питомих навантажень в КШМ. Розраховано параметри міцності елементів шатуна з урахуванням внесених конструктивних змін. Оцінено ефективність запропонованих конструкторських рішень.

					ПННІ НУК 142.44.25.04.ПЗ	Аркуш
						82
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4 ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Загальні положення

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

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

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

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

При проектуванні двигуна значну увагу приділяють вирішенню питань охорони праці та навколишнього середовища, так як двигун є джерелом небезпечних і шкідливих виробничих факторів, а також джерелом забруднення навколишнього середовища і за багатьма аспектами має пряме відношення до проблем захисту природи.

В спроектованому двигуні небезпечними і шкідливими факторами згідно ГОСТ 12.003-74 є деталі і вузли які рухаються, паливо і випускні гази, які містять шкідливі речовини. Державними стандартами, санітарними нормами визначені норми викидів шкідливих речовин в навколишнє середовище, димність відпрацьованих газів, безпечність роботи двигуна, для дотримання яких розробляється ряд спеціальних заходів по організації робочого процесу двигуна та зменшення шкідливого впливу двигуна на довкілля шляхом

встановлення різноманітних систем та пристроїв нейтралізації шкідливих речовин.

Для безпеки обслуговування двигуна всі частини, що обертаються мають захисні щитки, люки та огороження, пофарбовані в червоний колір для привернення уваги та позначення джерела потенційної небезпеки. Найбільш теплонапружені деталі і місця двигуна мають додаткове охолодження, а випускний колектор ізолюваний азбестовим шнуром.

Таким чином в цілому забезпечується досить безпечна робота персоналу при обслуговуванні двигуна за умови дотримання відповідних вимог та правил техніки безпеки.

4.2 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених спроектованим двигуном.

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують двигун, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ГОСТ 12.0.003 – 83. Пари паливо-мастильних матеріалів проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів.

Шум та вібрація негативно впливають на обслуговуючий персонал, знижують працездатність, увагу, призводять до швидкої втомлюваності та при перевищенні допустимих норм можуть викликати різноманітні захворювання людського організму.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й мастила, які при потраплянні до організму людини можуть викликати хронічні захворювання та навіть отруєння та смерть.

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна завдати людині опіків. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячі частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами або захисними огороженнями.

					ПННІ НУК 142.44.25.04.ПЗ	Аркуш
						84
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації.

Причиною пожеж у приміщенні енергетичної установки є: несправні електроприлади, самозаймання витирального матеріалу, несправність запірної арматури, розгерметизація елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легкозаймистими речовинами.

Проходячи через тіло, струм впливає:

Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, викликає гіперскорочення м'язових тканин.

Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших біологічних рідин.

Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні можуть з'являтися токсичні сполуки (CO ; SO_2 ; CnHm). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система ефективної вентиляції.

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

Вентиляції, що застосовуються в приміщенні енергетичної установки: штучна, приточна і природна.

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

Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.

Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.

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

					ПННІ НУК 142.44.25.04.ПЗ	Аркуш
						85
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Шум значно погіршує продуктивність праці. Негативно впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму на протязі тривалого часу спостерігається втома слухового апарату, що може привести до часткової чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1

Таблиця 4.1 - Санітарні норми шуму

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

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні енергетичної установки

Рівень шуму, який створює двигун 8Ч 10/9,5 визначається по формулі, в Дб:

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

де: n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 3200 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання, $n = 2500 \text{ хв}^{-1}$;

P_e – номінальна потужність двигуна, $P_e = 125 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \lg(3200 + 125^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{2500}{3200}\right) \right] = 92,47$$

Рівень шуму перевищує припустимі значення. Необхідно проводити заходи щодо зниження рівня шуму. Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб. Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі кожухи або бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб. Для зниження механічного шуму необхідно зменшувати зазори між деталями і вузлами (наприклад між юбкою поршня і гільзою), виготовляти

конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинаючими покриттями.

Вібрація виникає через динамічну нерівноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації наведені в таблиці 4.2.

Рівень вібрації для двигуна 8Ч 10/9,5 визначаємо по формулі, в Дб:

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

де m – маса двигуна, m = 256 кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{3200 \cdot 125^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 125}{256} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{256}{125}} \right) + 30 \lg \left(\frac{2500}{3200} \right) = 85,04$$

Таблиця 4.2 Санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с*10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: підбір поршнів і шатунів за ваговими групами, маховик, противаги, спеціальні подушки, які гасять вібрацію. Шум і вібрація двигунів внутрішнього згоряння негативно впливають на здоров'я працюючих, зменшують продуктивність праці, притупляють увагу, що може призвести до виникнення нещасних випадків.

Двигуни у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, одночасно, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Метод полягає у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у підвищенні точності виготовлення й обробки деталей двигуна. Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції приміщення. Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є встановлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей та люків з метою зменшення вібрації. Ефективним способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: навушників, гермошоломів і касок, звукоізолюючих кабін з яких провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяють зменшити шум на 15 – 20 Дб.

4.4 Заходи щодо зниження шкідливого впливу проектного двигуна на навколишнє середовище.

З проведених розрахунків шуму та вібрації створених спроектованим двигуном видно, що їхні значення дещо перевищують допустимі санітарні норми, що буде справляти негативний вплив на обслуговуючий персонал.

Тому крім стандартних засобів гасіння шуму та вібрації, таких як підбір поршнів і шатунів за ваговими групами, маховик, противаги, капотування двигуна та ін., було запропоновано ряд додаткових заходів, які дозволять знизити рівень шуму та вібрації двигуна серед яких: застосування спеціальних вібропоглинаючих опор для двигуна, звукоізолюючих кабін з яких проводиться управління двигуном, використання засобів індивідуального захисту обслуговуючим персоналом, зменшення зазорів в деталях двигуна за рахунок притирання та підгонки деталей.

					ПННІ НУК 142.44.25.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		88

Щодо заходів спрямованих на підвищення рівня техніки безпеки та протипожежного захисту, то до них можна віднести встановлення в приміщенні автоматичної системи пожежогасіння та систем сигналізації про перевищення концентрації в приміщенні небезпечних для здоров'я та наявності вибухонебезпечних речовин, що в поєднанні з ефективною системою вентиляції дозволить значно знизити ризик виникнення захворювань в обслуговуючого персоналу та пожежі в приміщенні.

Також необхідно приділяти значну увагу проведенню відповідних інструктажів з техніки безпеки та протипожежного захисту серед обслуговуючого персоналу, організації комплексу заходів по систематичному підвищенню рівня кваліфікації робітників, обладнання приміщення всіма необхідними засобами для інформування та попередження працівників про можливі небезпеки на підприємстві та порядок дій при виникненні небезпечних ситуацій.

Поєднання комплексу всіх вище перелічених заходів дозволить створити безпечні та комфортні умови для робочого персоналу.

4.5. Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто проблеми що виникають під час роботи, експлуатації та ремонті двигуна. Зазначено негативний вплив від двигуна внутрішнього згоряння на навколишнє середовище. Розраховано показники шуму та вібрації від працюючого двигуна. Запропоновано заходи що зниження шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище. Окремо запропоновано заходи з техніки безпеки для обслуговуючого персоналу.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі було вирішено завдання щодо підвищення надійності карбюраторного двигуна для військового автомобіля, номінальною потужністю 125 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 8Ч 10/9,5, 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 військовий автомобіль ЗиЛ-130, що працює в складі мобільної вогневої групи. Було розглянуто будову двигуна прототипу, а також принципи функціонування його систем та механізмів.

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

В третьому розділі описано умови роботи шатунно-поршневої групи з урахуванням теплових та механічних навантажень, а також розглянуто та запропоновано різні варіанти конструктивного виконання шатуна. Зазначено переваги та недоліки для кожного запропонованого конструктивного варіанту. Виявлено прямий вплив динамічних навантажень на надійність та довговічність роботи деталей КШМ. Запропоновано полегшену конструкцію шатуна за рахунок свердлення стрижня шатуна без зниження його параметрів міцності та надійності. Розраховано параметри міцності головки, стрижня та нижньої головки шатуна з урахуванням запропонованих конструктивних змін.

В четвертому розділі було проаналізовано фактори щодо впливу спроектованого двигуна на навколишнє середовище. Розраховано рівні шуму та вібрації для спроектованого двигуна та запропоновано заходи щодо їх зниження.

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 142.44.25.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		90

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Доценко С.М., Бельський Ф.В., Гірікович В.С., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми бензинового двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ – 36 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. Автомобільні двигуни / І.І.Тимченко, Ю.Ф.Гутаревич, К.Є.Долганов, М.Р.Муждбаєв; За ред. І.І.Тимченка. – Харків: Основа, 1995.- 464 с.
5. Расчет автомобильных и тракторных даигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. - М.: Высшая школа, 1980. - 400с., ил.
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