

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний, транспортний

(повне найменування інституту, назва факультету)

Двигуни внутрішнього згорання

(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістра

(ступінь вищої освіти)

на тему «Визначення впливу газотурбінного наддуву на тепловий стан
дизельного двигуна»

Виконав: студент(ка) 2(м) курсу, групи T-419м

Спеціальності 133 Галузеве машинобудування

(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Двигуни внутрішнього згорання

Міт'євський І.Ю.

(прізвище та ініціали)

Керівник

Бєженов С.О.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

Дядя С.І.

(прізвище та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»
(повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут, факультет Машинобудівний інститут, Транспортний факультет
Кафедра Двигуни внутрішнього згорання

Ступінь вищої освіти магістр

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»
(код і найменування)

Освітня програма (спеціалізація) «Двигуни внутрішнього згорання»
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

Слинько Г.І. _____

“ ”

_____ 2020 року

З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Міт'євського Ігоря Юрійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

Тема проекту (роботи) «Визначення впливу газотурбінного наддуву на
тепловий стан дизельного двигуна»

керівник проекту (роботи) Беженев С.О., к.т.н., доцент,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від “30” листопада 2020 року
№ 362

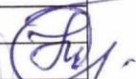
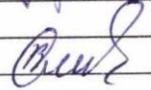
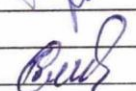
2. Строк подання студентом проекту (роботи) 15 грудня 2020р.

3. Вихідні дані до проекту (роботи) 4-тактний дизельний двигун КамАЗ-740.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити: аналітичний огляд літератури; тепловий, динамічний розрахунок двигуна, розрахунок врівноваження та маховика, розрахунок на міцність кільця поршневого, поршневого пальця, шатуна, дослідницька частина, економічне обґрунтування роботи; охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
презентація до захисту

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-5	Беженів С.О., к.т.н. доцент		
6	Левченко Н.М., д.и. держ.зн., професор		
7	Лазуткін М.І., к.т.н., доцент		
Н.к.	Слинько В.В., ст. викладач		

7. Дата видачі завдання 01.09.2020

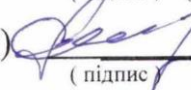
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Оформлення завдання до магістерської роботи	01.09.2020	
2	Визначення режимів роботи системи охолодження Дизельного двигуна	10.09.2020 20.09.2020	
3	Методи досліджень та устаткування	29.09.2020	
4	Тепловий розрахунок двигуна (КамАЗ-740)	13.10.2020	
5	Економічне обґрунтування роботи	28.10.2020	
6	Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	08.11.2020	
7	Оформлення пояснювальної записки	17.11.2020	
8	Представлення роботи керівнику	28.11.2020	
9	Представлення проекту на рецензію	05.12.2020	

Студент

 Міт'євський І.Ю.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

 Беженів С.О.
(підпис) (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Магістерська робота «Визначення впливу газотурбінного наддуву на тепловий стан дизельного двигуна»

складається з 141 сторінок, 6 розділів, 26 таблиць, 25 малюнків, 30 використаних літературних джерел, 3 додатків.

Мета роботи – визначити вплив наддуву на запас міцності шатунної групи ДВЗ (на прикладі двигуна КАМАЗ-740).

Об’єкт дослідження – стан шатунної групи дизельного КАМАЗ-740 з наддувом.

Предмет дослідження – вплив тиску наддуву на запас міцності шатунної групи дизельного двигуна КАМАЗ-740.

Практична цінність результатів роботи полягає в тому, що обрано дизельний двигун КАМАЗ-740, який та отримати поліпшені експлуатаційні та ефективні показники дизельного ДВЗ : ефективна потужність збільшилась **на 11,3 %**, крутний момент збільшився на **9,51 %** при зменшенні витрати палива на **14,51 % в** порівнянні з базовими характеристиками.

Магістерська робота, є завершальним етапом в отриманні освіти та отриманні диплома магістра і є кінцевим результатом за період всього навчання.

ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, ДИЗЕЛЬ, НАДДУВ, ПОВІТРЯ,
ТЕМПЕРАТУРА, ТИСК, ШАТУН, МІЦНІСТЬ

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	3
Зміст	4
Умовні позначення	6
Вступ	7
1 Аналіз впливу газотурбінного наддуву на тепловий стан дизельного ДВЗ ..	9
1.1 Показники теплового стану дизельних ДВЗ	9
1.2 Висновки	11
2. МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА УСТАТКУВАННЯ	12
2.1 Конструкція та технічна характеристика двигуна КамАЗ-740	12
2.2 Особливості конструкції системи наддуву двигуна КамАЗ-740	16
2.3 Особливості конструкції системи охолодження двигуна КамАЗ-740..	19
2.4 Тепловий розрахунок	23
2.5 Контроль результатів розрахунку	34
3. Динамічний розрахунок двигуна на номінальному режимі	36
3.1 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму	37
3.2 Сили інерції обертових мас	38
3.3 Сили, що діють на шатунну і корінну шийки колінчастого валу	40
3.4 Моменти, що діють в кривошипно-шатунному механізмі	46
4. Розрахунок врівноваження двигуна	48
5. Розрахунок маховика	51
6 Розрахунок на міцність	55
6.1 Розрахунок поршневих кілець	55
6.2 Розрахунок на міцність поршневого пальця	59
6.3 Розрахунок на міцність шатуна	64
7 Вплив тиску наддуву тепловий стан двигуна КамАЗ-740	78
7.1 Теплові розрахунки двигуна при різних значеннях тиску наддуву	78
8. Економічне обґрунтування проекту	81
8.1 Характеристика продукції	81
8.2 Оцінка ринку збуту та маркетингова програма	82
8.3 Розрахунок витрат на дослідження, розробку і проектування ДВЗ	83
8.4 Розрахунок собівартості проектного ДВЗ	84
8.5 Розрахунок експлуатаційних витрат	87
8.6 Економічний ефект від виробництва і експлуатації і нового ДВЗ	89

9 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	92
9.1 Аналіз потенційних небезпек.....	92
9.2 Заходи по забезпеченню техніки безпеки.....	93
9.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці	94
9.4 Заходи з пожежної безпеки	101
9.5 Заходи з цивільного захисту.....	102
9.6 Висновок з охорони праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	104
Висновки	105
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	106
ДОДАТКИ.....	109

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

к/в – колінчастий вал;

λ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

ППС – паливо-повітряна суміш;

кут п.к.в. – кут повороту колінчастого валу;

КШМ – кривошипно-шатунний механізм;

ГРМ – газорозподільний механізм;

КВЗ – кут випередження запалювання;

ТНКП – теоретично необхідна кількість повітря;

ВСТУП

Актуальність теми

Газотурбінний наддув є основним способом підвищення потужності поршневих двигунів в даний час. Підвищення тиску на впуску істотно впливає на перебіг робочого циклу ДВЗ. В свою чергу параметри циклу визначають економічність і надійність двигуна, тому їх залежність від параметрів наддуву становить практичний інтерес.

Використання наддуву в двигуні в поєднанні з оптимізацією процесів сумішоутворення і регулювань є важливим фактором зменшення шкідливих викидів з ОГ і збільшення КПД циклу, а також зниження шумності роботи двигуна. Застосування систем газотурбінного наддуву і підвищення у зв'язку з цим температури заряду на впуску і загального температурного рівня циклу призводить до перерозподілу складових теплового балансу.

Питання теплонавантаженості комбінованих ДВЗ (КДВЗ) вивчалось багатьма вченими, проте знаходження границі між підвищенням тиску наддуву та відведенням теплоти від КДВЗ все ще є актуальним питанням.

Мета і завдання дослідження

Метою даної роботи є дослідження робочих процесів та визначення впливу наддуву на запас міцності шатунної групи ДВЗ (на прикладі двигуна Д 245).

Для досягнення мети необхідно вирішити ряд завдань:

- аналіз проведених досліджень щодо визначення впливу газотурбінного наддуву на шатунну групу ДВЗ та визначення перспективних напрямків дослідження;
- виконати тепловий розрахунок циклу ДВЗ;
- дослідження робочих характеристик ДВЗ на різних режимах;
- економічне обґрунтування роботи.

Об'єкт дослідження – стан шатунної групи дизельного Д 245 з

наддувом.

Предмет дослідження – вплив тиску наддуву на запас міцності шатунної групи дизельного двигуна Д 245.

Наукова новизна роботи:

- роботи полягає в тому що, було отримано розрахункові результати досліджень впливу тиску наддуву на запас міцності шатунної групи дизельного двигуна Д 245.

- за допомогою програмного комплексу «DVS-2» змодульовано вплив тиску наддуву на робочий процес та техніко-економічні показники дизельного ДВЗ.

1 АНАЛІЗ ВПЛИВУ ГАЗОТУРБІННОГО НАДДУВУ НА ТЕПЛОВИЙ СТАН ДИЗЕЛЬНОГО ДВЗ

1.1 Показники теплового стану дизельних ДВЗ

Режим охолодження ДВЗ характеризується температурою охолоджуючої рідини (ОР) в зарубашечному просторі двигуна. Цей стан оцінюється температурою ОР на вході і на виході з двигуна або різницею температур. Розглянемо стан, при якому температура рідини, що охолоджує двигун, вище за 100°C . Встановлено [15], що підвищення $t_{\text{охл}}$ ОР в дизелі на 10°C вище 100°C призводить до підвищення температури деталей:

- 4-тактних ДВЗ на $8 \dots 8,6^\circ\text{C}$;
- 2-тактних ДВЗ на $7 \dots 8^\circ\text{C}$.

Для оцінки впливу температури ОР на режими роботи двигуна звернемося до рівняння потужності, маючи на увазі, що на показники у дужках температура ОР безпосередньо не впливає [15]:

$$N_e = \left(A_i \frac{n}{\alpha \tau} \eta_i \right) \cdot \eta_v \cdot \eta_m \cdot \gamma_v = \left(A_i \frac{n}{\alpha \tau} \eta_i \right) \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_o}{p_o} \cdot \frac{p_a}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot \eta_m \cdot \gamma_v \quad (1.1)$$

де A_i – емпіричний коефіцієнт;

n – частота обертання колінчастого валу;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

$\tau = 2$ для 4-тактних ДВЗ, $\tau = 1$ для 2-тактних ДВЗ;

η_i – індикаторний ККД;

η_v – коефіцієнт наповнення;

η_m – механічний ККД;

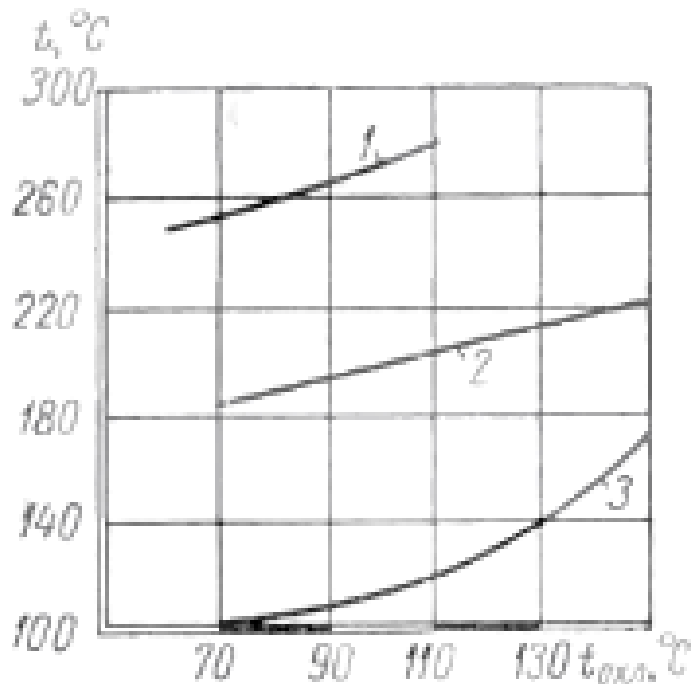
ε – ступінь стиснення;

T_o, p_o – атмосферні температура і тиск;

T_a, p_a – температура і тиск початку стиснення;

γ_r – коефіцієнт залишкових газів.

На **рисунку 1.2** наведено криві, які показують зміну температури деталей ДВЗ в залежності від температури ОР. Наслідком цього є відповідне підвищення температури початку стиснення T_a і тому зменшення коефіцієнта наповнення η_v .



1 – дно поршня; 2 – кришка циліндра; 3 – стінка циліндра

Рисунок 1.2 – Вплив температури охолоджуючої рідини на величину температури деталей ДВЗ [15]

В дизелях зменшення η_v призводить до зменшення коефіцієнта надлишку повітря α , тобто, зменшення індикаторної потужності N_i [15].

В лабораторії кафедри ДВЗ ЛПІ була виконана серія дослідів на дизелі Д-12 (інж. С.П. Баранов). Досліджувався робочий процес двигуна при підвищенні температури ОР в зарубашечному просторі з $90^\circ C$ до $130^\circ C$. В результаті дослідження встановлено, що з підвищенням $t_{охл}$ на кожні $10^\circ C$ коефіцієнт наповнення знижувався в середньому на 1,0 %, а коефіцієнт надлишку повітря на 0,9 % [15].

Підвищення $t_{охл}$ ОР визиває також перерозподіл складових теплового

балансу двигуна, так як на кожні 10°C підвищення температури ОР температура відпрацьованих газів зростала на 9 % [15].

В розрахунках робочого циклу ДВЗ за методикою [18,19] встановлено величину середньої температури стінок T_w , що формують камеру згорання: циліндр, головка поршня, кришка (головка блоку циліндрів).

Середня температура стінок T_w залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей. На номінальному режимі роботи приймають:

- для деталей із сталі та чавуну $T_w = 550 \dots 650 \text{ K}$,
- для деталей з алюмінієвих сплавів $T_w = 420 \dots 470 \text{ K}$.

Більші значення відносяться до форсованих ДВЗ з наддувом при малих величинах коефіцієнта надлишку повітря.

Температуру таких нагрітих деталей, як випускний колектор, випускні клапани не враховано. Підігрів газу від стінок випускного колектора потребує додаткового дослідження, в той же час на робочий цикл в циліндрі впливає незначно. Щодо випускних клапанів, то їх можна «прийняти» як частину головки блоку циліндрів.

1.2 Висновки

Для визначення впливу газотурбінного наддуву на тепловий стан дизельного двигуна необхідно вирішити ряд задач:

- виконати тепловий розрахунок циклу ДВЗ;
- встановити значення температури стінок T_w ;
- виконати розрахунок через стінку, визначити температуру охолоджуючої рідини.

2. МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА УСТАТКУВАННЯ

2.1 Конструкція та технічна характеристика двигуна КамАЗ-740

Двигуни сімейства КамАЗ-740 (рисунок 2.1) – дизельні, 8-циліндрові, з V-подібним компонуванням, рідинного охолодження. Встановлюються на вантажні автомобілі КамАЗ, автобуси НефАЗ, ЛиАЗ, ПАЗ, військову та залізничну техніку, судна. Двигуни сімейства КамАЗ-740 мають велику кількість модифікацій, залежно від виконання, типу системи паливоподачі, системи надуву тощо.

В даному проекті розглядається двигун модифікації КамАЗ-740.11-240, характеристики якого наведені в таблиці 2.1. Двигун КамАЗ-740.11-240 випускається з січня 2001 року, використовується на магістральних автомобілях, його ресурс складає 800 000 км пробігу.



Рисунок 2.1 – Загальний вигляд дизельного двигуна КамАЗ-740 [20]

Таблиця 2.1 – Технічна характеристика двигуна КамАЗ-740 [20–22]

Величина/характеристика	Показник
Тип	4-тактний дизельний, з турбонаддувом
Розташування і кількість циліндрів	V-8
Кут розвалу циліндрів, град.	90
Порядок роботи циліндрів	1-5-4-2-6-3-7-8
Діаметр циліндра, мм	120
Хід поршня, мм	120
Робочий об'єм циліндрів, л	10,86
Ступінь стиснення	16,5
Максимальна корисна потужність згідно правил ЄЕК ООН №85-00, номінальна потужність нетто згідно ГОСТ 14846-81, кВт, не менше	191
Максимальний корисний крутний момент, згідно правил ЄЕК ООН №85-00, максимальний крутний момент нетто згідно ГОСТ 14846-81, Н·м	834
Частота обертання колінчастого валу, хв ⁻¹ : – номінальна – при максимальному крутному моменті – на холостому ході, не більше: мінімальна максимальна	2200±50 1400 600±50 2930
Мінімальна питома витрата палива, г/(кВт·год)	207
Витрата мастила на угар на режимі номінальної потужності, у % від витрати палива, не більше	0,15
Маса незаправленого мастилом двигуна у комплектності поставки, кг	842
Габаритні розміри, мм: – довжина – ширина – висота	1103 908 965
Модель ПНВТ	337-40
Модель форсунки	273-30
Відповідність екологічним нормам	Євро-1 (Правила №49-00 ЄЕК ООН)

Блок циліндрів є основною корпусною деталлю двигуна і являє собою виливок з чавуну СЧ25 ГОСТ 1412-85 [8]. Виливок піддають штучному старінню для зняття термічних напруг, що дозволяє блоку циліндрів зберегти правильні геометричні форми і розміри в процесі експлуатації. Два ряди

циліндрових гнізд, відлитих як одне ціле з верхньою частиною картера, розташовані під кутом 90° один до іншого. Лівий ряд циліндрів зміщений щодо правого вперед на 29,5 мм, що обумовлено установкою на кожну шатунну шийку колінчастого вала двох шатунів.

У кожному ряду є по чотири циліндрових гнізда, що виходять на верхні оброблені площини, які служать привалочними поверхнями для головок циліндрів. Кожне циліндрове гніздо має два співвісних циліндричних отвори, виконаних в верхньому і нижньому поясах блоку, за якими центруються гільза циліндра, і виточки в верхньому поясі, що утворюють кільцеві площадки під бурти гільз. На нижньому поясі виконані дві канавки під кільця ущільнювачів, які запобігають потраплянню охолоджуючої рідини з порожнини охолодження блоку в порожнину масляного картера двигуна.

До поперечних стінок блоку, що створює сорочку охолодження для кожного циліндра, рівномірно (навколо циліндра) прилиті чотири бобишки для кріплення головки циліндрів болтами.

Гільзи циліндрів «мокрого» типу, легкоз'ємні, виготовляються з сірого спеціального чавуну, зміцненого об'ємним загартуванням.

Дзеркало гільзи має сітку впадин під кутом до осі гільзи. При роботі двигуна масло утримується в западинах, що покращує припрацьовуваність деталей циліндропоршневої групи.

Привід агрегатів здійснюється шестернями, що мають прямі зуби. Він служить для передачі крутного моменту на вали механізму газорозподілу, паливного насоса високого тиску, компресора і насоса гідропідсилювача керма автомобіля.

Колінчастий вал виготовлений з високоякісної сталі і має п'ять корінних і чотири шатунні шийки, загартованих ТВЧ, які пов'язані між собою щокими і сполучаються з ними перехідними галтелями [7]. Для рівномірного чергування робочих ходів розташування шатунних шийок колінчастого вала виконано під кутом 90° .

До кожної шатунної шийки приєднуються два шатуна: один для правого і один для лівого рядів циліндрів.

Для врівноваження сил інерції і зменшення вібрацій колінчастий вал має шість противаг, відштампованих заодно зі щоками колінчастого вала. Крім основних противаг, є два додаткових знімних противаги, напресовані на вал.

Кришки корінних підшипників виготовлені з високоміцного чавуну марки ВЧ50.

Шатун сталевий, кований, стрижень має двотавровий перетин. Верхня головка шатуна нероз'ємна, нижня виконана з прямим і плоским роз'ємом. Шатун остаточно обробляють в зборі з кришкою, тому кришки шатунів невзаємозамінні. У верхню головку шатуна запресована сталевобронзова втулка, а в нижню встановлені змінні вкладиші. Кришка нижньої головки шатуна кріпиться за допомогою гайок, навернених на болти, попередньо запресовані в стрижень шатуна.

Компресійні кільця виготовляються з високоміцного чавуну, а маслостійке з сірого чавуну. На двигуні КамАЗ-740.11 форма поперечного перерізу компресійних кілець одностороння трапеція.

Робоча поверхня верхнього компресійного кільця покрита молібденом і має бочкоподібну форму. На робочу поверхню другого компресійного і маслостійкого кілець нанесено хром. Її форма на другому кільці конусна з ухилом до нижнього торця – «хвилинна». Хвилинні кільця застосовані для зниження витрати масла на чад, їх установка в верхню канавку не припустима.

Маслостійке кільце коробчатого типу з пружинним розширювачем, який має змінний крок витків і шліфовану зовнішню поверхню. Середня частина розширювача з меншим кроком витків при установці на поршень повинна розташовуватися в замку кільця.

Механізм газорозподілу - верхньоклапанний з нижнім розташуванням розподільного вала. Розподільчий вал сталевий, кулачки і опорні шийки піддані термообробці ТВЧ; встановлюється в розвалі блоку циліндрів на п'яти підшипниках ковзання, що представляють собою сталеві втулки, залиті

антифрикційним сплавом [9]. Клапани з жароміцної сталі. Кут робочої фаски клапанів 90 °. Клапани переміщаються в напрямних втулках, виготовлених з металокераміки.

Система мащення комбінована з «мокрим» картером. Система включає масляний насос, масляний фільтр, водомасляний теплообмінник, картер масляний, маслоналивну горловину, трубку показчика і показчик рівня масла.

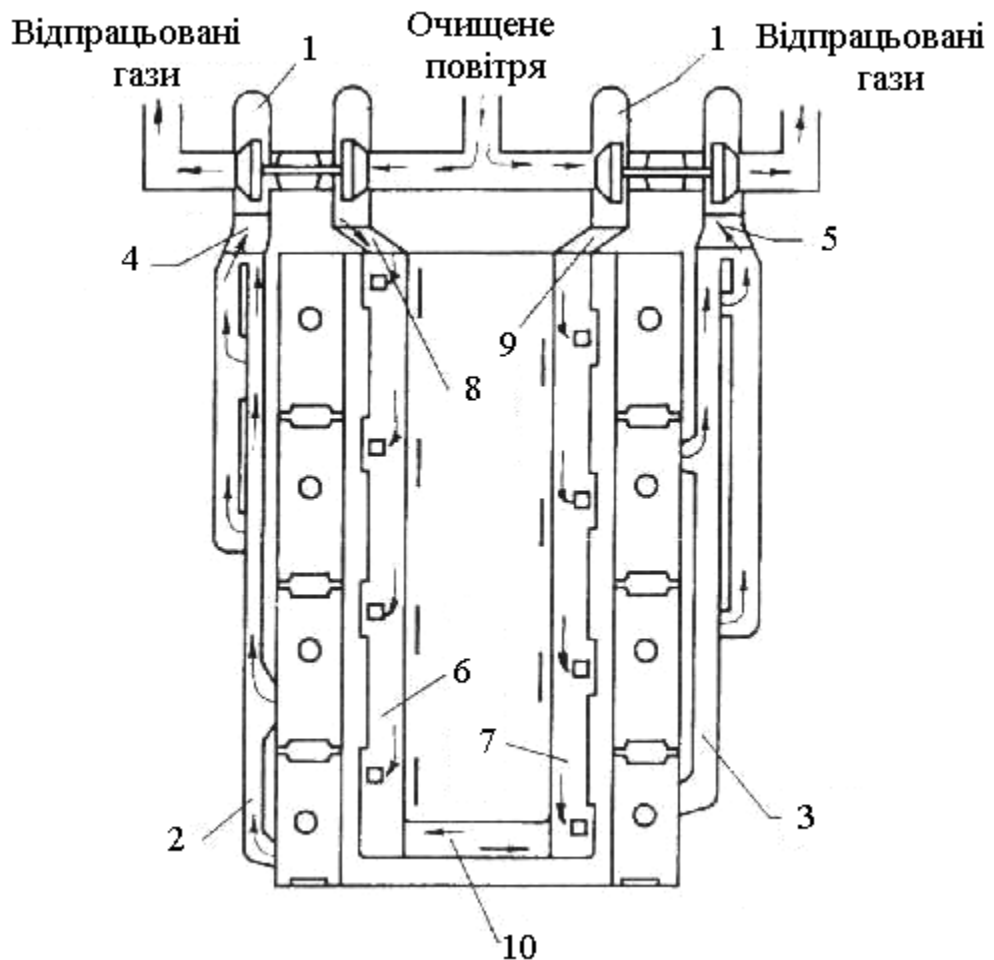
На двигунах КамАЗ-740 застосована система живлення паливом розділеного типу, що складається з паливного насоса високого тиску (ПНВТ) з регулятором частоти обертання, паливopідкачуючим насосом, форсунок, фільтрів фубой і тонкого очищення, насоса передпускового прокачування, паливних трубок високого і низького тиску, електромагнітного клапана і факельних свічок.

2.2 Особливості конструкції системи наддуву двигуна КамАЗ-740

Система газотурбінного наддуву забезпечує подачу попередньо стисненого повітря в циліндри двигуна, за рахунок використання частини енергії відпрацьованих газів.

Наддув дозволяє збільшити щільність повітря, що надходить до циліндрів, при тому ж робочому об'ємі двигуна спалити більшу кількість палива і, як наслідок, підвищити літрову потужність двигуна.

Система газотурбінного наддуву двигуна КамАЗ-740.11-240 складається з двох взаємозамінних турбокомпресорів (ТКР), випускних і впускних колекторів і патрубків (див. **рисунок 2.2**).



1 – турбокомпресор; 2, 3 – випускний колектор; 4, 5 – випускний патрубок; 6, 7 – впускний колектор; 8, 9 – впускний патрубок; 10 – поєднувальний патрубок

Рисунок 2.2 – Схема системи газотурбінного наддуву двигуна КамАЗ-740

Турбокомпресори встановлюються на випускних патрубках по одному на кожен ряд циліндрів. Випускні колектори і патрубки виготовлені з високоміцного чавуну ВЧ50 [6]. Ущільнення газових стиків між установочними фланцями турбіни турбокомпресорів, випускних патрубків і колекторів здійснюється прокладками з жаростійкої стали. Прокладки є деталями одноразового використання і при розбиранні системи підлягають заміні. Газовий стик між випускним колектором і головкою циліндра ущільнюється прокладкою з асбостального листа, окантованого металевою плакованою стрічкою.

Впускні колектори виконуються суцільнолитими, кріпляться до головок циліндрів болтами і контрзамковими шайбами. Для компенсації кутових переміщень головки болта кріплення впускного колектора, що виникають при нагріванні, під головку болта встановлюється спеціальна сферична шайба.

Впускні колектори та патрубки виконуються литими з алюмінієвого сплаву АК9ч і з'єднуються між собою за допомогою болтів. Стики між колекторами і патрубками ущільнюються паронітовими прокладками. Для вирівнювання тиску між двома рядами циліндрів впускні колектори з'єднуються поєднувальним патрубком.

Система турбонаддува двигуна повинна бути герметичною. При порушенні герметичності впускного тракту знижується частота обертання ротора турбокомпресора, а отже зменшується кількість повітря, що нагнітається в циліндри, що призводить до збільшення теплонапруженості деталей, зниження потужності і ресурсу двигуна. Негерметичність впускного тракту призводить також до вищеперелічених недоліків і «пилового» зносу циліндропоршневої групи, отже передчасного виходу двигуна з ладу [26].

Мазання підшипників турбокомпресорів здійснюється від системи змащення двигуна через фторопластові трубки з металевим обплетенням. Злив масла з турбокомпресорів здійснюється через сталеві трубки в картер двигуна. Трубки зливу між собою з'єднуються гумовим рукавом, який стягується хомутами.

Повітря в відцентровий компресор надходить з повітряного фільтра, стискається і подається під тиском у впускний патрубок двигуна. Впускний патрубок компресора і впускний патрубок колектора між собою з'єднуються теплостійким гумовим рукавом, який стягується хомутами [26].

На двигунах КамАЗ-740.11-240 встановлюється турбокомпресор ТКР7Н-1 або ТКР7С-9. Технічні характеристики турбокомпресорів наведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Технічні характеристики турбокомпресорів, що встановлюються на двигуні КамАЗ-740.11-240

Модель турбокомпресора	ТКР7С-9	ТКР7Н-1
Діапазон подачі повітря через компресор, кг/с	0,05...0,2	0,05...0,18
Тиск наддуву (надлишковий) при номінальній потужності двигуна, кПа, не менше	80	60
Часто та обертання ротора при номінальній потужності двигуна, тис. хв ⁻¹	90...100	80...90
Температура газів на вході в турбіну, К (°С):		
– допустима протягом 1 години	1023 (750)	973 (700)
– допустима без обмеження часу	973 (700)	923 (650)
Тиск (надлишковий) мастила на вході до ТКР, при температурі мастила 80...95 °С, кПа (кгс/см ²):		
– при номінальній частоті обертання	294...442 (3,0...4,5)	
– при мінімальній частоті обертання, не менше	98 (1,0)	

2.3 Особливості конструкції системи охолодження двигуна КамАЗ-740

Двигуни КамАЗ-740 мають рідинну систему охолодження класичного типу (**рис. 2.3**), до складу якої входить: радіатор охолодження, водяний насос, патрубки, термостати, вентилятор охолодження.

Система охолодження замкнута з примусовою циркуляцією рідини. Тиск в системі створюється водяним насосом (поз. **30** на **рис. 2.3**). Охолоджуюча рідина спочатку перетікає в порожнину лівого ряду циліндрів, а потім через трубку в порожнину правого ряду циліндрів.

Після того як рідина пройде через головки блоків циліндрів, вона, звичайно, нагріється. Наступним елементом на шляху рідини буде термостат (**17**). Тут в

залежності від ступеня нагріву рідина піде або назад до насоса (мале коло), або до радіатора охолодження (10). Радіатор (зазвичай 3-х або 4-х рядний) охолоджує антифриз і завершує велике коло, направляючи охолоджуючу рідину до насоса (помпи).

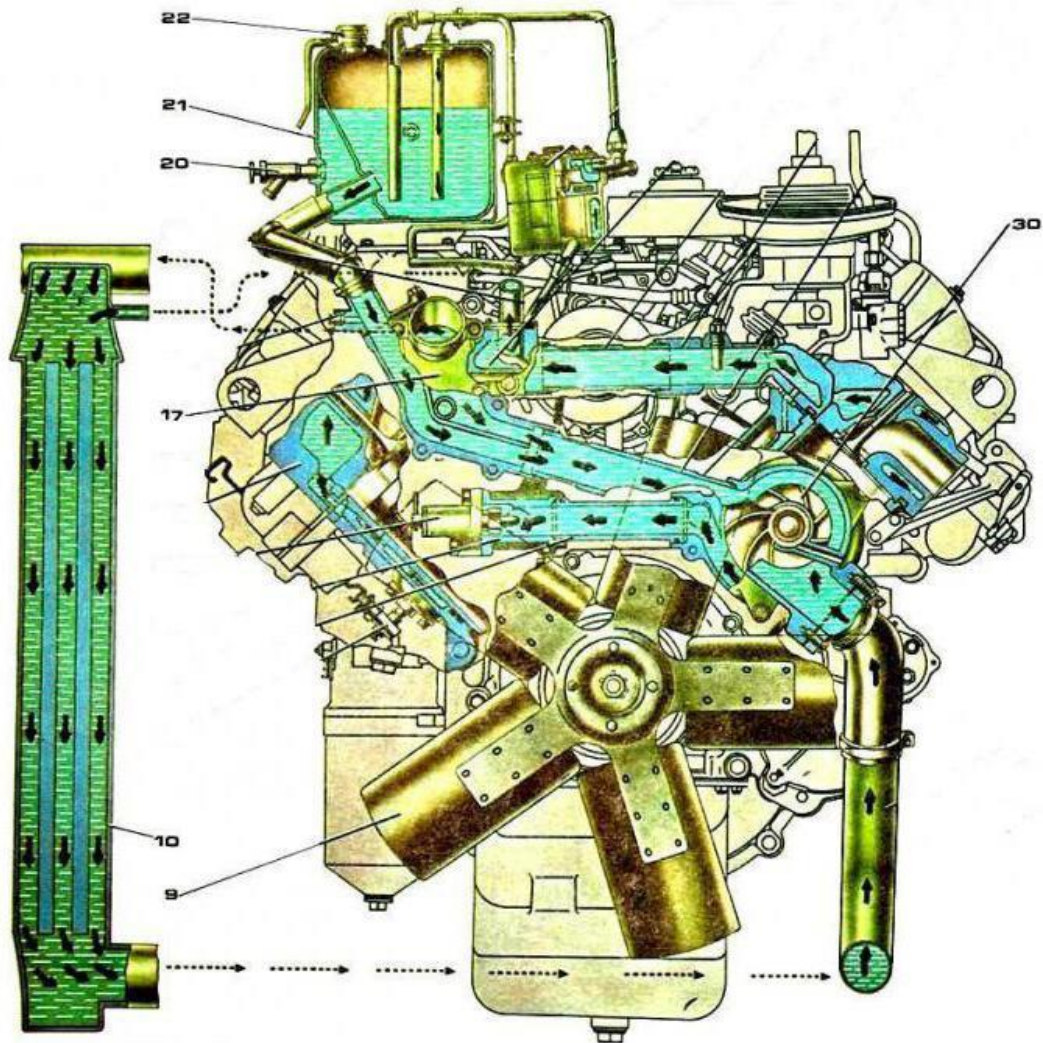


Рисунок 2.3 – Система охолодження двигуна КамАЗ-740 [27]

До складу системи охолодження двигуна КамАЗ-740 також входить розширювальний бачок (31) з кришкою (32) і краном контролю за рівнем рідини (30). Вентилятор в зборі з муфтою (9) керує швидкістю і напрямком потоку охолоджуючої рідини. Він включається при температурі 85 °С. Робоча температура рідини при роботі двигуна повинна підтримуватися в діапазоні 85...90 °С. Для поліпшення проходження потоку повітря через вентилятор

передбачений дифузор. У разі перевищення температури рідини в системі охолодження (понад 98 °С) на щитку приладів загориться контрольна лампочка.

Система охолодження має в своєму складі 3-х або 4-х рядний радіатор охолодження. Він виконаний з міді та латуні або з алюмінієвого сплаву і являє собою: нижній бачок, до якого підходить відвідний патрубок; центральну систему трубок, розміщених в кілька рядів; верхній бачок з підводящим патрубком. Кріплення радіатора трьохточкове. З двох бічних сторін він закріплений кронштейнами, які в свою чергу через амортизуючі елементи приєднані до лонжеронів рами автомобіля. Нижнє кріплення радіатора пов'язане з поперечиною № 1 рами.

Особливістю будови радіатора двигуна КамАЗ-740 є наявність жалюзі. Це механічна система з металевих пластинок, які перекривають доступ до потоку повітря через радіатор. Управляються жалюзі простим тросиковим приводом безпосередньо з кабіни. Коли жалюзі в закритому положенні, то в холодну пору року двигун швидше прогрівається.

Вентилятор охолодження встановлений на валу гідромуфти і має п'ять лопатей. Залежно від температури двигуна муфта автоматично вмикається чи вимикається. Відповідно, вентилятор або працює, або, коли гідромуфта «вимкнена», пасивно крутиться від впливу потоку набігаючого повітря. Для більш ефективного обдування повітрям система охолодження двигуна КамАЗ має кожух на вентиляторі. Він виконаний з тонкого металевого листа штампуванням. Завдяки йому повітря ефективно надходить тільки на радіатор, без бічних підсосів.

Основне призначення гідромуфти – привід вентилятора від колінчастого вала двигуна. У разі різкої зміни крутного моменту гідромуфта гасить коливання, і вентилятор завжди працює плавно, без ривків. Конструктивно гідромуфта – це два колеса, що обертаються на валу, через підшипники, укладені в корпусі. Кількість лопаток різне: на ведучому колесі їх 33, а на ведомому – 32. Між лопатками гідромуфти є внутрішня робоча порожнина.

Саме через робочу порожнину відбувається передача крутного моменту, коли воно заповнюється маслом. Щоб гідромуфта системи охолодження заробила, необхідно, щоб до неї надійшло моторне масло. Це відбувається завдяки вимикачу, у якого є три положення. З фіксації вимикача відповідають трьом режимам роботи вентилятора:

- автоматичний;
- постійне включення вентилятора;
- вентилятор повністю виключений, муфта не передається момент обертання від колінчастого вала.

В автоматичному режимі система охолодження працює згідно зі наступною схемою. Допоки температура охолоджуючої рідини не досягне 86°C , масло не надходить в робочу порожнину гідромуфти і вентилятор вимкнений. А при підвищенні температури вимикач відкривається, і масло надходить в гідромуфту, тим самим включаючи вентилятор. Якщо вимикач муфти несправний (двигун перегрівся), рекомендується встановити його в положення з постійним відкриттям гідромуфти. А після усунення несправності – повернути в автоматичний режим. Для випадків, коли автомобіль долає глибокі броди, положення вимикача рекомендується ставити в закритому для муфти стані.

Термостати системи охолодження відповідають за управлінням потоків антифризу. При підвищенні температури рідини до 80°C відбувається перенаправлення потоку рідини на радіатор, тобто циркуляція при цьому починає йти по «великому колу». При цьому частина потоку продовжує протікати по «малому колу». І тільки при температурі в 93°C клапан термостата на «мале коло» повністю закривається, і вся охолоджуюча рідина починає текти через радіатор двигуна.

В систему охолодження в літній час заливається тосол або звичайна вода, взимку – антифриз. Для експлуатації в суворих районах півночі в систему охолодження встановлюється підігрів. Ємність системи охолодження двигуна

КамАЗ-740 становить 25 літрів. З них на водяну «сорочку» двигуна припадає 18 літрів.

2.4 Тепловий розрахунок

Тепловий розрахунок двигуна представляє основні труднощі в тому, що на процес перетворення теплоти в механічну роботу впливає велика кількість факторів. Розрахунок проводиться з використанням програми ДВЗ-2, заснованій на фізико-математична модель другого рівня для розрахунку робочого циклу ДВЗ [1].

За допомогою статистичної залежності середнього ефективного тиску p_e від тиску наддуву p_k , побудованої на підставі статистичних даних для сучасних бензинових і дизельних двигунів [1], виконують оцінку очікуваної величини середнього ефективного тиску p_e . Двигун наддувний: $p_k = 181300$ Па, і тоді за графіком приймається: $p_e = 0,96 \cdot 10^6$ Па.

Далі на основі формули ефективної потужності [1]

$$N_e = i \cdot V_h \cdot p_e \cdot \frac{n}{\tau}.$$

Розраховуємо робочий об'єм даного циліндра:

$$V_h = \frac{60 \cdot \tau \cdot N_e}{i \cdot p_e \cdot n} = \frac{60 \cdot 2 \cdot 191 \cdot 10^3}{8 \cdot 0,96 \cdot 10^6 \cdot 2200} = 0,001357 \text{ м}^3,$$

де N_e – ефективна потужність двигуна, Вт;

i – число циліндрів;

p_e – середній ефективне тиск двигуна, Па;

τ – коефіцієнт тактності; розроблюваний двигун є чотиритактним для нього $\tau = 2$;

n – частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} ,

Діаметр циліндра:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \frac{S_{\pi}}{D_{\pi}}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,001357}{3,14 \cdot 1}} = 0,12 \text{ м},$$

де $\frac{S_{\pi}}{D_{\pi}}$ – відношення ходу поршня до діаметру циліндра, для прототипу, [3]

$$\frac{S_{\pi}}{D_{\pi}} = \frac{0,12}{0,12} = 1.$$

Зі стандартного ряду приймається діаметр найближчий за значенням, а саме $D_{\pi} = 0,12\text{м}$,

Хід поршня:

$$S_{\pi} = D_{\pi} \cdot \frac{S_{\pi}}{D_{\pi}} = 0,12 \cdot 1 = 0,12 \text{ м}.$$

Приймається $S_{\pi} = 0,12 \text{ м}$.

Радіус кривошипа:

$$r_k = \frac{S_{\pi}}{2} = \frac{0,12}{2} = 0,06 \text{ м}.$$

На другому етапі виконуємо попередні розрахунки, які є вихідними при використанні фізико-математичної моделі,

1. Код двигуна.

Код двигуна Y в програмі впливає на вибір теплоємностей робочого тіла, які залежать від складу і температури робочого тіла. Встановлений код для дизельних ДВЗ $Y = 1$.

2. Форма розрахунку: номінальний.

3. Тип двигуна: дизельний.

Тип двигуна впливає на рід використовуваного палива і характер процесу згоряння, який залежить від способу сумішоутворення.

3.1 Теплота згоряння палива (дизельне паливо):

$$H_{\text{ut}} = 42500000 \text{ Дж/кг. [1]}$$

3.2 Показник процесу згоряння вибираємо на основі рекомендацій по дослідним даним. Для дизельного ДВЗ $m_1 = 0,7$.

4. Конструктивні дані.

4.1 Кількість циліндрів $i = 8$.

4.2 V-подібний.

4.3 Діаметр циліндра $D = 0,12 \text{ м}$.

4.4 Площа поршня – це площа плоскої поверхні поршня, перпендикулярна осі циліндра, вона дорівнює:

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{п}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,12^2}{4} = 0,01131 \text{ м}^2$$

і може відрізнятися від площі поверхні теплообміну поршня.

4.5 Радіус кривошипа $r_{\text{к}}$ розраховано при оціночному розрахунку:

$$r_{\text{к}} = 0,06 \text{ м.}$$

4.6 Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна:

$$\lambda_{\text{к}} = \frac{r_{\text{к}}}{L_{\text{ш}}} = \frac{0,06}{0,225} = 0,267,$$

де $L_{\text{ш}} = 0,225 \text{ м}$ – довжина шатуна.

Величина $\lambda_{\text{к}}$ вибирається з практичних рекомендацій, для автотракторних ДВЗ $\lambda_{\text{к}} = 0,25 \dots 0,32$. Отримане значення входить до рекомендованого інтервалу. На прототипі проектного двигуна довжина шатуна $L_{\text{ш}} = 0,225 \text{ м}$.

4.7 Площа поверхні теплообміну поршня дизельних ДВЗ:

$$F'_{\pi} = (1,0 \dots 1,1)F_{\pi} = 1,3 \cdot 0,01131 = 0,0147 \text{ м}^2.$$

Площа теплообміну поршня F'_{π} залежить від конфігурації його днища $F'_{\pi} > F_{\pi}$, так як в поршні знаходиться частина камери згорання.

4.8 Площа теплообміну кришки F_k залежить від конструкції камери стиснення:

$$F'_k = (1,1 \dots 1,3)F_{\pi} = 1,1 \cdot 0,01131 = 0,01244 \text{ м}^2.$$

4.9 Об'єм камери стиснення розраховуємо по співвідношенню:

$$V_c = \frac{\pi}{2} \cdot D_{\pi}^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} = \frac{3,14}{2} \cdot 0,12^2 \cdot 0,06 \cdot \frac{1}{16,5-1} = 0,00008756 \text{ м}^3.$$

5. Наддув двигуна.

5.1 Проектується двигун з наддувом. Тиск на вході в двигун приймаємо $p_k = 181300 \text{ Па}$.

5.2 Температура повітря на вході в двигун залежить від тиску наддуву і ступеня охолодження надувочного повітря. Спочатку розраховують температуру на виході з компресора:

$$T'_k = T_0 \left[1 + \frac{\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{\text{кад}}} \right] = 293 \left[1 + \frac{1,79^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{0,75} \right] = 363,7 \text{ К},$$

де $k = 1,4$ – показник адіабати для повітря;

$$\pi_k = \frac{p_k}{p_0} = \frac{181300}{101300} = 1,79 \text{ – ступінь підвищення тиску в компресорі};$$

$\eta_{\text{кад}} = 0,70 \dots 0,90$ – адіабатний к.к.д. компресора, що залежить від типу і розмірів компресора;

$T_0 = 293 \text{ К}$ – температура навколишнього середовища;

$p_0=101300$ – атмосферний тиск Па.

Значення $\pi_k < 2$, проте для зменшення теплонапруженості деталей двигуна і підвищення циклового наповнення циліндрів після компресора слід встановити охолоджувач, в якому знижується температура наддувочного повітря, при цьому температура на вході ДВЗ:

$$T_k = T_0 + \sigma(T'_k - T_0) = 293 + 0,75(363,7 - 293) = 346 \text{ К.}$$

6. Регульовальні дані.

6.1 Кут початку згоряння φ_c залежить від кута випередження запалювання $\varphi_{оп}$ в бензинових ДВЗ або від кута випередження впорскування палива в дизельному ДВЗ. Для дизельних ДВЗ:

$$\varphi_c = 360^\circ - \Delta\varphi_{оп} = 360^\circ - 20^\circ = 350^\circ,$$

де $\Delta\varphi_{оп} = 10^\circ \dots 25^\circ$ — величина, що залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згоряння на прототипі проектного двигуна $\Delta\varphi_{оп} = 20^\circ$.

6.2 Кут кінця згоряння пов'язаний з кутовою тривалістю згоряння $\Delta\varphi_{сг}$, яка визначається в залежності від типу двигуна:

$$\varphi_z = \varphi_c - \Delta\varphi_{сг} = 350^\circ - 100^\circ = 450^\circ.$$

Для дизельних ДВЗ $\Delta\varphi_{сг} = 60^\circ \dots 100^\circ$ на прототипі проектного двигуна $\Delta\varphi_{сг} = 100^\circ$,

7. Режимні данні.

7.1 Кутова швидкість обертання кривошипа визначається за індивідуальним завданням в залежності від частоти обертання валу n :

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2200}{60} = 230,4 \text{ с}^{-1}.$$

7.2 Коефіцієнт надлишку повітря α на номінальному режимі вибирається за індивідуальним варіантом виходячи з типу використовуваного палива:

Для дизельних ДВЗ: $\alpha = 1,25 \dots 2,00$, [1]; приймаємо $\alpha = 1,7$.

7.3 Циклова подача палива знаходиться в залежності від циклового заряду повітря.

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі:

$$\Delta m_{\text{вц}} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 0,001357 \cdot 1,826 \cdot 0,7874 = 0,001951 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}},$$

де

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{181300}{287 \cdot 346} = 1,826 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

де R – газова стала для повітря;

$$p_k = 181300 \text{ Па};$$

$$T_k = 346 \text{ К}.$$

Коефіцієнт наповнення дорівнює:

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_g} = \\ &= \frac{16,5}{16,5 - 1} \cdot \frac{181300 - 18130}{181300} \cdot \frac{346}{346 + 30 + 0,05 \cdot 900} = 0,7874, \end{aligned}$$

де $\Delta p_{\text{вп}} = (0,05 \dots 0,15) \cdot p_k = 0,1 \cdot p_k = 0,1 \cdot 181300 = 18130 \text{ Па}$ – втрата тиску на впуску;

$\Delta T = 0 \dots 40 \text{ К}$ – підігрів заряду на впуску, причому $\Delta T = (20 \dots 40) \text{ К}$ – для дизельних ДВЗ, приймається $\Delta T = 30 \text{ К}$;

$\gamma = 0 \dots 0,1$ – приймається $\gamma = 0,05$ – коефіцієнт залишкових газів;

$T_r = (700 \dots 1000) \text{ K}$ – приймається $T_r = 900 \text{ K}$ – температура залишкових газів.

Циклова масова подача палива:

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot l_0} = \frac{0,001951}{1,7 \cdot 14,45} = 0,00007942 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}},$$

де $l_0 = 14,45 \text{ кг/кг}$ – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг дизельного палива.

Середня температура стінок T_w залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей. На номінальному режимі роботи приймається для деталей з алюмінієвих сплавів $T_w = 420 \dots 470 \text{ K}$, зі сталі і чавуну – $T_w = 550 \dots 650 \text{ K}$. Приймається $T_w = 600 \text{ K}$.

8. Початкові умови.

До початкових умов відносяться всі параметри робочого тіла на початку рахунку. У даній ФММ початок рахунку відповідає точці "а" на індикаторній діаграмі, при положенні поршня у НМТ і куті повороту кривошипа $\varphi = 180^\circ$, початок відліку кута φ відповідає положенню поршня у ВМТ.

8.1 Початковий тиск:

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}} = 181300 - 18130 = 163200 \text{ Па.}$$

8.2 Початкова температура оцінюється за допомогою формули, отриманої на основі балансу енергії при впуску:

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_k) = \frac{1}{1 + 0,05} (346 + 30 + 0,05 \cdot 900) = 401 \text{ K.}$$

8.3 Початкова маса робочого тіла в циліндрі дорівнює сумі масових кількостей свіжого заряду і залишкових газів, отже:

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вц}} = (1 + 0,05) \cdot 0,001951 = 0,002049 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}.$$

8.4 Початковий об'єм циліндра:

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{16,5}{16,5 - 1} \cdot 0,001357 = 0,001445 \text{ м}^3.$$

Початкові параметри повинні задовольняти рівняння стану, яке є в даному випадку контрольним:

$$\begin{aligned} p_a V_a &= R m_a T_a; \\ 163200 \cdot 0,001445 &= 287 \cdot 0,002049 \cdot 401; \\ 235,8 \text{ Дж} &= 235,8 \text{ Дж}; \\ \Delta &= \frac{235,8 - 235,8}{235,8} \cdot 100\% = 0\%. \end{aligned}$$

Допустима похибка цього рівняння складає 3 ... 4%,

9. Дані до динамічного розрахунку,

9.1 Для виконання динамічного розрахунку необхідно знати маси поступально рухомих і обертових частин.

Приведена маса поступально рухомих частин включає в себе масу поршневого комплексу (поршня, пальця, кілець) і частина маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця:

$$m_A = m_{\text{п}} + (0,2 \dots 0,3) m_{\text{ш}} = 2,67 + 0,25 \cdot 3,7 = 3,6 \text{ кг},$$

де коефіцієнт (0,2 ... 0,3) представляє частину маси шатуна, віднесені до осі поршневого пальця,

З табл. 8.1[2], використовуючи конструктивні дані маси і площі поршня визначимо:

Маса поршневої групи:

$$m_{\pi} = m'_{\pi} \cdot F_{\pi} = 236 \cdot 0,0147 = 0,55 \text{ кг},$$

де $m'_{\pi} = m_{\pi}/F_{\pi} = 80 \dots 150 \text{ кг/м}^2$ [2, табл.8.1].

Приймаємо $m'_{\pi} = 236 \text{ кг/м}^2$;

F_{π} – площа поршня, м^2 .

Маса шатуна:

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} \cdot F_{\pi} = 327 \cdot 0,0147 = 3,7 \text{ кг},$$

де $m'_{\text{ш}} = m_{\text{ш}}/F_{\pi} = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$ [2, табл.8.1].

Приймаємо $m'_{\text{ш}} = 327 \text{ кг/м}^2$.

Тепловий розрахунок на цьому завершується, дані теплового розрахунку використовуються в динамічному розрахунку,

10. Розрахунковий крок дорівнює $\Delta\varphi = 1^\circ$.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для розрахунку робочого циклу двигуна до програми DVS-2.

№ п/п	Найменування величини	Чисельні величини	Позначення та одиниці виміру
		Номінальний режим	
1	Код двигуна	1	
2	Вид розрахунку	1	
3	Тип двигуна		
	1.Теплота згорання палива	42500000	$H_{\text{нт}}, \text{Дж/кг}$
	2.Показник процесу згорання	0,7	m_1
4	Конструктивні дані		
	1.Кількість циліндрів	8	i
	2.Рядний	1	$\gamma = 0$
	3.Діаметр циліндра	0,12	$D, \text{м}$
	4.Площа поршня	0,01131	$F_{\text{п}}, \text{м}^2$
	5.Радіус кривошипа	0,06	$r_{\text{к}}, \text{м}$
	6.Відношення $\lambda = r_{\text{к}} / L_{\text{ш}}$	0,267	$\lambda_{\text{к}}$
	7.Площа теплообміну поршня	0,0147	$F'_{\text{п}}, \text{м}^2$
	8.Площа теплообміну кришки	0,01244	$F_{\text{к}}, \text{м}^2$
	9.Об'єм камери стиснення	0,00008756	$V_{\text{с}}, \text{м}^3$
5	Наддув		
	1.Тиск наддуву	181300	$p_{\text{к}}, \text{Па}$
	2.Температура наддувочного повітря	346	$T_{\text{к}}, \text{К}$
6	Регульовальні дані		
	1.Кут початку згорання	350	$\varphi_{\text{с}}, \text{град}$
	2.Кут кінця згорання	450	$\varphi_{\text{з}}, \text{град}$
7	Режимні дані		
	1.Кутова швидкість валу	230,4	$\omega, \text{рад/с}$
	2.Коефіцієнт надлишку повітря	1,7	α
	3.Циклова подача палива	0,00007942	$m_{\text{тц}}, \text{кг/цикл}$
	4.Середня температура стінок	600	$T_{\text{w}}, \text{К}$
8	Початкові умови		
	1.Тиск	163200	$p_{\text{а}}, \text{Па}$
	2.Температура	401	$T_{\text{а}}, \text{К}$
	3.Маса робочого тіла	0,002049	$m_{\text{а}}, \text{кг/цикл}$
	4.Об'єм робочої порожнини	0,001445	$V_{\text{а}}, \text{м}^3$
9	Дані до динамічного розрахунку		
	1.Маса частин, що рухаються поступально	3,6	$m_{\text{а}}, \text{кг}$
10	Розрахунковий крок	1	$\Delta\varphi^\circ$

Студент групи: Т-419м

І.Ю. Міт'євський

Викладач -консультант:

С.О. Беженев

Середні крутні моменти за результатами розрахунку.

Середній за цикл індикаторний момент для одного циліндра:

$$(M'_i)_{cp} = 139,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Середній за цикл індикаторний момент для всього двигуна:

$$(M_i)_{cp} = 1114 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Середній за цикл ефективний момент для всього двигуна (з урахуванням механічного ККД):

$$(M_e)_{cp} = 891,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Ефективний крутний момент на валу (за даними теплового розрахунку):

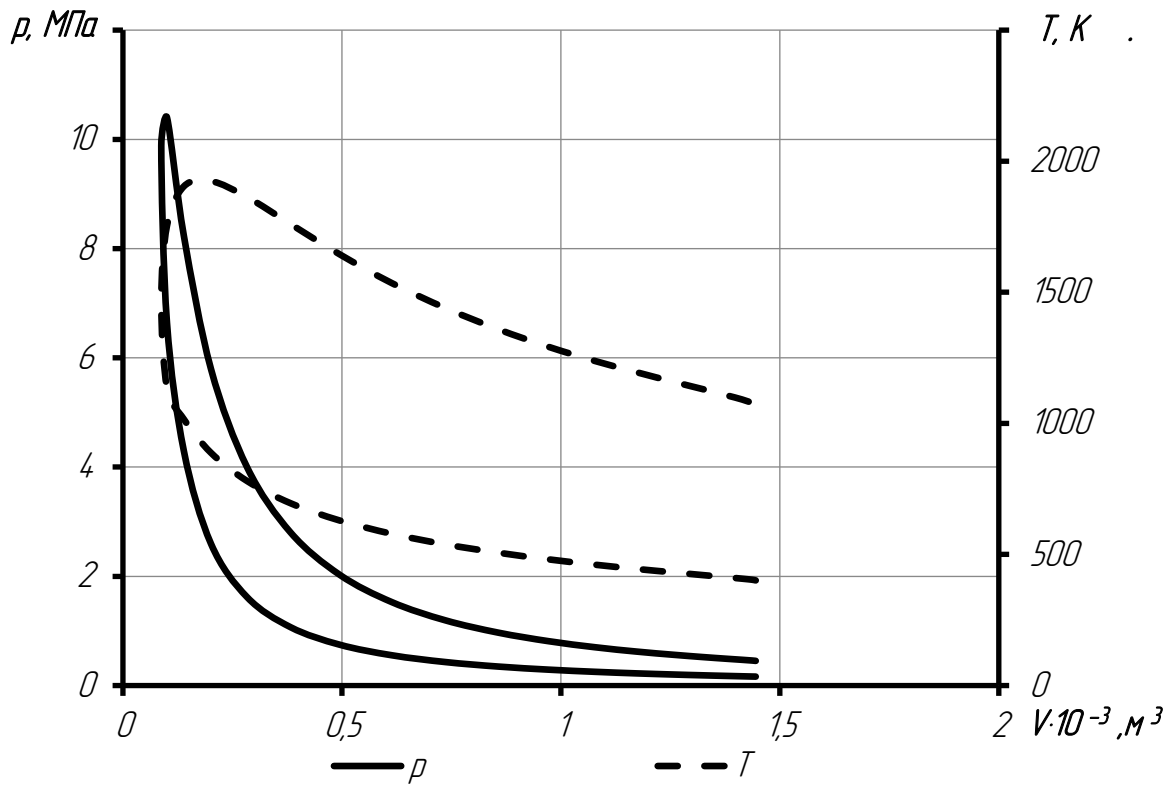
$$M_e = 836 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Після введення числових значень з табл. 2.1 в комп'ютер і за допомогою стандартної програми DVS-2, отримуємо протоколи для номінального режиму, виконані на трьох аркушах формату А4. На одному з листів наведені дані теплового розрахунку, на інших двох - дані динамічного розрахунку. Протоколи розрахунків представлені у додатку А

Протокол теплового розрахунку містить запис параметрів робочого тіла (тиску p , температури T , маси m , об'єму V) при різних кутах повороту кривошипа φ , причому слід мати на увазі, що розрахунок виконаний з кроком інтегрування $\Delta\varphi = 1^\circ$, а запис в протоколі зроблено з кроком $\Delta\varphi = 10^\circ$ (з метою скорочення протоколу).

В кінці протоколу наведені основні циклові і питомі показники: індикаторна робота циклу L_i , середній індикаторний тиск p_i , індикаторний ККД η_i , питома індикаторна витрата палива g_i .

За даними теплового розрахунку будують індикаторні діаграми в системах координат $p - V$ і $T - V$ (рис.2.1).



p – тиск, Па, T – температура, К, V – об'єм, м^3

Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

2.5 Контроль результатів розрахунку

Відповідно до протоколу теплового розрахунку (табл. 2.1) індикаторна робота циклу $L_i = 1641$ Дж/цикл,

Контрольною величиною для оцінки результатів розрахунку є ефективна потужність двигуна, яка розраховується за формулою:

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m,$$

$$N_e = 8 \cdot 1641 \cdot \frac{36,7}{2} \cdot 0,8 = 192,6 \text{ кВт},$$

де $n = 2200 \text{ мин}^{-1} = 36,7 \text{ с}^{-1}$,

η_m – механічний ККД двигуна, що враховує вплив механічних втрат, його значення для дизельних ДВЗ знаходиться в межах 0,70 ... 0,80; $\eta_m = 0,8$ – прийнято по прототипу проектуваного двигуна.

Похибка розрахунку:

$$\frac{N_e^p - N_e}{N_e} \cdot 100\% = \frac{192,6 - 191}{191} \cdot 100\% = 0,8377\%.$$

Результати розрахунку задовільні, так як в подібних розрахунках допустима похибка становить $\pm 15 \%$.

Середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,209 \cdot 0,8 = 0,9675 \text{ МПа.}$$

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,486 \cdot 0,8 = 0,389.$$

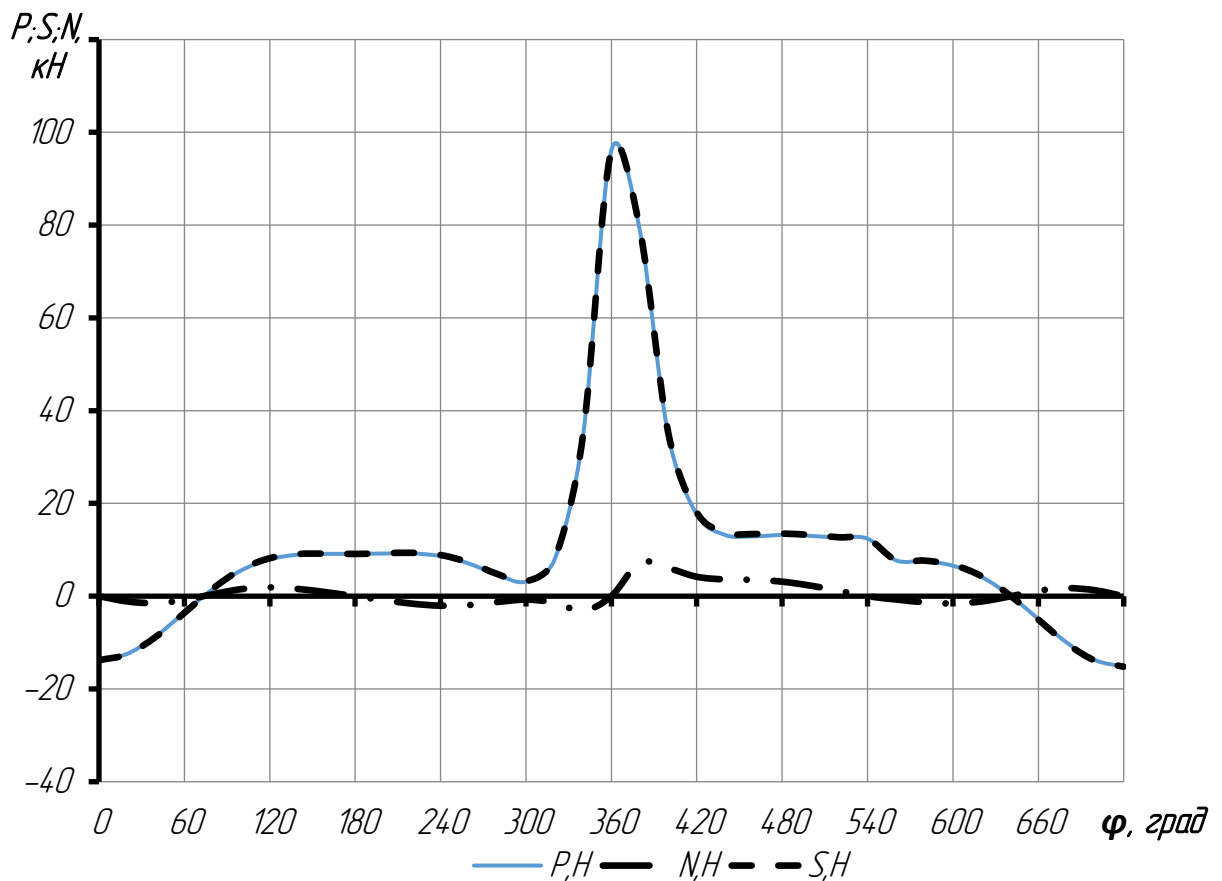
Питома ефективна витрата палива:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,174}{0,8} = 0,2177 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{час}}.$$

3. ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

Динамічний розрахунок двигуна виконують за методикою [3] з метою визначення сил та моментів, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму.

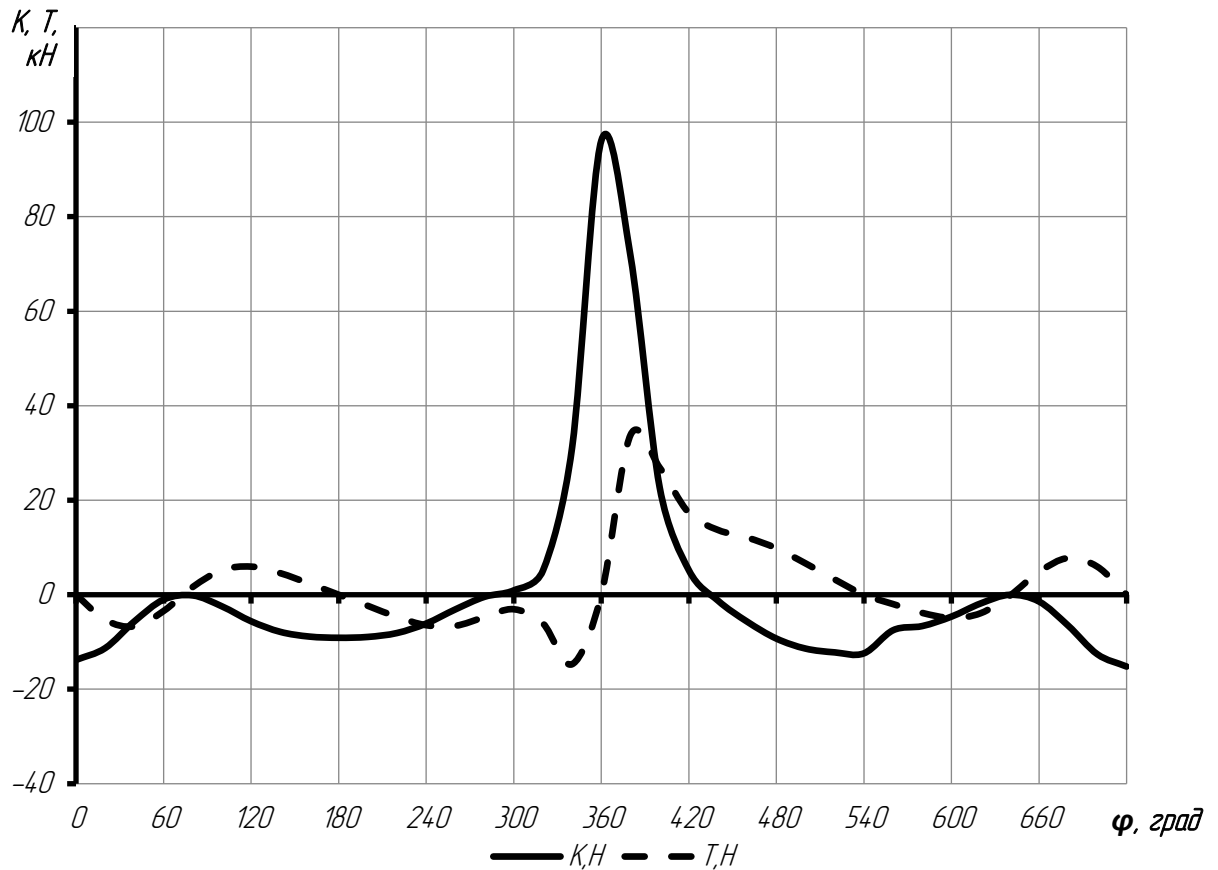
За результатами динамічного розрахунку будують діаграми залежностей осьової сили на поршень P_p , бічної сили на поршень N і сили на шатун S (рис. 3.1), нормальної сили на кривошип K і тангенціальної сили на кривошип T (рис. 3.2) від кута повороту кривошипа φ .



P – сумарна сила, що діє на поршень, H ; N – бічна сила, що діє на поршень, H ;

S – сила, що діє уздовж шатуна, H .

Рисунок 3.1 – Сили, що діють на поршень і шатун



Т – тангенціальна сила, що діє на кривошип, Н; К – нормальна сила, що діє на кривошип, Н

Рисунок 3.2 – Сили, що діють на кривошип

3.1 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму

Для спрощення динамічного розрахунку дійсний кривошипно-шатунний механізм замінюється динамічно еквівалентною системою зосереджених мас.

Маса поршневої групи:

$$m_{\pi} = m'_{\pi} \cdot F_{\pi} = 236 \cdot 0,01131 = 2,67 \text{ кг},$$

де $m'_{\pi} = m_{\pi}/F_{\pi} = 80 \dots 150 \text{ кг/м}^2$. Приймається $m'_{\pi} = 236 \text{ кг/м}^2$;

F_{π} – площа поршня, м^2 .

Маса шатуна:

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} \cdot F_{\text{п}} = 327 \cdot 0,01131 = 3,7 \text{ кг},$$

де $m'_{\text{ш}} = m_{\text{ш}}/F_{\text{п}} = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$. Приймається $m'_{\text{п}} = 327 \text{ кг/м}^2$.

Маса шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця:

$$m_{\text{шп}} = 0,25 \cdot m_{\text{ш}} = 0,25 \cdot 3,7 = 0,925 \text{ кг}.$$

Маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа:

$$m_{\text{шк}} = (1 - 0,25) \cdot m_{\text{ш}} = (1 - 0,25) \cdot 3,7 = 2,78 \text{ кг}.$$

Маса неврівноважених частин одного коліна валу без противаг:

$$m_{\text{к}} = m'_{\text{к}} \cdot F_{\text{п}} = 300 \cdot 0,01131 = 3,39 \text{ кг},$$

де $m'_{\text{к}} = m_{\text{к}}/F_{\text{п}} = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$. Приймається $m'_{\text{к}} = 300 \text{ кг/м}^2$.

Маси, які виконують зворотно-поступальний рух:

$$m_{\text{п}} = m_{\text{п}} + m_{\text{шп}} = 2,67 + 0,925 = 3,6 \text{ кг}.$$

Маси, які виконують обертальний рух:

$$m_{\text{Р}} = m_{\text{к}} + m_{\text{шк}} = 3,39 + 2,78 = 6,17 \text{ кг}.$$

3.2 Сили інерції обертових мас

Сили інерції, що діють в кривошипно-шатунного механізму, відповідно до характеру руху приведених мас підрозділяють на сили поступально рухомих мас P_j і відцентрові сили інерції обертових мас K_R (рис. 3.3).

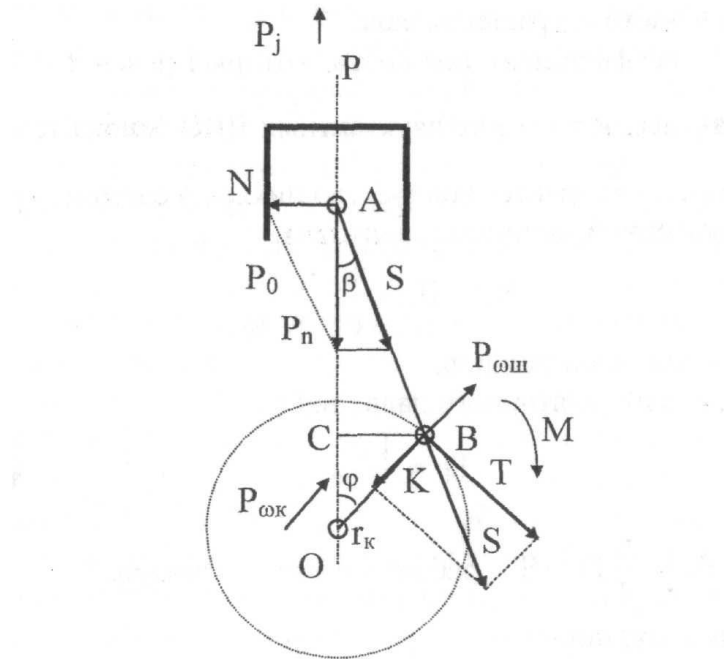


Рисунок 3.3 – Схема дії сил в кривошипно-шатунному механізмі

Відцентрова сила інерції обертових мас:

$$K_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2,$$

де m_R – маси, які вчиняють обертальний рух, кг;

R – радіус кривошипа, м;

ω – кутова швидкість колінчастого валу, с^{-1} .

$$K_R = -6,17 \cdot 0,06 \cdot 230,4^2 = -19,654 \text{ кН}.$$

Відцентрова сила інерції K_R є результуючою двох сил:

– сили інерції обертових мас шатуна:

$$K_{R_{ш}} = -m_{шк} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3},$$

$$K_{R_{ш}} = -2,78 \cdot 0,06 \cdot 230,4^2 = -8,854 \text{ кН};$$

– сили інерції обертових мас кривошипа:

$$K_{Rk} = -m_k \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3},$$

$$K_{Rk} = -3,39 \cdot 0,06 \cdot 230,4^2 = -10,8 \text{ кН}.$$

Знаючи функції $K(\varphi)$, $T(\varphi)$ і величини $K_{Rш}$ і K_{Rk} , будують полярні діаграми сил на шатунні $R_{шш}$ і корінні $R_{кш}$ шийки колінчастого валу, а також розгорнуті діаграми сил на ці шийки.

3.3 Сили, що діють на шатунну і корінну шийки колінчастого валу

Шатунна шийка:

Результуюча сила, що діє на шатунну шийку:

$$R_{шш} = \sqrt{T^2 + P_k^2}, \text{ кН},$$

де T – тангенціальна сила, що діє на кривошип, Н;

P_k – сила, що діє на шатунну шийку вздовж кривошипа, Н.

$$P_k = K + K_{Rш},$$

де K – нормальна сила, що діє на кривошип уздовж його осі, Н;

$K_{Rш}$ – сили інерції обертових мас шатуна, Н.

При $\varphi = 6^\circ$:

$$P_k = -13,6 + (-8,854) = -22,4 \text{ кН},$$

тоді

$$R_{шш} = \sqrt{(-1,81)^2 + (-22,4)^2} = 22,5 \text{ кН}.$$

Результуюча сила, що діє на коліно валу:

$$R_k = \sqrt{T^2 + K_{pk}^2},$$

де K_{pk} – сила, що діє на коліно валу по кривошипа, Н;

$$K_{pk} = P_k + K_{Rk} = K + K_{Rш} + K_{Rk} = K + K_R;$$

$$K_{pk} = -13,6 + (-19,654) = -33,2 \text{ кН},$$

тоді

$$R_k = \sqrt{(-1,81)^2 + (-33,2)^2} = 33,3 \text{ кН}.$$

Всі інші значення повних сил при різних кутах повороту колінчастого валу φ наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Значення повних сил при різних кутах повороту колінчастого валу

φ°	Повні сили					
	K, Н	T, Н	P _к , Н	R _{шш} , Н	K _{рк} , Н	R _к , Н
0	-13800	0	-22700	22700	-33500	33500
20	-11300	-5320	-20100	20800	-30900	31400
40	-5640	-6690	-14500	16000	-25300	26200
60	-1030	-3450	-9880	10500	-20700	21000
80	-150	1640	-9000	9150	-19800	19900
100	-2460	5220	-11300	12500	-22100	22700
120	-5620	5950	-14500	15700	-25300	26000
140	-7860	4560	-16700	17300	-27500	27900
160	-8860	2340	-17700	17900	-28500	28600
180	-9110	0	-18000	18000	-28800	28800
200	-8930	-2350	-17800	17900	-28600	28700
220	-8100	-4700	-17000	17600	-27800	28100
240	-6100	-6450	-15000	16300	-25800	26500
260	-3100	-6580	-12000	13600	-22800	23700
280	-436	-4750	-9290	10400	-20100	20600
300	917	-3070	-7940	8510	-18700	19000
320	5110	-6070	-3740	7130	-14500	15800
340	31200	-14700	22300	26700	11500	18700
360	96100	0	87300	87300	76500	76500
380	71700	33800	62800	71300	52000	62000
400	22700	26900	13800	30300	3040	27100
420	5180	17300	-3680	17700	-14500	22600
440	-1260	13700	-10100	17000	-20900	25000
460	-5710	12100	-14600	18900	-25400	28100
480	-9280	9830	-18100	20600	-28900	30600
500	-11400	6630	-20300	21300	-31100	31800
520	-12200	3230	-21100	21300	-31900	32100
540	-12400	0	-21200	21200	-32000	32000
560	-7510	-1980	-16400	16500	-27200	27200
580	-6630	-3850	-15500	16000	-26300	26600
600	-4630	-4900	-13500	14400	-24300	24800
620	-1840	-3910	-10700	11400	-21500	21800
640	-17,6	-192	-8870	8870	-19700	19700
660	-1440	4830	-10300	11400	-21100	21600
680	-6550	7770	-15400	17300	-26200	27300
700	-12600	5920	-21400	22200	-32200	32700
720	-15200	0	-24100	24100	-34900	34900

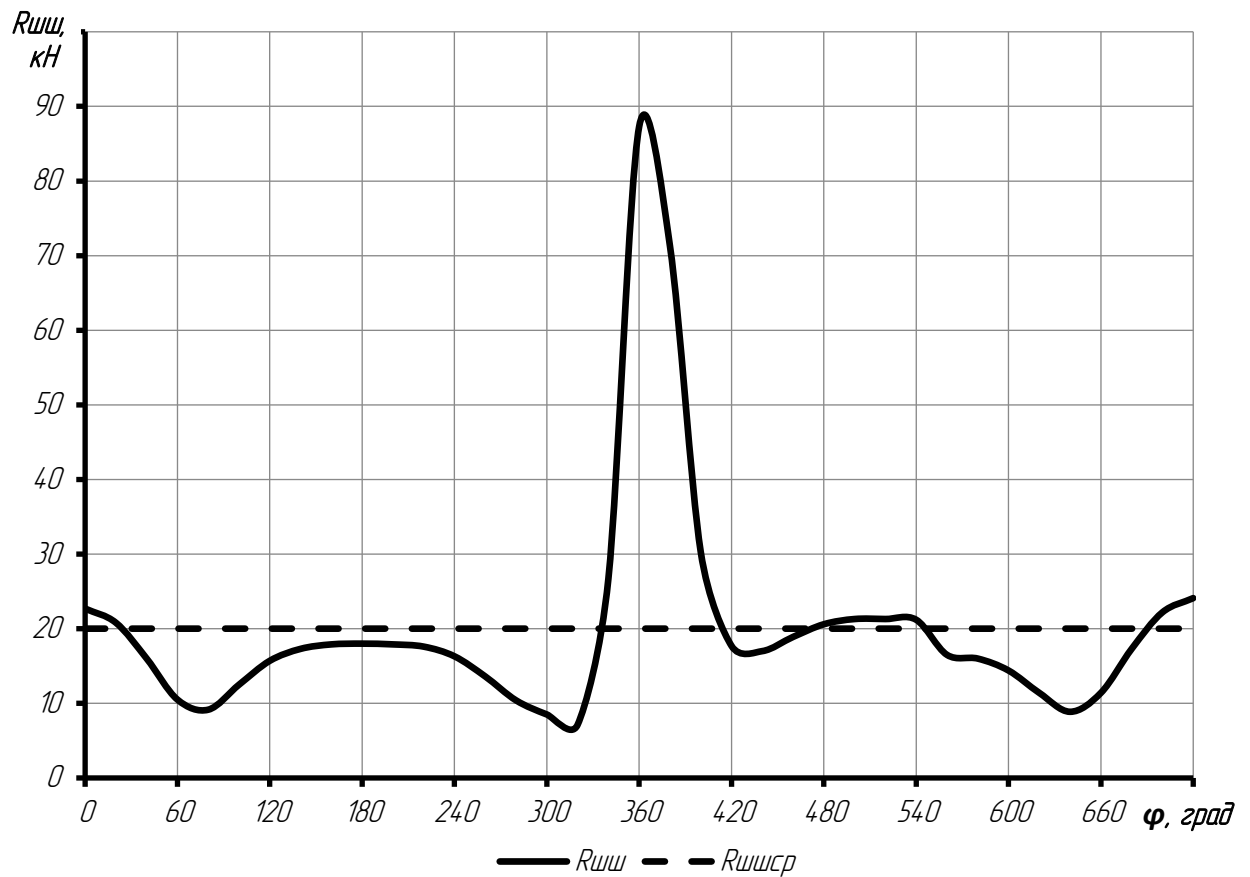


Рисунок 3.4 – Діаграма навантаження на шатунну шийку в прямокутних координатах

Графічна побудова сили $R_{шш}$ в залежності від кута повороту кривошипа здійснюється у вигляді полярної діаграми (рис. 3.5) з полюсом в точці $O_{ш}$. Для отримання полярної діаграми, кінці результуючих сил $R_{шш}$ з'єднують послідовно в порядку наростання кутів плавною кривою.

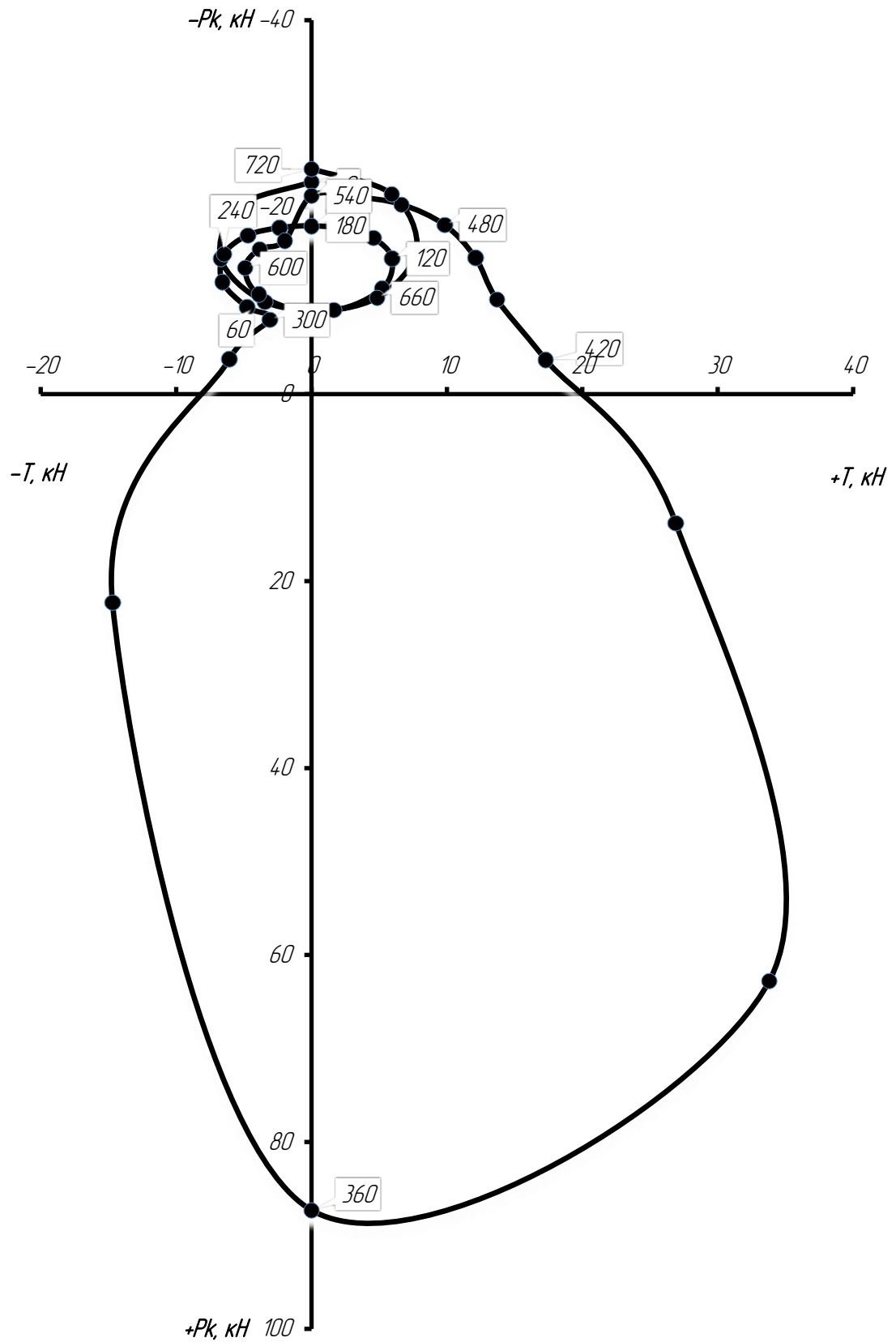


Рисунок 3.5 – Сили, що діють на шатунну шийку (полярна діаграма)

Для визначення середньої результуючої сили за цикл $R_{\text{шш.ср}}$, а також її максимального $R_{\text{шш.мах}}$ і мінімального $R_{\text{шш.мін}}$ значень полярну діаграму перебудовують в прямокутні координати в функції кута повороту колінчастого валу (рис. 3.6). Аналогічно знаходять значення навантажень на корінні шийки:

$$R_{\text{шш мах}} = 96,1 \text{ кН}; \quad R_{\text{кш мах}} = 33,45 \text{ кН};$$

$$R_{\text{шш мін}} = 7,12 \text{ кН}; \quad R_{\text{кш мін}} = 6,24 \text{ кН};$$

$$R_{\text{шш ср}} = 20,01 \text{ кН}; \quad R_{\text{кш ср}} = 23,24 \text{ кН}.$$

Крім зображених діаграм (полярної і навантаження на шатунних шийку в прямокутних координатах) в пояснювальній записці.

Корінна шийка.

Колінчастий вал розраховуваного двигуна п'ятиопорний.

Сила, що діє на першу корінну шийку при $\varphi = 6^\circ$:

$$R_{\text{кш1}} = -0,5 \cdot R_{\text{к1}} = -0,5 \cdot 33,3 = 16,6 \text{ кН}.$$

Сила, що діє на другу корінну шийку при $\varphi = 6^\circ$:

$$R_{\text{кш2}} = \sqrt{T_{\text{к2}}^2 + K_{\text{к2}}^2} = \sqrt{(7,12)^2 + (4,36)^2} = 8,35 \text{ кН}.$$

де $T_{\text{к2}} = (T_1 - T_2) = (0,906 - (6,21)) = 7,12 \text{ кН};$

$$K_{\text{к2}} = (K_{\text{рк1}} - K_{\text{рк1}}) = (16,6 + (-12,3)) = 4,36 \text{ кН}.$$

Всі інші значення сил, що діють на корінну шийку при різних кутах повороту колінчастого валу φ , наведені в дод А

3.4 Моменти, що діють в кривошипно-шатунному механізмі

Друга частина динамічного розрахунку полягає у визначенні сумарного крутного моменту на вихідному валу двигуна $M_{\text{сум}}$. Це досягається за допомогою таблиці набігаючих крутних моментів (протокол розрахунку). Спочатку підсумовують крутний момент на кривошип, але з урахуванням розташування циліндрів і відносного розташування кривошипів колінчастого валу.

Після визначення сумарного крутного моменту він складається і визначається середній індикаторний крутний момент $(M_i)_{\text{ср}} = 139,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і сумарний середній індикаторний крутний момент двигуна $(M_{\text{сум}})_{\text{ср}} = 1114 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

За даними протоколу динамічного розрахунку будують діаграму крутного моменту від одного циліндра (діаграму сумарного індикаторного крутного моменту на вихідному валу двигуна) (рис.3.6).

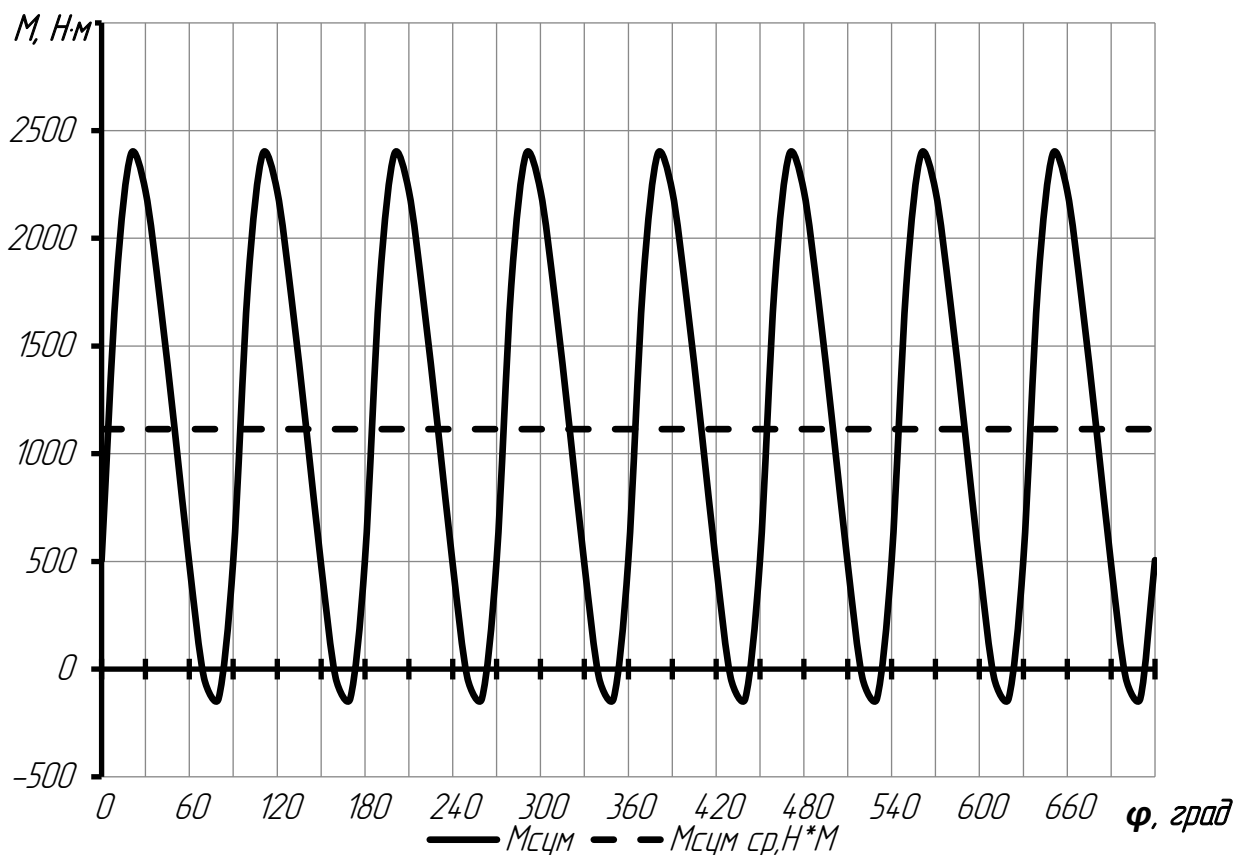


Рисунок 3.6 – Діаграма сумарного індикаторного крутного моменту на вихідному валу двигуна

4. РОЗРАХУНОК ВРІВНОВАЖЕННЯ ДВИГУНА

Сили і моменти, що діють в кривошипно-шатунного механізмі, безперервно змінюються і, якщо вони не врівноважені, викликають струс і вібрацію двигуна, що передаються рамі автомобіля.

До невірноважених сил і моментів відносяться:

- а) сили інерції зворотно-поступально рухомих мас $P_i = P_{ji} + P_{jii}$ і відцентрові сили інерції обертових мас K_R ;
- б) поздовжні моменти $M_j = M_{ji} + M_{jii}$ и M_R , що виникають в багаточиліндрових двигунах від невірноважених сил P_j и K_R окремих циліндрів;
- в) крутний момент $M_{кр}$ і рівний йому, але протилежно спрямований перекидаючий момент $M_{опр} = -M_{кр}$, що сприймається опорами двигуна.

Двигун вважається повністю врівноваженим, якщо в усталеному режимі роботи сили і моменти, що діють на його опори, постійні за величиною і напрямком. Однак поршневі двигуни не можуть бути повністю врівноваженими, так як крутний момент $M_{кр}$ завжди є періодичною функцією кута повороту колінчастого валу і, отже, величина перекидаючого моменту $M_{опр}$ завжди змінна.

Умови врівноваженості двигуна з будь-яким числом циліндрів (при дотриманні рівності мас рухомих частин і ідентичності протікання робочого процесу в усіх циліндрах, а також забезпечення статичної та динамічної врівноваженості колінчастого валу) прийнято записувати в наступному вигляді:

- а) сумарні сили інерції першого порядку і їх моменти дорівнюють нулю:

$$\sum P_{ji} = 0 \text{ і } \sum M_{ji} = 0;$$

- б) сумарні сили інерції другого порядку і їх моменти дорівнюють нулю:

$$\sum P_{jii} = 0 \text{ і } \sum M_{jii} = 0;$$

- в) результуючі відцентрові сили інерції і їх моменти дорівнюють нулю:

$$\sum K_R = 0 \text{ і } \sum M_R = 0.$$

Таким чином, вирішення питання врівноваження двигунів зводиться до врівноваження лише найбільш значних сил і їх моментів.

Розраховуємо двигун восьмициліндровий V -подібний. Порядок роботи двигуна: 1л-1п-4л-2л-2п-3л-3п-4п. Про проміжки між спалахами 90° . Угол развала цилиндров $\gamma = 90^\circ$. Колінчастий вал має кривошипи, розташовані в двох взаємно перпендикулярних площинах.

У двигунах розглянутого типу сили інерції першого порядку взаємно врівноважуються: $\Sigma P_{jI} = 0$. Сумарний момент цих сил діє під обертається площині, що становить з площиною першого кривошипа кут $18^\circ 26'$:

Рівнодіючі сил інерції другого порядку для кожної секції двигуна завжди направлені по горизонталі перпендикулярно осі колінчастого вала. Сума цих рівнодіючих сил дорівнює нулю: $\Sigma P_{jII} = 0$.

Сумарний момент сил інерції другого порядку також дорівнює нулю: $\Sigma M_{jII} = 0$. Відцентрові сили інерції для всіх секцій рівні і спрямовані попарно в різні боки. Рівнодіюча цих сил $\Sigma K_R = 0$.

Сумарний момент ΣM_R відцентрових сил діє в тій же площині, що і рівнодіючий момент сил інерції першого порядку ΣM_{jI}

$$\Sigma M_R = \sqrt{10} K_R a = \sqrt{10} (m_x + 2m_{mx}) R \omega^2 a.$$

Врівноваження моментів ΣM_{jI} и ΣM_R здійснюється за допомогою противаг, що встановлюються на продовженні шік вала або шляхом установки двох противаг на кінцях колінчастого вала в площині дії моментів, тобто під кутом $18^\circ 26'$.

Очевидно, що

$$\Sigma M_H + \Sigma M_R = a R \omega^2 \sqrt{10} (m_j + m_x + 2m_{mx}).$$

Маса кожного загального противаги, встановленого на кінці вала:

$$m_{np\Sigma} = aR\sqrt{10}(m_j + m_\kappa + 2m_{ш.х})/(\rho b),$$

де ρ — відстань від центра ваги загального противага до осі колінчастого вала;

b — відстань між центрами тяжіння противаг.

Відстань центра ваги загального противага від осі колінчастого вала приймаємо $\rho = 125$ мм.

Відстань між центрами тяжкості загальних противаг — $b=720$ мм.

Відстань між центрами шатунних шийок — $a=160$ мм.

Маса загального противага

$$m_{np\Sigma} = \frac{aR\sqrt{10}(m_j + m_\kappa + 2m_{ш.х})}{\rho b}$$

$$m_{np\Sigma} = \frac{170 \cdot 70 \cdot \sqrt{10}(4.215 + 3.98 + 2 \cdot 3.254)}{125 \cdot 720} = 6.323 \text{ кг}$$

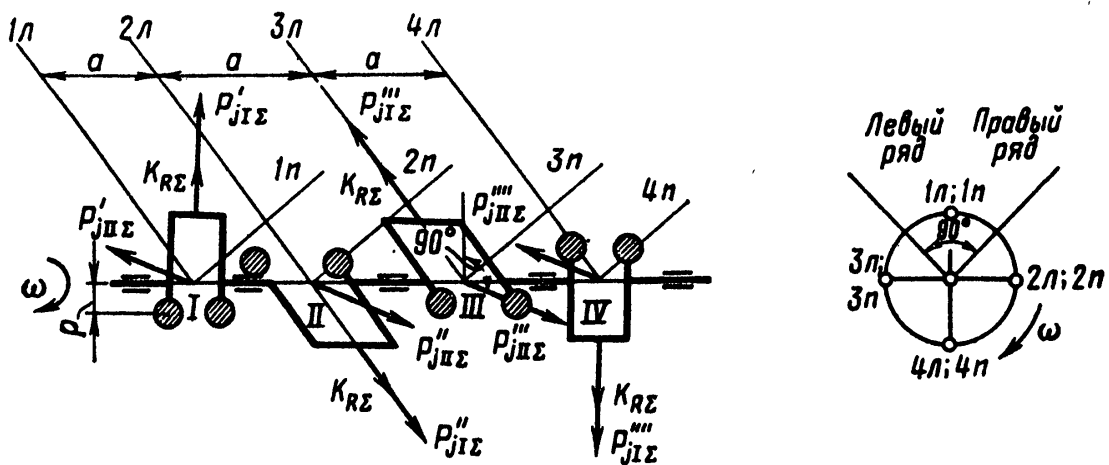


Рисунок 4 1 Схема сил інерції, що діють в восьмициліндровому V -подібному

двигуні.

5. РОЗРАХУНОК МАХОВИКА

Крутний момент на валу двигуна є змінною за часом (або куту повороту валу) величиною. Це обумовлено періодичністю процесів в циліндрі ДВЗ протягом циклу, зміною тиску робочої порожнини, а також зміною сил інерції, що діють на деталі КШМ. Конкретна функція $M_{кр}(\varphi)$ залежить також від числа циліндрів, їх взаємного розташування і порядку роботи. Ця функція визначається в динамічному розрахунку ДВЗ.

На сталому режимі роботи середній крутний момент дорівнює моменту опору:

$$M_{кр.ср} = M_c = 1114 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

В результаті має місце нерівномірність обертання валу протягом циклу, яка оцінюється коефіцієнтом нерівномірності:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{ср}}.$$

Нерівномірність обертання валу викликає додаткові навантаження на деталі основного приводу і допоміжних приводів, вібрації і т.д. Тому величину δ з цих міркувань обмежують; на основі практичних рекомендацій для більшості двигунів можна прийняти $\delta = 0,02 \dots 0,03$; приймаємо $\delta = 0,03$.

Для забезпечення необхідних умов за рівнем нерівномірності обертання валу використовують маховик, який встановлюють, як правило, на хвостовику колінчастого валу. Розрахунок маховика ведуть на основі рівнянь динаміки системи, що обертається – «колінчастий вал - споживач». Для періоду циклу $\varphi_1 < \varphi < \varphi_2$, коли кутова швидкість зростає, рівняння має вигляд:

$$\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (M_{кр} - M_c) d\varphi = J\delta\omega_{ср}^2,$$

де J – момент інерції обертових мас.

Аналогічно можна записати рівняння для $\varphi_2 < \varphi < \varphi_3$

$$\int_{\varphi_2}^{\varphi_3} (M_c - M_{кр}) d\varphi = J\delta\omega_{ср}^2,$$

В якому складові рівні відповідним величинам в попередньому рівнянні.

Ліві частини цих рівнянь визначаються аналітичним шляхом по діаграмах $M_{кр}(\varphi)$, для чого діаграму зображують в масштабах, які зручно читати, від φ_1 до φ_2 (від φ_2 до φ_3):

Вибравши величину δ з рекомендованих меж, розраховуємо момент інерції:

$$\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (M_{кр} - M_c) d\varphi = \int_{\varphi_2}^{\varphi_3} (M_c - M_{кр}) d\varphi.$$

Якщо відсутні конкретні дані про споживача, то вважають, що величину J повинен мати двигун. У свою чергу момент інерції дорівнює:

$$J = J_0 + J_m = 0,3993 + 0,3394 = 0,7387 \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

де $J_0 = 0,3993 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції колінчастого валу і всіх деталей ДВЗ, що обертаються, з урахуванням впливу рухомих частин КШМ;

$J_m = 0,3394 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції маховика.

За статистичними даними величина J_m зазвичай становить $(0,8 \dots 0,9) J_0$, тому момент інерції маховика дорівнює:

$$J_m = (0.8 \dots 0.9) J_0;$$

$$J_M = 0,85 \cdot J_0 = 0,85 \cdot 0,3993 = 0,3394 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_0 = \frac{L_{\text{изб.}}}{\delta \cdot \omega^2} = \frac{635,9}{0,03 \cdot 230,4^2} = 0,3993 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

де $L_{\text{изб.}}$ – величина надлишкової роботи:

$$L_{\text{изб.}} = F_1 \cdot M_M \cdot M_\varphi = 710,7 \cdot 24,61 \cdot 0,03636 = 635,9 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

де $F_1 = 710,7 \cdot \text{мм}^2$ – площа фігури над прямою $M_{\text{кр.ср}}$ (рис. 5.1);

$$M_\varphi = \frac{4 \cdot \pi}{i \cdot \alpha c} = \frac{4 \cdot 3,14}{8 \cdot 43,2} = 0,03636 \text{ мм}^{-1} \text{ – масштаб кута повороту}$$

валу, рад в мм;

$$M_M = \frac{M_{\text{сум.мак}}}{h_{\text{мс}}} = \frac{2406}{97,76} = 24,61 \text{ – масштаб момента, Н} \cdot \text{м/мм}.$$

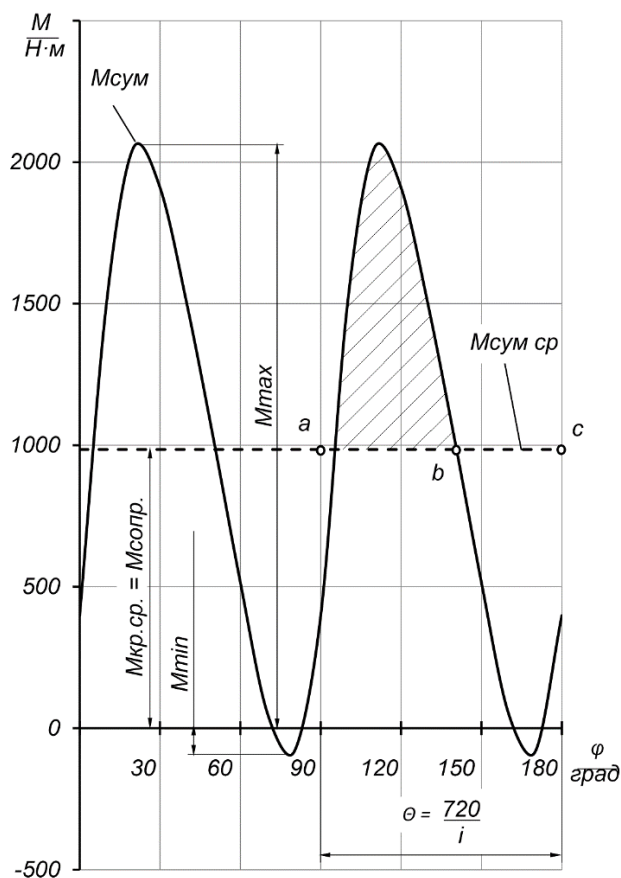


Рисунок 5.1. – Діаграма крутного моменту на колінчастому валу
восьмициліндрового двигуна

Маховий момент двигуна:

$$m_M \cdot D_{cp}^2 = 4J_M. \quad (2)$$

де m_M – маса маховика, кг;

$D_{cp} = (2 \dots 3) \cdot S = 0,12 \cdot 2,5 = 0,3$ м – середній діаметр маховика.

З формули (2) розраховуємо масу маховика:

$$m_M = \frac{4J_M}{D_{cp}^2} = \frac{4 \cdot 0,3394}{0,3^2} = 15,08 \text{ кг.}$$

Діаметр маховика вибирають з урахуванням габаритів двигуна, можливості розміщення механізму зчеплення і т. д.

Для наближених розрахунків можна прийняти $D_M = 0,242$ м.

За умовами міцності, зовнішній діаметр D_M маховика повинен бути обраний з урахуванням допустимих окружних швидкостей.

Окружна швидкість на зовнішньому ободі маховика:

$$v_M = \frac{\pi \cdot D_M \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,242 \cdot 2200}{60} = 27,88 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1},$$

де $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертання валу двигуна.

Окружна швидкість для литих чавунних маховиків не повинна перевищувати $70 \dots 80 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$.

6 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ

6.1 Розрахунок поршневих кілець

Поршневі кільця працюють в умовах високих температур і значних змінних навантажень, виконуючи три основні функції:

- герметизації надпоршневого простору з метою максимально можливого використання теплової енергії палива;
- відводу надлишкової частки теплоти від поршня в стінки циліндра;
- «керування змащенням», тобто раціонального розподілу масляного шару по дзеркалу циліндра і обмеження потрапляння масла в камеру згорання.

Основними конструктивними параметрами поршневих кілець є: відношення діаметра циліндра до радіальної товщини кільця – D/t ; висота кільця – a ; відношення різниці між величинами зазорів замку кільця у вільному і робочому станах до товщини кільця – A_0 / t .

Розрахунок кілець полягає:

- а) у визначенні середнього тиску кільця на стінку циліндра, яке повинно забезпечувати достатню герметичність камери згорання і не повинно різко збільшувати втрати потужності двигуна на тертя кілець об стінки циліндра;
- б) в побудові епюри тиску кільця по окружності;
- в) у визначенні напружень згину, що виникають в перерізі, протилежному замку, при надяганні кільця на поршень і в робочому стані;
- г) у встановленні монтажних зазорів в прямому замку кільця.

Середній тиск кільця на стінку циліндра:

$$p_{cp} = 0.152E \frac{A_0/t}{\left(\frac{D}{t} - 1\right)^3 \frac{D}{t}} =$$

$$= 0.152 \cdot 1,2 \cdot 10^5 \frac{3,3}{\left(\frac{0,12}{0,0053} - 1\right)^3 \frac{0,12}{0,0053}} = 0,2623 \text{ МПа},$$

де $E = 1,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модуль пружності кільця для легованого чавуну;

A_0 – різниця між величинами зазорів кільця у вільному і робочому станах, приймаємо $A_0/t = 3,3$.

Допустимий середній радіальний тиск $[p_{cp}] = 0,11 \dots 0,37$, для проектованого двигуна $p_{cp} = 0,2623 \text{ МПа}$.

При зниженні частоти обертання двигуна і збільшенні діаметра циліндра величина p_{cp} повинна мати значення ближче до нижньої межі. Для забезпечення хорошого припрацювання кільця і надійного ущільнення тиск p кільця на стінку циліндра у замку повинен бути підвищеним. Практикою встановлено, що це підвищення має становити для кілець бензинових двигунів приблизно $(1.4 \dots 2.0)p_{cp}$. При цьому епюра тиску кільця на стінки циліндра двигуна внутрішнього згорання може мати грушоподібну форму (рис. 6.3), співвідношення тиску $p/p_{cp} = f(\psi)$ наведено в табл. 6.1.1.

Таблиця 6.1.1 – Тиск кільця на стінки циліндра

Кут ψ , що визначає положення поточного тиску кільця, град	0	30	60	90	120	150	180
Коефіцієнт, μ_k	1,05	1,05	1,14	0,9	0,45	0,67	2,85
Тиск p у відповідній точці, МПа	0,2754	0,2754	0,299	0,2361	0,118	0,1757	0,7476

Нове кільце, виготовлене із заздалегідь заданою епюрою тиску і встановлене в циліндр, не повинно мати просвітів між своєю зовнішньою поверхнею і

дзеркалом циліндра. Значне підвищення тиску у замку сприяє рівномірному зносу кільця по окружності.

Напруження згину кільця, що виникає в перерізі кільця, протилежному замку:

в робочому стані:

$$\begin{aligned}\sigma_{из1} &= 2,61p_{cp} \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^2 = 2,61 \cdot 0,2623 \left(\frac{0,12}{0,0053} - 1 \right)^2 \\ &= 320,6 \text{ МПа};\end{aligned}$$

при надяганні на поршень:

$$\begin{aligned}\sigma_{из2} &= \frac{4E(1 - 0,114 \cdot A_0/t)}{m \left(\frac{D}{t} - 1,4 \right) \cdot \frac{D}{t}} = \\ &= \frac{4 \cdot 1,2 \cdot 10^5 (1 - 0,114 \cdot 3,3)}{1,57 \left(\frac{0,12}{0,0053} - 1,4 \right) \cdot \frac{0,12}{0,0053}} = 396,5 \text{ МПа},\end{aligned}$$

де m – коефіцієнт, що залежить від способу надягання кільця (при розрахунку приймаємо $m = 1,57$).

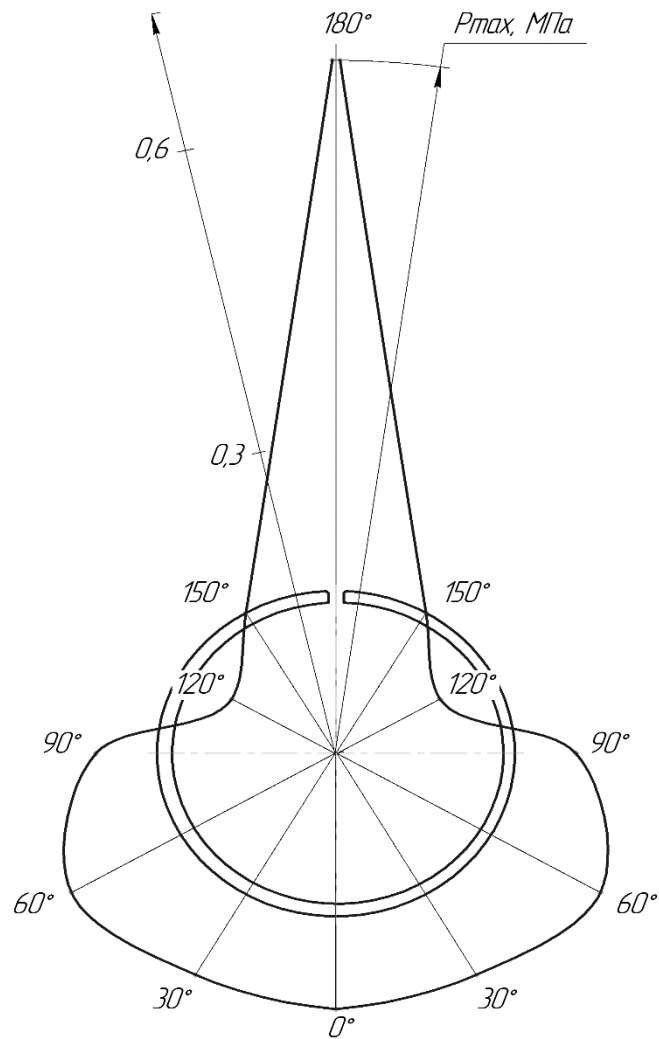


Рисунок 6.3 – Грушовидна епюра тиску компресійного кільця бензинового двигуна на дзеркало циліндра

Допустимі напруження при згині кільця $[\sigma_{из}] = 220 \dots 450$ МПа. Зазвичай $\sigma_{из2} > \sigma_{из1}$ на 10 – 30%. У розрахунку проектованого двигуна, отримані значення потрапляють у межі нормальної роботи..

Монтажний зазор в прямому замку поршневого кільця в холодному стані:

$$\begin{aligned} \Delta_K &= \Delta'_K + \pi D [\alpha_K (T_K - T_0) - \alpha_{ц} (T_{ц} - T_0)] = \\ &= 0,06 + 3,14 \cdot 120 [11 \cdot 10^{-6} (593 - 288) - \\ &\quad - 11 \cdot 10^{-6} (398 - 288)] = 0,8686 \text{ мм}, \end{aligned}$$

де $\Delta'_k = 0,06 \dots 0,10$ мм – мінімально допустимий зазор в замку кільця під час роботи двигуна, для проектного двигуна $\Delta_k = 0,06$ мм;

$\alpha_{\text{ц}}$ і $\alpha_{\text{к}}$ – коефіцієнти лінійного розширення матеріалу гільзи циліндра і кільця. Для чавуну $\alpha_{\text{ц}} = 11 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$, для алюмінієвих сплавів $\alpha_{\text{к}} = 11 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$;

$T_{\text{к}}$, $T_{\text{ц}}$ і T_0 – відповідно температура кільця, стінок циліндра в робочому стані і початкова температура $T_0 = 288 \text{ K}$, при рідинному охолодженні $T_{\text{к}} = 473 \dots 573 \text{ K}$, $T_{\text{ц}} = 383 \dots 388 \text{ K}$; при повітряному охолодженні $T_{\text{к}} = 523 \dots 723 \text{ K}$, $T_{\text{ц}} = 443 \dots 463 \text{ K}$; для проектного двигуна приймаємо: $T_{\text{к}} = 593 \text{ K}$, $T_{\text{ц}} = 398 \text{ K}$.

Порівнюючи розрахунки проектного двигуна з прототипом, знаходимо різницю в монтажному зазорі у прототипу $\Delta_k = 0,2$ мм, а в розрахунку проектного двигуна $\Delta_k = 0,8686$ мм.

6.2 Розрахунок на міцність поршневого пальця

Під час роботи поршковий палець піддається впливу змінних за величиною навантажень, які носять здебільшого ударний характер. У поршковому пальці з'являються напруження згину, зрізу і овалізації, що можуть викликати його поломку [3].

Вихідні дані:

- матеріал пальця – сталь 15Х;
- $a = 47$ мм – довжина втулки шатуна;
- $l_{\text{п}} = 110$ мм – довжина пальця;
- $b = 52$ мм – відстань між торцями бобишок;
- $l_{\text{ш}} = 47$ мм – довжина поршковий головки шатуна;
- $d_{\text{п}} = 50$ мм – діаметр поршневого пальця.

Зносостійкість пальця оцінюють за значеннями питомих тисків між втулкою шатуна $q_{ш}$ та бобишками поршня q_6 , і опорними поверхнями пальця..

$$q_{ш} = \frac{P}{d_{п} \cdot a} \leq [q_{ш}],$$

де P – розрахункова сила, що діє на поршневий палець:

$$P = P_{z \max} + kP_j = 120,3 + 0,69 \cdot -8,9 = 114,2 \text{ кН},$$

де $P_{z \max}$ – максимальна сила тиску газів на днище поршня:

$$P_{z \max} = p_{z \max} \cdot F_{п} = 48,6 \cdot 10^6 \cdot 10,64 = 120,3 \text{ кН};$$

$k = 0,68 \dots 0,86$ – коефіцієнт, що враховує масу поршневого пальця;

P_j – сила інерції від маси поршневої групи на режимі максимального моменту для бензинових ДВЗ:

$$\begin{aligned} P_j &= -m_{п} \cdot R \cdot \omega_M^2 (1 + \lambda) = \\ &= -2,67 \cdot 0,06 \cdot 209,4^2 (1 + 0,267) = -8,9 \text{ кН}, \end{aligned}$$

де $m_{п}$ – маса поршневої групи.

$$q_{ш} = \frac{114,2}{0,05 \cdot 0,047} = 48,6 \text{ МПа}.$$

Питомий тиск пальця на бобишки.

$$\begin{aligned} q_6 &= \frac{P}{d_{п} \cdot (l_{п} - b)} \leq [q_6], \\ q_6 &= \frac{114,2}{0,05 \cdot (0,11 - 0,052)} = 39,38 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Для сучасних двигунів [3]:

$$[q_{ш}] = 20 \dots 60 \text{ МПа}, [q_6] = 15 \dots 50 \text{ МПа}.$$

Напруження згину в середньому перерізі пальця:

$$\sigma_{из} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{P(l_{п} + 2b - 1,5a)}{1,2d_{п}^3(1 - \alpha^4)} \leq [\sigma_{из}],$$

де $\alpha = \frac{d_{в}}{d_{п}} = \frac{29}{50} = 0,58$ – відношення внутрішнього діаметра поршневого пальця до його зовнішнього діаметра..

$$\sigma_{из} = \frac{114,2(0,11 + 2 \cdot 0,052 - 1,5 \cdot 0,047)}{1,2 \cdot 0,05^3(1 - 0,58^4)} = 123,2 \text{ МПа},$$

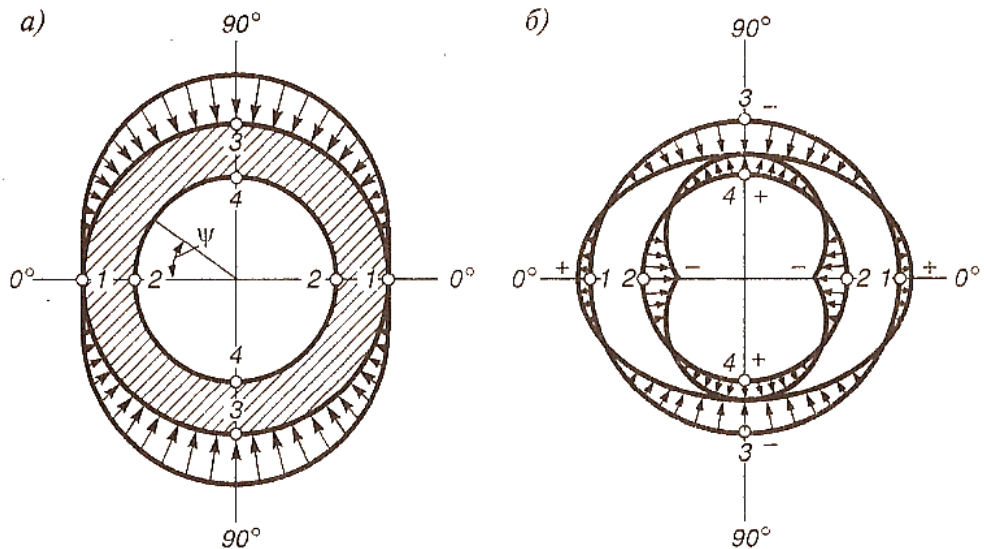
$$[\sigma_{из}] = 100 \dots 300 \text{ МПа [3]}.$$

Максимальні дотичні напруження:

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{0,85P(1 + \alpha + \alpha^2)}{d_{п}^2[1 - \alpha^4]} = \\ &= \frac{0,85 \cdot 114,2(0,58 + 0,58 + 0,58^2)}{0,05^2[1 - 0,58^4]} = 83,91 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

$$[\tau] = 60 \dots 250 \text{ МПа [3]}.$$

Найбільше збільшення горизонтального діаметра пальця при овалізації:



а – розподіл навантаження; б – епюри напружень

Рисунок 6.4 – Розрахункова схема поршневого пальця:

$$\Delta d_{п. max} = \frac{1,35P}{El_{п}} \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] =$$

$$= \frac{1,35 \cdot 114,2}{2 \cdot 10^5 \cdot 0,11} \left(\frac{1 + 0,58}{1 - 0,58} \right)^3 [0,1 - (0,58 - 0,4)^3] = 0,03513 \text{ мм},$$

де $E = 2 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності матеріалу поршневого пальця.

$$[\Delta d_{п. max}] = 0,001 \cdot d_{п} = 0,001 \cdot 110 = 0,05 \text{ мм або}$$

$$[\Delta d_{п. max}] = 0,02 \dots 0,05 \text{ мм.}$$

Напруження овалізації.

На зовнішній поверхні пальця:

в горизонтальній площині (точки 1, $\psi = 0^\circ$):

$$\sigma_{a0^\circ} = \frac{15P}{l_{п} d_{п}} \left[0,19 \frac{(2 + \alpha)(1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{1}{1 - \alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] =$$

$$= \frac{15 \cdot 114,2}{0,11 \cdot 0,05} \left[0,19 \frac{(2 + 0,58)(1 + 0,58)}{(1 - 0,58)^2} - \frac{1}{1 - 0,58} \right] \times$$

$$\times [0,1 - (0,58 - 0,4)^3] = 58,94 \text{ МПа};$$

у вертикальній площині (точки 3, $\psi = 90^\circ$):

$$\begin{aligned}\sigma_{a90^\circ} &= \frac{15P}{l_\pi d_\pi} \left[0,174 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} + \frac{0,636}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] = \\ &= \frac{15 \cdot 114,2}{0,11 \cdot 0,05} \left[0,174 \frac{(2+0,58)(1+0,58)}{(1-0,58)^2} + \frac{0,636}{1-0,58} \right] \times \\ &\quad \times [0,1 - (0,58 - 0,4)^3] = -162,3 \text{ МПа.}\end{aligned}$$

На внутрішній поверхні пальця:

в горизонтальній площині (точки 2, $\psi=0^\circ$):

$$\begin{aligned}\sigma_{i0^\circ} &= \frac{15P}{l_\pi d_\pi} \left[0,19 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \cdot \alpha} + \frac{1}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] = \\ &= \frac{15 \cdot 114,2}{0,11 \cdot 0,05} \left[0,19 \frac{(2+0,58)(1+0,58)}{(1-0,58)^2 \cdot 0,58} + \frac{1}{1-0,58} \right] \times \\ &\quad \times [0,1 - (0,58 - 0,4)^3] = -255,7 \text{ МПа;}\end{aligned}$$

у вертикальній площині (точки 4, $\psi=90^\circ$):

$$\begin{aligned}\sigma_{i90^\circ} &= \frac{15P}{l_\pi d_\pi} \left[0,174 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \cdot \alpha} - \frac{0,636}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] = \\ &= \frac{15 \cdot 114,2}{0,11 \cdot 0,05} \left[0,174 \frac{(2+0,58)(1+0,58)}{(1-0,58)^2 \cdot 0,58} - \frac{0,636}{1-0,58} \right] \times \\ &\quad \times [0,1 - (a - 0,4)^3] = 125,8 \text{ МПа.}\end{aligned}$$

Найбільше напруження овалізації виникає на внутрішній поверхні пальця в горизонтальній площині. Це напруження не повинно перевищувати 300...350 МПа [3].

6.3 Розрахунок на міцність шатуна

Конструкція шатунів, які застосовуються в автомобільних і тракторних двигунах, відрізняється великою різноманітністю і залежить в основному від типу двигуна і розташування циліндрів. Розрахунковими елементами шатунної групи є: поршнева і кривошипна головки, стрижень шатуна.

Розрахунок поршневої головки шатуна.

З теплового і динамічного розрахунків маємо:

- максимальний тиск згорання $p_{z \max} = 10,64 \text{ МПа}$ при $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$, $\varphi = 366^\circ$;
- маса поршневої групи $m_{\pi} = 2,67 \text{ кг}$;
- маса шатунної групи $m_{\text{ш}} = 3,7 \text{ кг}$;
- $n_{\text{х.х.мак}} = 2100 \text{ мин}^{-1}$;
- хід поршня $S = 120 \text{ мм}$;
- площа поршня $F_{\pi} = 0,01131 \text{ м}^2$;
- відношення R/L : $\lambda = 0,267$.

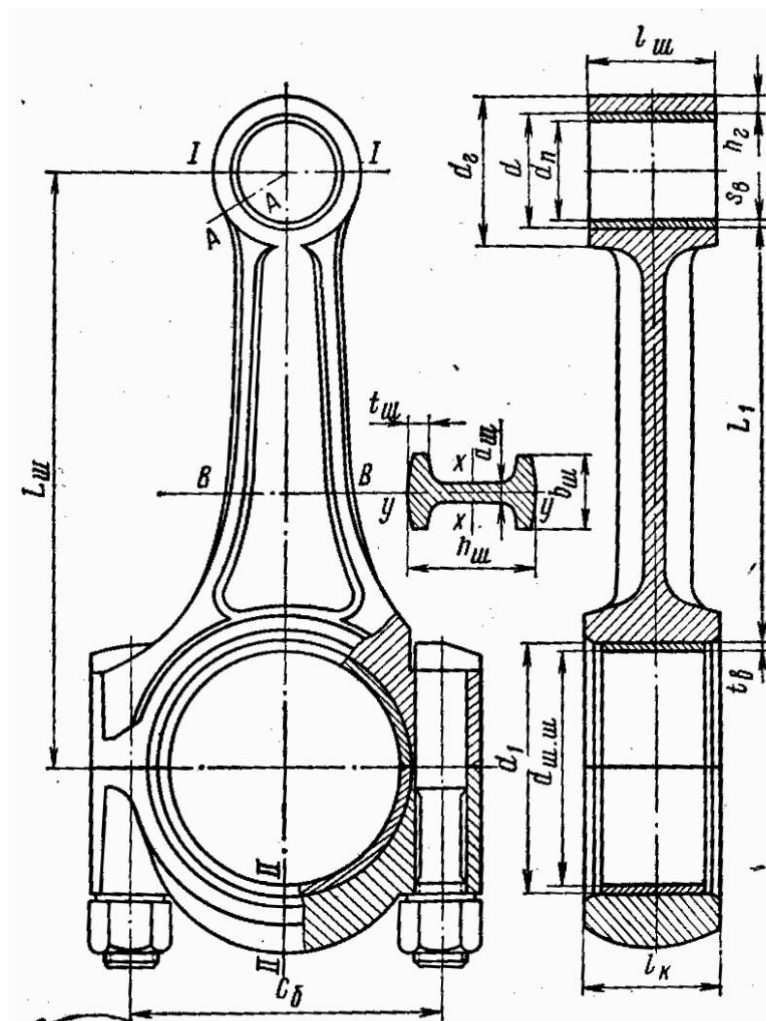


Рисунок 6.5 – Розрахункова схема шатунної групи

З розрахунку поршневої групи маємо:

- діаметр поршневого пальця $d_{п} = 50$ мм;
- довжина поршневої головки шатуна $l_{ш} = 47$ мм;;
- зовнішній діаметр головки $d_r = 70$ мм;
- внутрішній діаметр головки $d = 56$ мм;
- радіальна товщина стінки головки $h_r = \frac{(d_r - d)}{2} = \frac{(70 - 56)}{2} = 7$ мм;
- радіальна товщина стінки втулки $s_b = 3$ мм.

Матеріал втулки - бронза:

- модуль пружності $E_b = 1,15$ МПа;
- коефіцієнт теплового розширення головки $\alpha_b = 18 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$;

Матеріал шатуна – сталь 40Х [3]:

- модуль пружності $E_{\text{ш}} = 2,2 \text{ МПа}$;
- коефіцієнт теплового розширення головки $\alpha_r = 10 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$;
- границя міцності $\sigma_B = 980 \text{ МПа}$;
- границя витривалості при згині $\sigma_{-1} = 420 \text{ МПа}$;
- границя витривалості при розтягуванні-стисканні $\sigma_{-1p} = 300 \text{ МПа}$;
- границя плинності $\sigma_T = 800 \text{ МПа}$.
- коефіцієнт приведення циклу при згині $\alpha_\sigma = 0,23$.
- коефіцієнт приведення при розтягуванні-стисканні $\alpha_\sigma = 0,13$.

Розрахункові коефіцієнти:

при згині:

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} = \frac{420}{800} = 0,525;$$

$$\frac{(\beta_\sigma - \alpha_\sigma)}{(1 - \beta_\sigma)} = \frac{(0,525 - 0,23)}{(1 - 0,525)} = 0,6211;$$

при розтягуванні-стисканні:

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T} = \frac{300}{800} = 0,375;$$

$$\frac{(\beta_\sigma - \alpha_\sigma)}{(1 - \beta_\sigma)} = \frac{(0,375 - 0,13)}{(1 - 0,375)} = 0,392.$$

Поршнева головка шатуна.

Розрахунок перерізу I-I.

Максимальне напруження пульсуючого циклу:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{(m_{\text{п}} + m_{\text{в.г}}) \cdot \omega_{\text{х.х.мак}}^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}}{2 \cdot h_{\text{г}} \cdot l_{\text{ш}}} =$$

$$= \frac{(2,67 + 0,296) \cdot 219,9^2 \cdot 0,06 \cdot (1 + 0,267) \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 0,007 \cdot 0,047} = 16,57 \text{ МПа},$$

де $m_{\text{в.г}} = (0,06 \dots 0,09)m_{\text{ш}} = 0,08 \cdot 3,7 = 0,296$ кг – маса частини головки вище перерізу I-I;

$$\omega_{\text{х.х.мак}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{х.х.мак}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 2100}{30} = 219,9 \text{ с}^{-1}.$$

Середнє напруження і амплітуда напружень:

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{m0}} &= \sigma_{\text{a0}} = \frac{\sigma_{\text{мак}}}{2} = \frac{16,57}{2} = 8,285 \text{ МПа}, \\ \sigma_{\text{ак0}} &= \frac{\sigma_{\text{a0}} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{М}} \cdot \varepsilon_{\text{П}}} = \frac{8,285 \cdot 1,304}{0,76 \cdot 0,7} = 20,31 \text{ МПа},\end{aligned}$$

де $k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4}(\sigma_{\text{в}} - 400) = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4}(980 - 400) = 1,304$ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень;

$\varepsilon_{\text{М}} = 0,76$ – масштабний коефіцієнт, визначений за табл. 11.7 [3];

$\varepsilon_{\text{П}} = 0,7$ – коефіцієнт поверхневої чутливості, визначений за табл. 11.8 [3].

Запаси міцності поршневої головки шатуна в перерізі I-I:

за границею витривалості:

$$n_{\sigma\gamma} = \frac{\sigma_{-1\text{p}}}{\sigma_{\text{ак0}} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{\text{m0}}} = \frac{300}{(20,31 + 0,13 \cdot 8,285)} = 14,03,$$

за границею плинності:

$$n_{\sigma\tau} = \frac{\sigma_{\tau}}{\sigma_{\text{a0}} + \sigma_{\text{m0}}} = \frac{800}{20,31 + 8,285} = 27,98.$$

Так як:

$$\frac{\sigma_{\text{ак0}}}{\sigma_{\text{m0}}} = \frac{20,31}{8,285} = 2,45142 \geq \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,392,$$

запас міцності перерізу I-I визначають за границею витривалості:

$$n_{\sigma} = 14,03.$$

Допустимий запас міцності для перерізу I-I $[n_{\sigma}] = 2,5 \dots 5$.

Напруження від запресованої втулки:

сумарний натяг:

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t = 0,04 + 0,04928 = 0,08928 \text{ мм},$$

де $\Delta = 0,04$ мм – натяг посадки бронзової втулки;

$$\begin{aligned} \Delta_t &= d \cdot (\alpha_B - \alpha_r) \cdot \Delta T = 56(18 \cdot 10^{-5} - 10 \cdot 10^{-5}) \cdot 110 \\ &= 0,04928 \text{ мм}, \end{aligned}$$

$\Delta T = 120$ К – середня температура підігріву головки і втулки.

Питомий тиск на поверхні стикання втулки з головкою:

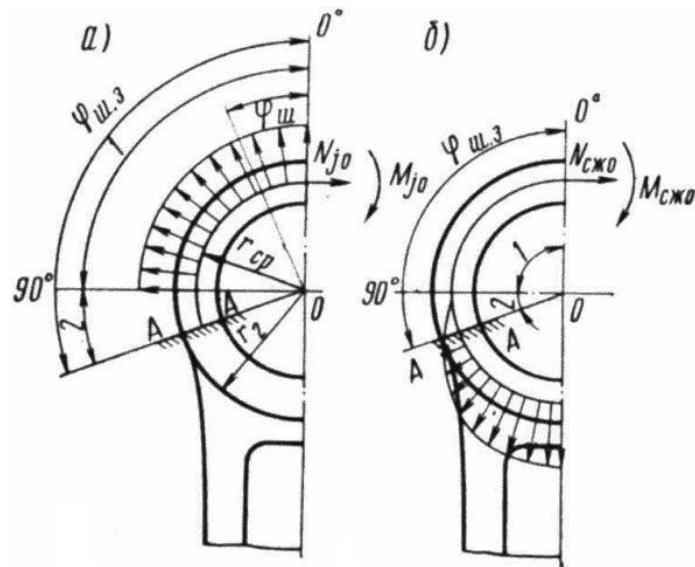
$$P = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \cdot \left[\frac{(d_r^2 + d^2) / (d_r^2 + d^2) + \mu}{E_{\text{ш}}} + \frac{(d^2 + d_{\text{п}}^2) / (d^2 - d_{\text{п}}^2) - \mu}{E_B} \right]},$$

де $\mu = 0,3$ – коефіцієнт Пуассона;

$E_{\text{ш}} = 2,2 \cdot 10^{-5}$ – модуль пружності сталюого шатуна;

$E_B = 1,15 \cdot 10^{-5}$ – модуль пружності бронзової втулки;

$$P = \frac{0,00008928}{0,056 \cdot \left[\frac{\frac{0,07^2 + 0,056^2}{0,07^2 + 0,056^2} + 0,3}{2,2 \cdot 10^{-5}} + \frac{\frac{0,056^2 + 0,05^2}{0,056^2 - 0,05^2} - 0,3}{1,15 \cdot 10^{-5}} \right]} = 16,52 \text{ МПа}.$$



а – при розтягуванні; б – при стисненні

Рисунок 6.6 – Розрахункова схема поршневої головки шатуна:

Напруження від сумарного натягу на внутрішній поверхні головки:

$$\sigma'_i = \frac{P \cdot (d_r^2 + d^2)}{d_f^2 - d^2} = \frac{16,52 \cdot (0,07^2 + 0,056^2)}{0,07^2 - 0,056^2} = 75,26 \text{ МПа.}$$

Напруження від сумарного натягу на зовнішній поверхні головки:

$$\sigma'_a = \frac{P \cdot 2 \cdot d^2}{d_f^2 - d^2} = \frac{16,52 \cdot 2 \cdot 0,056^2}{0,07^2 - 0,056^2} = 58,74 \text{ МПа.}$$

Максимальна сила, що розтягує головку на режимі $n = n_N$:

$$\begin{aligned} P_{jn} &= -m_n \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda) = \\ &= -2,67 \cdot 0,06 \cdot 230,4^2 \cdot (1 + 0,267) = -10,77 \text{ кН,} \end{aligned}$$

де

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_N}{30} = \frac{3,14 \cdot 2200}{30} = 230,4 \text{ с}^{-1}.$$

Нормальна сила і згинальний момент в перерізі 0-0:

$$\begin{aligned} N_{j0} &= -P_{jn}(0,572 - 0,0008\varphi_{ш.з}) = \\ &= -(-10,77)(0,572 - 0,0008 \cdot 115) = 5,17 \text{ Н}; \\ M_{j0} &= P_{jn} \cdot r_{cp}(0,00033\varphi_{ш.з} - 0,0297) = \\ &= -(-10,77) \cdot 0,0315 \cdot (0,00033 \cdot 115 - 0,0297) = 2,799 \text{ Н} \cdot \text{м}, \end{aligned}$$

де $\varphi_{ш.з} = 115^\circ$ – кут закладення;

$$r_{cp} = \frac{d_r + d}{4} = \frac{70 + 56}{4} = 31,5 \text{ мм.}$$

Нормальна сила і згинальний момент в розрахунковому перерізі від сили, що розтягує:

$$\begin{aligned} N_{j\varphi_{ш.з}} &= N_{j0} \cdot \cos \varphi_{ш.з} - 0,5 \cdot P_{jn} \cdot (\sin \varphi_{ш.з} - \cos \varphi_{ш.з}) = \\ &= 5,17 \cdot \cos(115^\circ) - 0,5 \cdot (-10,77) \cdot (\sin(115^\circ) - \cos(115^\circ)) = 4,971 \text{ кН}; \\ M_{j\varphi_{ш.з}} &= M_{j0} + N_{j0} \cdot r_{cp} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш.з.}) + 0,5 \cdot P_{jn} \times \\ &\quad \times r_{cp} \cdot (\sin \varphi_{ш.з.} - \cos \varphi_{ш.з.}) = \\ &= 2,799 + 5,17 \cdot 0,0315 \cdot (1 - \cos(115^\circ)) + 0,5 \cdot -10,77 \times \\ &\quad \times 0,0315 \cdot (\sin(115^\circ) - \cos(115^\circ)) = 9,057 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Напруження на зовнішньому волокні від сили, що розтягує:

$$\begin{aligned} \sigma_{aj} &= \left[2 \cdot M_{j\varphi_{ш.з.}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_r}{h_r \cdot (2 \cdot r_{cp} + h_r)} + K \cdot N_{j\varphi_{ш.з.}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_r} = \\ &= \left[2 \cdot 9,057 \cdot \frac{6 \cdot 0,0315 + 0,007}{0,007 \cdot (2 \cdot 0,0315 + 0,007)} + 0,817 \cdot 4,971 \right] \times \\ &\quad \times \frac{10^{-6}}{0,047 \cdot 0,007} = 34,37 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

де

$$K = \frac{E_{\text{ш}} \cdot F_{\Gamma}}{E_{\text{ш}} \cdot F_{\Gamma} + E_{\text{Б}} \cdot F_{\text{Б}}} =$$

$$= \frac{2,2 \cdot 10^5 \cdot 6,58 \cdot 10^{-4}}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 6,58 \cdot 10^{-4} + 1,15 \cdot 10^5 \cdot 2,82 \cdot 10^{-5}} = 0,817;$$

$$F_{\text{Б}} = (d - d_{\text{н}}) \cdot l_{\text{ш}} = (0,056 - 0,05) \cdot 0,047 = 2,82 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2;$$

$$F_{\Gamma} = (d_{\Gamma} - d) \cdot l_{\text{ш}} = (0,07 - 0,056) \cdot 0,047 = 6,58 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Сумарна сила, що стискає головку:

$$P_{\text{сж}} = (p_{\text{зд}} - p_0) \cdot F_{\text{н}} - m_{\text{н}} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) =$$

$$= (10,64 - 0,1013) \cdot 0,01131 - 2,67 \cdot 0,06 \cdot 230,4^2 \times$$

$$\times (\cos(366) + 0,267 \cdot \cos(2 \cdot 366)) = 108,5 \text{ кН}.$$

Нормальна сила і згинальний момент в розрахунковому перерізі від сили, що стискає:

$$N_{\text{сж}\varphi_{\text{ш.з.}}} = P_{\text{сж}} \cdot \left[\frac{N_{\text{сж0}}}{P_{\text{сж}}} + \left(\frac{\sin \varphi_{\text{ш.з.}}}{2} - \frac{\varphi_{\text{ш.з.}}}{\pi} \sin \varphi_{\text{ш.з.}} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{\text{ш.з.}} \right) \right] =$$

$$= 108,5 \cdot \left[0,0018 + \left(\frac{\sin(115)}{2} - \frac{115}{3,14} \sin(115) - \frac{1}{3,14} \cdot \cos(115) \right) \right] = 1,134 \text{ Н};$$

$$M_{\text{сж}\varphi_{\text{ш.з.}}} = P_{\text{сж}} \cdot r_{\text{ср}} \cdot \left[\frac{M_{\text{сж0}}}{P_{\text{сж}} \cdot r_{\text{ср}}} + \frac{N_{\text{сж0}}}{P_{\text{сж}}} \cdot (1 - \cos \varphi_{\text{ш.з.}}) - \right.$$

$$\left. - \left(\frac{\sin \varphi_{\text{ш.з.}}}{2} - \frac{\varphi_{\text{ш.з.}}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{\text{ш.з.}} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{\text{ш.з.}} \right) \right] =$$

$$= 108,5 \cdot 0,0315 \cdot [0,0006 + 0,0018 \cdot (1 - \cos 115) -$$

$$- \left(\frac{\sin(115)}{2} - \frac{115}{3,14} \cdot \sin(115) - \frac{1}{3,14} \cdot \cos(115) \right)] = -18,75 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $\frac{N_{\text{сж0}}}{P_{\text{сж}}} = 0,0018$; $\frac{M_{\text{сж0}}}{P_{\text{сж}} \cdot r_{\text{ср}}} = 0,0006$ – визначені за табл. 13.2 [3].

Напруження на зовнішньому волокні від стискаючої сили:

$$\begin{aligned}\sigma_{асж} &= \left[2 \cdot M_{сж\phi_{ш.з.}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_r}{h_r \cdot (2 \cdot r_{cp} + h_r)} + K \cdot N_{сж\phi_{ш.з.}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} h_r} = \\ &= \left[2 \cdot -18,75 \cdot \frac{6 \cdot 0,0315 + 0,007}{0,007 \cdot (2 \cdot 0,0315 + 0,007)} + 0,817 \cdot 1,134 \right] \times \\ &\quad \times \frac{10^{-6}}{0,047 \cdot 0,007} = -42,78 \text{ МПа.}\end{aligned}$$

Максимальне і мінімальне напруження асиметричного циклу:

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= \sigma'_a + \sigma_{aj} = 58,74 + 34,37 = 93,11 \text{ МПа;} \\ \sigma_{\min} &= \sigma'_a + \sigma_{асж} = 58,74 + (-42,78) = 15,96 \text{ МПа.}\end{aligned}$$

Середнє напруження і амплітуда напружень:

$$\begin{aligned}\sigma_m &= \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{93,11 + 15,96}{2} = 54,54 \text{ МПа,} \\ \sigma_a &= \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{93,11 - 15,96}{2} = 38,58 \text{ МПа,} \\ \sigma_{ак} &= \frac{\sigma_a \cdot k_{\sigma}}{\epsilon_{M\sigma} \cdot \epsilon_{П\sigma}} = \frac{38,58 \cdot 1,304}{0,76 \cdot 0,7} = 94,56 \text{ МПа,}\end{aligned}$$

де $k_{\sigma}=1,304$ – ефективний коефіцієнт концентрації напруження;

$\epsilon_M = 0,76$ – масштабний коефіцієнт, визначений за табл. 11.7 [3];

$\epsilon_{П} = 0,7$ – коефіцієнт поверхневої чутливості, визначений за табл. 11.8 [3].

Запаси міцності поршневої головки шатуна в перерізі А-А:

за границею витривалості:

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ак} + \alpha_{\sigma} \sigma_m} = \frac{300}{94,56 + 0,23 \cdot 54,54} = 3,921;$$

за границею плинності:

$$n_{\sigma T} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{ak} + \sigma_m} = \frac{800}{94,56 + 54,54} = 5,366.$$

Так як:

$$\frac{\sigma_{ak}}{\sigma_m} = \frac{94,56}{54,54} = 1,73377 \geq \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = 0,6211,$$

запас міцності в перерізі А-А визначають за границею витривалості:

$$n_\sigma = 3,921.$$

Запас міцності визначається за формулами [3] і становить для автомобільних двигунів 2,5 ... 5 [3].

Конструкція і матеріал шатуна забезпечує достатній запас міцності.

Розрахунок кривошипної головки шатуна

Максимальна сила інерції:

$$\begin{aligned} P_{jp} &= -\omega_{x.x.max.}^2 \cdot R[(m_n + m_{ш.п}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{ш.к} - m_{кр})] \cdot 10^{-6} = \\ &= -219,9^2 \cdot 0,06[(2,67 + 0,925) \cdot (1 + 0,267) + (2,78 - 0,888)] \cdot 10^{-6} = \\ &= -18,7 \text{ кН}, \end{aligned}$$

де $m_{кр} = (0,20 \dots 0,28)m_{ш} = 0,24 \cdot 3,7 = 0,888 \text{ кг}.$

Момент опору розрахункового перерізу:

$$\begin{aligned} W_{из} &= \frac{l_k \cdot (0,5 \cdot c_6 - r_1)^2}{6} = \frac{0,046 \cdot (0,5 \cdot 0,118 - 0,046)^2}{6} = \\ &= 1,296 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3, \end{aligned}$$

де $r_1 = 0,5(d_{ш.ш} + 2t_b) = 0,5(85 + 2 \cdot 3,5) = 46 \text{ мм}.$

Момент інерції вкладиша і кришки:

$$J_b = l_k \cdot t_b^3 = 0,046 \cdot 0,0035^3 = 1,972 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4,$$

$$J = I_k \cdot (0,5 \cdot c_6 - r_1)^3 = 0,046 \cdot (0,5 \cdot 0,118 - 0,046)^3 = \\ = 1,011 \cdot 10^{-7},$$

Напруження згину кришки і вкладиша:

$$\sigma_{из} = P_{jp} \cdot \left[\frac{0,023 \cdot c_6}{\left(1 + \frac{J_B}{J}\right) \cdot W_{из}} + \frac{0,4}{F_r} \right] = \\ = -18,7 \cdot \left[\frac{0,023 \cdot 0,118}{\left(1 + \frac{1,972 \cdot 10^{-9}}{1,011 \cdot 10^{-7}}\right) \cdot 1,296 \cdot 10^{-6}} + \frac{0,4}{7,59 \cdot 10^{-4}} \right] = 48,27 \text{ МПа},$$

де $F_r = I_k \cdot 0,5(c_6 - d_{ш.ш.}) = 0,046 \cdot 0,5(0,118 - 0,085) = 7,59 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$

Допустиме напруження згину кришки і вкладиша: $[\sigma_{из}] = 100 \dots 300 \text{ МПа}.$

Розрахунок стрижня шатуна

Вихідні дані

З динамічного розрахунку маємо:

- $P_{сж} = 104900 \text{ Н}$ при $\varphi = 366^\circ$;
- $P_p = -15230 \text{ Н}$ при $\varphi = 720^\circ$;
- довжина шатуна $L_{ш} = 224,7 \text{ мм}$;
- $h_{ш} = 42 \text{ мм}$;
- $b_{ш} = 30 \text{ мм}$;
- $a_{ш} = 7,5 \text{ мм}$.

З розрахунків поршневої і кривошипної головок:

- $d = 56 \text{ мм}$;
- $d_1 = 92 \text{ мм}$;

Матеріал шатуна (сталь 40Х).

Площа і моменти інерції розрахункового перерізу В–В:

$$F_{cp} = h_{ш} \cdot b_{ш} - (b_{ш} - a_{ш})(h_{ш} - 2 \cdot t_{ш}) =$$

$$= 0,042 \cdot 0,03 - (0,03 - 0,0075)(0,042 - 2 \cdot 0,0075) = 6,525 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$$

$$J_x = \frac{b_{\text{ш}} \cdot h_{\text{ш}}^3 - (b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}})(h_{\text{ш}} - 2 \cdot t_{\text{ш}})^3}{12} =$$

$$= \frac{0,03 \cdot 0,042^3 - (0,03 - 0,0075)(0,042 - 2 \cdot 0,0075)^3}{12} = 1,483 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4,$$

$$J_y = \frac{h_{\text{ш}} \cdot b_{\text{ш}}^3 - (h_{\text{ш}} - 2 \cdot t_{\text{ш}})(b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}})^3}{12} =$$

$$= \frac{0,042 \cdot 0,03^3 - (0,042 - 2 \cdot 0,0075)(0,03 - 0,0075)^3}{12} = 6,887 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4,$$

Максимальні напруження від сили, що стискає:

а) в площині гойдання шатуна:

$$\sigma_{\text{max x}} = \frac{K_x \cdot P_{\text{сж}}}{F_{\text{ср}}} = \frac{1,1 \cdot 104900}{6,525 \cdot 10^{-4}} = 176,8 \text{ МПа},$$

$$\text{де } K_x = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{\text{ш}}} \frac{L_{\text{ш}}^2}{J_x} F_{\text{ср}} = 1 + \frac{980}{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5} \frac{0,2247^2}{1,483 \cdot 10^{-7}} 6,525 \cdot 10^{-4} = 1,1;$$

б) в площині, перпендикулярній площині гойдання шатуна:

$$\sigma_{\text{max y}} = \frac{K_y \cdot P_{\text{сж}}}{F_{\text{ср}}} = \frac{1,024 \cdot 104900}{6,525 \cdot 10^{-4}} = 164,6 \text{ МПа},$$

$$\text{де } K_y = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{\text{ш}}} \frac{L_1^2}{4 \cdot J_y} F_{\text{ср}} = 1 + \frac{980}{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5} \frac{0,1507}{4 \cdot 6,887 \cdot 10^{-8}} 6,525 \cdot 10^{-4} = 1,024,$$

де $\sigma_e = \sigma_b = 980 \text{ МПа}$ – межа пружності матеріалу шатуна;

$$L_1 = L_{\text{ш}} - \frac{d + d_1}{2} = 224,7 - \frac{56 + 92}{2} = 150,7 \text{ мм}.$$

Для сучасних автомобільних і тракторних двигунів напруження $[\sigma_{\text{max x}}]$, $[\sigma_{\text{max y}}]$ не повинні перевищувати:

Для вуглецевих сталей 160...250 МПа.

Для легированих сталей 200...350 МПа.

Мінімальне напруження від сили, що розтягує:

$$\sigma_{\min} = \frac{P_p}{F_{cp}} = \frac{-15230}{6,525 \cdot 10^{-4}} = -23,34 \text{ МПа},$$

Середні напруження і амплітуди циклу:

$$\sigma_{mx} = \frac{\sigma_{\max x} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{176,8 - (-23,34)}{2} = 76,73 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{my} = \frac{\sigma_{\max y} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{164,6 - (-23,34)}{2} = 70,63 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{ax} = \frac{\sigma_{\max x} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{176,8 + (-23,34)}{2} = 100,1 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{ay} = \frac{\sigma_{\max y} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{164,6 + (-23,34)}{2} = 93,97 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{akx} = \frac{\sigma_{ax} \cdot k_{\sigma}}{\epsilon_M \cdot \epsilon_{II}} = \frac{100,1 \cdot 1,304}{0,79 \cdot 1,5} = 110,2 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{aky} = \frac{\sigma_{ay} \cdot k_{\sigma}}{\epsilon_M \cdot \epsilon_{II}} = \frac{93,97 \cdot 1,304}{0,79 \cdot 1,5} = 103,4 \text{ МПа},$$

де $k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4}(\sigma_B - 400) = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4}(980 - 400) = 1,304$ —

ефективний коефіцієнт концентрації напружень;

$\epsilon_M = 0,79$ — масштабний коефіцієнт, який визначається за табл. 11.7 [3];

$\epsilon_{II} = 1,5$ коефіцієнт поверхневої чутливості, визначений за табл. 11.8 з урахуванням поверхневого зміцнення стержня шатуна обдування дробом [3].

Запаси міцності стрижня шатуна в перерізі В-В:

за границею витривалості:

$$n_{\sigma_{xy}} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{akx} + \alpha_{\sigma} \sigma_{mx}} = \frac{300}{110,2 + 0,13 \cdot 76,73} = 2,496;$$

$$n_{\sigma_{xy}} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{aky} + \alpha_{\sigma}\sigma_{my}} = \frac{300}{103,4 + 0,13 \cdot 70,63} = 2,665;$$

за границею плинності:

$$n_{\sigma_{x_T}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{akx} + \sigma_{mx}} = \frac{800}{110,2 + 76,73} = 4,28;$$

$$n_{\sigma_{y_T}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{aky} + \sigma_{my}} = \frac{800}{103,4 + 70,63} = 4,597.$$

Так як:

$$\frac{\sigma_{akx}}{\sigma_{mx}} = \frac{110,2}{76,73} = 1,4362 \geq \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,392,$$

запас міцності в перерізі В-В визначають за границею витривалості:

$$n_{\sigma x} = 2,496;$$

$$n_{\sigma y} = 2,665.$$

Запаси міцності стрижня шатуна в площині гойдання і в перпендикулярній площині для автомобільних двигунів не повинні бути нижче 1,5 [3].

Умови міцності для стрижня шатуна двигуна, що проектується в обох площинах задовольняють вимогам.

Висновок: виконані розрахунки на міцність показують, що всі деталі мають значний запас міцності і можуть працювати в умовах підвищених навантажень.

7 ВПЛИВ ТИСКУ НАДДУВУ ТЕПЛОВИЙ СТАН ДВИГУНА КАМАЗ-740

В проведеному тепловому розрахунку двигуна КамАЗ-740 (розділ 2) виконано розрахунок зі значенням тиску наддуву взятим за прототипом $p_k = 0,8$ бар. З аналізу літератури відомо, що збитковий тиск наддуву p_k може сягати більше 2,5 бар при багатоступінчатому наддуві. Тому поставлена задача дослідити вплив тиску повітря на тепловий стан двигуна КамАЗ-740.

7.1 Теплові розрахунки двигуна при різних значеннях тиску наддуву

Проведено ряд теплових, при значеннях збиткового тиску на вході в двигун $p_k = 0,6$ бар, $p_k = 0,8$ бар, $p_k = 1,0$ бар, $p_k = 1,2$ бар, $p_k = 1,4$ бар. Всі інші значення до теплового розрахунку (див. [табл. 2.1](#)) залишились незмінними.

Таблиця 7.1 – Значення запасів міцності шатунної групи

p_k , бар	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
N_e , кВт	0,6	0,8	1	1,2	1,4
G_e , кг/кВт·ч	175,6	192,6	207,4	221,7	235,5

За результатами теплового розрахунку побудовано графік залежності ефективних показників робочого циклу від тиску наддуву ([рис. 7.1](#)).

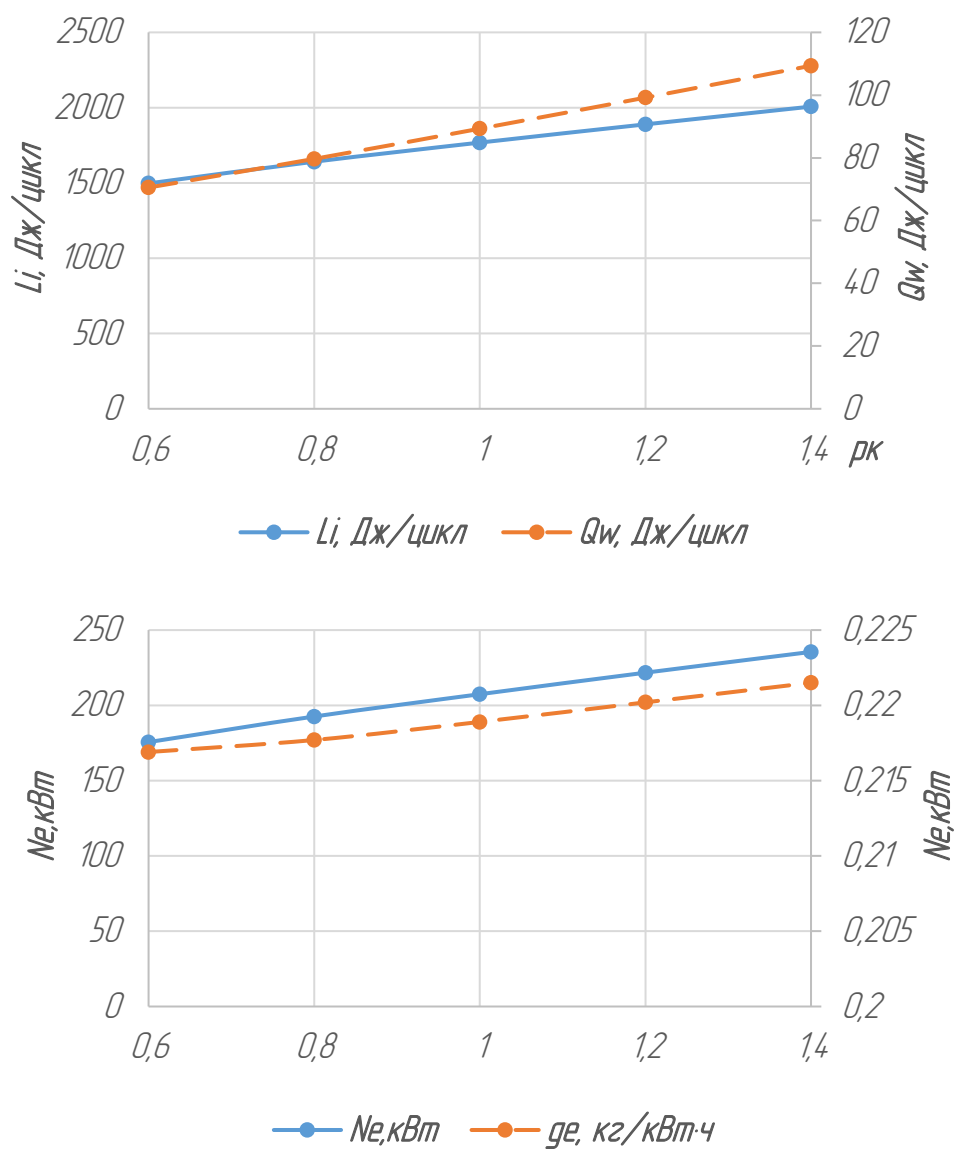


Рисунок 7.1 – Ефективна потужність та питома ефективна витрата палива, при різних значеннях тиску наддуву

За формулою Ньютона-Ріхмана (2.11) розраховане значення теплоти, що відводиться від робочого тіла через стінки циліндра Q_w (рис. 7.2)

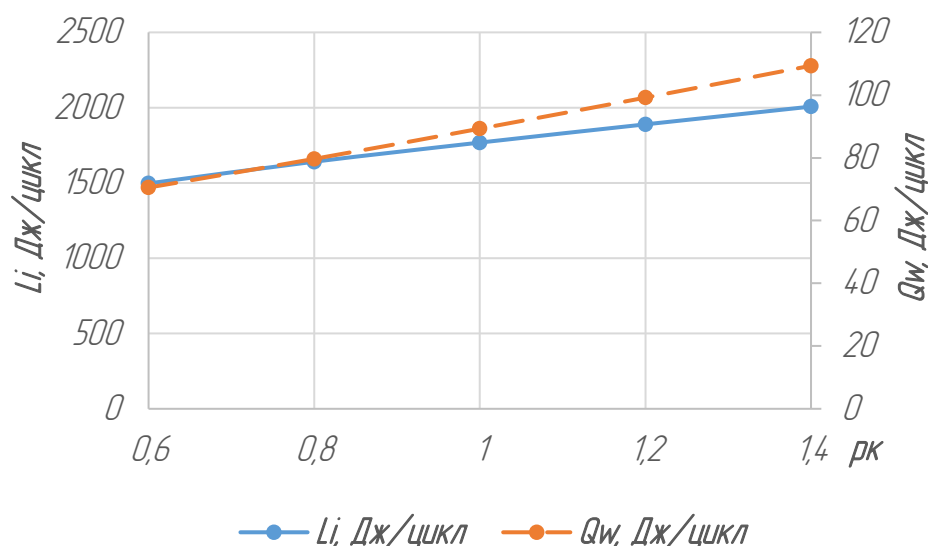


Рисунок 7.2 – Індикаторна робота циклу та циклова теплота відведена через стінки циліндра при різних значеннях тиску наддуву

З протоколів теплових розрахунків і **рисунку 7.1** видно, що потужність та питома ефективна витрат палива зростають майже лінійно. Згідно з рис. 7.2 тиск наддуву також прямопропорційно впливає на кількість теплоти, що відводиться від робочого тіла через стінку циліндра. Таким чином лімітом тиску наддуву без зміни системи охолодження можна вважати $p_k = 1,0$ бар. Такий тиск дозволяє підвищити потужність на 7,6,% при збільшенні питомої витрати палива на 0,55% без виходу за межі допустимих навантажень.

8. ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

8.1 Характеристика продукції

Тема магістерської роботи: «Визначення впливу газотурбінного наддуву на тепловий стан дизельного двигуна». У відповідності з п.2 проведено ряд теплових розрахунків для базового та досліджуваного двигунів, на підставі яких отримані розрахункова потужність – 207,4 кВт і мінімальна питома ефективна витрата палива – $0,2189 \text{ кг} \cdot (\text{кВт} \cdot \text{ч})^{-1}$ для проектного двигуна. Відхилення розрахункової потужності від заданої входить в діапазон допустимих значень (п. 2.5). Економічне обґрунтування проекту побудовано на основі розрахункових значень.

Таблиця 8.1 – Оцінка технічного рівня ДВЗ

Показники	Проектний ДВЗ V_i	Бальна оцінка проект. ДВС, Q_i	Кращі аналоги			
			КамАЗ-740	Бальна оцінка Q_i	ЯМЗ-238 (Россія)	Бальна оцінка Q_i
1	2	3	4	5	6	7
Ефективна потужність, кВт	207,4	5	191	4	184	3
Маса двигуна, кг	800	4	780	5	1145	3
Частота обертів колінчастого вала, хв^{-1}	2200	5	2200	5	1900	4
Питома витрата палива, $\text{г/кВт}\cdot\text{год}$	0,2189	5	0,23	4	0,24	3
Витрата оливи на чад км, %	1,5	4	1,5	4	1,3	5
Моторесурс, км	500000	5	500000	5	500000	5
Разом сума балів Q_Σ		28		27		23

Важливим моментом при проведенні порівняльного аналізу є визначення технічного рівня проєктованого ДВЗ. Технічний рівень доцільно оцінювати за допомогою коефіцієнта технічного рівня $K_{\text{ту}}$. Він розраховується на основі бального методу за основними технічними параметрами, які визначені в технічному завданні на розробку дипломного проєкту і мають кількісну оцінку.

Коефіцієнт технічного рівня розраховується логічним шляхом, при цьому встановлюють ступінь важливості порівнюваних параметрів B_i . Оцінку проводимо за п'ятибальною системою. Дані порівняння наведені в табл.8.1.

Коефіцієнт технічного рівня:

$$K_{\text{ту}} = Q_{\Sigma}^{\text{пр}} / Q_{\Sigma}^{\text{а}},$$

де $Q_{\Sigma}^{\text{пр}} = 24$ – сумарна бальна оцінка технічного рівня проєктованого ДВЗ;
 $Q_{\Sigma}^{\text{а}}$ – сумарна бальна оцінка технічного рівня аналога;

$$K_{\text{ту отеч}} = 28 / 27 = 1,037,$$

$$K_{\text{ту заруб}} = 28 / 23 = 1,217.$$

$K_{\text{ту}}$

8.2 Оцінка ринку збуту та маркетингова програма

Згідно табл.5.1, видно, що поліпшуються технічні характеристики модернізованого двигуна за рахунок: зменшеної питомої витрати палива, при збільшеній ефективній потужності до 207,4 кВт, і такій же частоті обертання колінчастого валу 2200 хв^{-1} , что положительно сказывается на эксплуатации легковых автомобилей. Чотирициліндровий чотиритактний двигун для генераторних установок давно був необхідний на вітчизняному ринку. У даного двигуна є конкурент – двигун (КамАЗ-740), який буде використаний в

розрахунках в якості базового. Собівартість базового двигуна $C_6 = 256410,26$ грн розрахована з середньої ціни реалізації нових двигунів.

Прогнозований обсяг продажів A_r двигунів:

$$A_r = B \cdot K_{\text{ту отеч}},$$

де $B = 480$ шт/рік – споживчий попит на двигуни;

$K_{\text{ту отеч}} = 1,27$ - коефіцієнт технічного рівня.

$$A_r = 480 \cdot 1,037 = 498 \text{ шт.}$$

Приймаємо 500 шт.

Відповідно до передбачуваного обсягу продажів сформована річна програми випуску продукції в розмірі 500 штук.

8.3 Розрахунок витрат на дослідження, розробку і проектування ДВЗ

При визначенні витрат на проектування ДВЗ використовуємо методику питомої ваги однієї статті в загальній сумі витрат.

Розрахунок основної заробітної плати проектувальників визначаємо за формулою:

$$З_{\text{Посн}} = F_m \cdot R \cdot З_m = 3 \cdot 2 \cdot 6200 = 37200 \text{ грн.},$$

де F_m – кількість місяців розробки;

R – чисельність проектувальників;

$З_m$ – оклад на місяць, грн.

Тоді загальна сума витрат на розробку і проектування складе

$$C_{\text{пр}} = \frac{ЗП_{\text{осн}} \cdot 100}{Y_{\text{зп}}} = \frac{37200 \cdot 100}{35} = 106285,71 \text{ грн.},$$

де $Y_{\text{зп}}$ - питома вага ЗП в загальній сумі витрат,%.

Всі інші статті витрат визначаються за формулою:

$$З_i = \frac{C_{\text{пр}}}{100} Y_i,$$

де Y_i – питома вага і-х витрат у загальній собівартості, %.

Результати розрахунків зводимо в табл.8.2.

Таблиця 8.2 – Калькуляція кошторисної вартості робіт НДР і її структура

Стаття витрат	Сума, грн	Питома вага %
1. Матеріали	10628,57	10%
2. Основна заробітна плата	37200,00	35%
3. Додаткова заробітна плата	5314,29	5%
4. Відрахування на соціальне страхування	16049,14	15,10%
5. Витрати на спеціальне обладнання	10628,57	10,00%
6. Накладні витрати	26465,14	24,90%
Сума	106285,7 1	100%

8.4 Розрахунок собівартості проектного ДВЗ

Проектований двигун конструктивно відрізняється від базового ведомим шківом розподільчого валу. Узагальнено оцінити затрати на переналаштування виробництва можна за допомогою додавання до собівартості двигуна вартості нової деталі. За каталогом магазину «Деталі» ведомий шків розподільчого валу коштує 245 грн. Всі інші деталі залишаються

незмінними. Відповідно до цього можна розрахувати зміни у витратах на матеріали.

Собівартість розроблюваного двигуна:

$$C_{\pi} = C_{\delta} \pm \sum_{i=1}^n \Delta B_i + \frac{3_{\text{нир}}}{A_{\Gamma}},$$

де C_{π} – повна собівартість двигуна,

$C_{\delta} = 256410,26$ грн – собівартість базового двигуна,

ΔB_i – збільшення або зменшення витрат на виготовлення двигуна за рахунок конструктивних змін. Так як:

$$\frac{\sigma_{\text{ак0}}}{\sigma_{\text{м0}}} = \frac{20,31}{8,285} = 2,45142 \geq \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,392,$$

запас міцності перерізу І-І визначають за границею витривалості:

$$\Delta B_{\kappa} = B_{\kappa}^{\text{н}} \cdot k_{\text{ТЗР}} - B_{\kappa}^{\delta} \cdot k_{\text{ТЗР}},$$

де $B_{\kappa}^{\delta}, B_{\kappa}^{\text{н}}$ – витрати на придбання і установку елементів системи змащення відповідно на базовий двигун і новий. У зв'язку з тим, що всі інші деталі ДВЗ залишаються без змін, $B_{\kappa}^{\delta} = 0$;

$k_{\text{ТЗР}}$ – коефіцієнт транспортно-заготівельних витрат приймаємо 5% від вартості комплектуючих.

$$\Delta B_{\kappa} = 500 \cdot 1,05 - 0 \cdot 1,05 = 525 \text{ грн.},$$

$$C_{\pi} = 256410,26 + 525 + 106285,71 / 500 = 257147,83 \text{ грн.}$$

Як видно з розрахунків собівартість проектного двигуна на 737,57 грн. нижче собівартості базового ДВЗ.

Розрахунок ціни ДВЗ:

а) базового.

Ціна підприємства:

$$Ц_{п} = C_{п} \cdot (1 + \% \rho / 100),$$

де $\rho = 30\%$ – норма рентабельності;

$$Ц_{п} = 256410,26 \cdot (1 + 30 / 100) = 333333,34 \text{ грн.}$$

Ціна продажу:

$$Ц_{р} = Ц_{п} + \text{ПДВ},$$

де ПДВ – податок на додану вартість:

$$\text{ПДВ} = Ц_{п} \cdot \% \text{ПДВ} / 100,$$

де $\% \text{ПДВ} = 20\%$ – процентна ставка податку на додану вартість;

$$\text{ПДВ} = 333333,34 \cdot 20 / 100 = 66666,67 \text{ грн.}$$

$$Ц_{р} = 333333,34 + 66666,67 = 400000,01 \text{ грн.}$$

б) нового.

Ціна підприємства:

$$Ц_{п} = 257147,83 \cdot (1 + 30 / 100) = 334292,18 \text{ грн.}$$

ПДВ – податок на додану вартість:

$$\text{ПДВ} = 334292,18 \cdot 20 / 100 = 66858,44 \text{ грн.}$$

Ціна продажу:

$$Ц_{р} = 334292,18 + 66858,44 = 401150,62 \text{ грн.}$$

8.5 Розрахунок експлуатаційних витрат

Розрахункові значення витрат палива генераторною установкою отримані в 2.5. Передбачається щоденна експлуатація двигуна впродовж робочої зміни на неелектрифікованій виробничій дільниці. При цьому будуть враховуватися наступні експлуатаційні витрати:

- витрати на паливо;
- витрати на оливу;
- витрати на ремонт і на технічне обслуговування;

У якості розглянутого періоду береться календарний рік.

Річні витрати на паливо:

$$З_{\text{т}} = N_{\text{е}} \cdot g_{\text{е}} \cdot T_{\text{з}} \cdot Ц_{\text{т}},$$

де $N_{\text{е}}$ – ефективна потужність двигуна, кВт;

$g_{\text{е}}$ – питома витрата палива, кг / (кВт·год)

$T_{\text{з}} = 340$ г – річна зайнятість двигуна,

$Ц_{\text{т}1} = 28,38$ грн / кг (22,99 грн / л) – ціна 1 кг ЗНГ,

$Ц_{\text{т}2} = 28,38$ грн / кг (22,99 грн / л) – ціна 1 кг дизельного палива,

а) проектований двигун, $N_{\text{е}} = 207,4$ кВт, $g_{\text{е}} = 0,2189$ кг/(кВт·год):

$$З_{\text{т}^{\text{пр}}} = 207,4 \cdot 0,2189 \cdot 340 \cdot 28,38 = 438072,33 \text{ грн};$$

б) базовий двигун, $N_{\text{е}} = 191$ кВт, $g_{\text{е}} = 0,23$ кг/(кВт·год):

$$З_{\text{т}^{\text{б}}} = 191 \cdot 0,23 \cdot 340 \cdot 28,38 = 423889,36 \text{ грн}.$$

Річні витрати на оливу:

$$З_m = N_e \cdot g_m \cdot T_z \cdot Ц_m,$$

де g_m – питома витрата оливи, кг/(кВт·год);

$Ц_m = 125$ грн /кг – ціна 1 кг оливи;

а) проектований двигун, $g_m = g_e \cdot k_m$, кг/(кВт·год):

$$З_{m^{пр}} = 207,4 \cdot 0,2189 \cdot 0,0015 \cdot 340 \cdot 125 = 2894,24 \text{ грн};$$

б) базовий двигун, $g_m = g_e \cdot k_m$ кг/(кВт·год):

$$З_m^б = 191 \cdot 0,23 \cdot 0,0015 \cdot 340 \cdot 125 = 2800,54 \text{ грн.}$$

Таблиця 8.3 – Види технічного обслуговування

Види технічного обслуговува ння	Періодичність огляду кількість раз		Трудомісткість (t), год		Тобщ, год	
	Базовий	Проекто ваний	Базовий	Проекто ваний	Базовий	Проекто ваний
1	2	3	4	5	6	7
Огляд перед запуском двигуна	170	170	0,08	0,08	13,6	13,6
ТО1	12	12	1,8	1,8	21,6	21,6
ТО2	6	6	1	1	6	6
ТО3	4	4	1	1	4	4
Всього					45,2	45,2

Витрати на технічне обслуговування:

$$З_{то} = T_{общ} \cdot l,$$

де $T_{общ}$ – трудомісткість технічного обслуговування, год;

$l = 80$ грн – вартість 1 нормо-години, технічного обслуговування і ремонту. Базовий і проектований двигуни не мають суттєвих відмінностей, які б могли вплинути на трудомісткість технічного обслуговування.

а) базовий двигун: $T_{\text{общ}} = 45,2$ год;

$$З_{\text{то}} = 45,2 \cdot 80 = 3616 \text{ грн};$$

б) проектований $T_{\text{общ}} = 45,2$ год:

$$З_{\text{то}} = 45,2 \cdot 80 = 3616 \text{ грн.}$$

Розраховані значення експлуатаційних витрат, для більш зручного розгляду, зведені в табл.8.4.

Таблиця 8.4 – Експлуатаційні витрати за рік

№ п/п	Вид витрат	Сума, грн	
		Базовий	Проектований
1	Витрати на паливо	423889,36	438072,33
2	Витрати на оливу	2800,54	2894,24
3	Витрати на технічне обслуговування	3616	3616
4	Разом річні експлуатаційні витрати	430305,9	444582,57

8.6 Економічний ефект від виробництва і експлуатації і нового ДВЗ

Річний економічний ефект від виробництва нових ДВЗ:

$$\mathcal{E}_{\text{пр}} = A_{\text{г1}} \cdot \Pi_{\text{р}^{\text{н}}} - A_{\text{г1}} \cdot \Pi_{\text{р}^{\text{б}}}, \text{ грн.}$$

де $\Pi_{\text{р}^{\text{н}}}$ – прибуток від реалізації нового двигуна;
 $\Pi_{\text{р}^{\text{б}}}$ – прибуток від реалізації базового двигуна.

$$\Pi_{\text{р}} = \text{Ц}_{\text{р}} - \text{С} - \text{Н},$$

де C_p – ціна продажу двигуна, грн;
 C – собівартість виробництва двигуна, грн;
 H – податки від балансового прибутку.

$$H = \text{ПДВ} + H_{\text{п}},$$

де $H_{\text{п}}$ – податок на прибуток, грн;

$$H_{\text{п}} = (C_p - C) \cdot \% \text{пр} / 100,$$

де $\% \text{пр}$ – норма податку на прибуток, %. (18% для 2020 року).

$$H_{\text{п}}^{\text{б}} = (333333,34 - 256410,26) \cdot 0,18 = 13846,15 \text{ грн.}$$

$$H_{\text{п}}^{\text{н}} = (334292,18 - 257147,83) \cdot 0,18 = 13885,98 \text{ грн.}$$

$$H^{\text{б}} = 66666,67 + 13846,15 = 80512,82 \text{ грн.}$$

$$H^{\text{н}} = 66858,44 + 13885,98 = 80744,42 \text{ грн.}$$

$$P_{\text{р}}^{\text{б}} = 400000,01 - 256410,26 - 80512,82 = 63076,93 \text{ грн.}$$

$$P_{\text{р}}^{\text{н}} = 401150,62 - 257147,83 - 80744,42 = 63258,37 \text{ грн.}$$

$$E_{\text{пр}} = 500 \cdot 63258,37 - 500 \cdot 63076,93 = 90720 \text{ грн.}$$

Економічний ефект від експлуатації нового двигуна визначається за питомими показниками.

Експлуатаційні витрати на одиницю потужності двигуна:

а) базовий двигун:

$$Z_{\text{б}}^{\text{експ}} = I_{\text{б}} / N_{\text{е}} = 279492,35 / 191 = 15802,27 \text{ грн./кВт,}$$

б) проектований двигун:

$$Z_{\text{п}}^{\text{експ}} = I_{\text{п}} / N_{\text{е}} = 278006,84 / 207,4 = 14804,66 \text{ грн./кВт,}$$

Економічний ефект від експлуатації проектованого двигуна за питомими показниками:

$$E_{\text{экс}} = Z^{\text{б}}_{\text{экс}} - Z^{\text{н}}_{\text{экс}},$$

$$E_{\text{эсп}} = 15802,27 - 14804,66 = 997,61 \text{ грн./кВт}$$

Таким чином, споживач отримає економію річних витрат 997,61 грн. на одиницю потужності, що в перерахунку на планову потужність складе 190543,51 грн. на рік. Такі показники досягається меншими питомими витратами палива і масла, більш низькими витратами на обслуговування, ремонт і більшою потужністю в порівнянні з базовим двигуном. Підвищення ціни обґрунтовується кращими якісними характеристиками двигуна, що за рахунок економічно обґрунтованого збільшення ціни двигуна і передбачуваного збільшення попиту дозволить підприємству виробнику отримати економічний ефект в розмірі 90720 грн. Проведені розрахунки підтверджують економічну ефективність проекту.

9 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Тема магістерської роботи «Визначення впливу газотурбінного наддуву на тепловий стан дизельного двигуна» має теоретичний характер, тому розглянемо робоче місце працівника, який проводить експеримент за допомогою ПК.

9.1 Аналіз потенційних небезпек

Під час роботи в кабінеті можуть виникнути такі потенційні небезпеки:

- ураження електричним струмом, де основними причинами можуть бути: випадкове доторкання до струмопровідних частин, які знаходяться під напругою та мають пошкодження, та порушення правил з електробезпеки, що може привести до травм або летального наслідку;
- негативний вплив на опорно-руховий апарат через постійну статичну сидячу роботу за персональним комп'ютером;
- незадовільна організація робочого місця створює підвищену втому, що може призвести до травмування;
- негативний вплив на зір через неправильно підібране штучне освітлення та монітору ПК;
- при роботі з ПК можливе виникнення важкості напруженості праці, що може призвести до травмування;
- використання слизьких матеріалів при обладнанні підлоги може призвести до падіння оператора ПК, як наслідок його травмування;
- емоційне вигорання, яке виникає внаслідок розумового навантаження;

- підвищені психофізіологічні навантаження при роботі за персональним комп'ютером через нераціональну організацію часу;
- незадовільний стан мікроклімату, що може викликати загальну слабкість організму та призвести до травм;
- підвищений рівень шуму через використання принтеру та копіювальних пристроїв, та використання кондиціонера, що може призвести до більш швидкої втоми;
- через недотримання правил гігієни та карантинних заходів під час пандемії COVID-19 виникає велика вірогідність захворіти ним;

9.2 Заходи по забезпеченню техніки безпеки

Так як основна робота проходить в кабінеті з оргтехнікою, яка живиться від змінного струму 220 В, то в першу чергу ознайомитись вивчити правила користування технікою, правила поведінки при надзвичайних ситуаціях і т.д.

Згідно вимог НПАОП 0.00-4.12-05 «Типове положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці», з метою попередження можливих травмувань, а також у період роботи проводяться навчання, інструктажі з питань: охорони праці (вступний, первинний, повторний, позаплановий, цільовий); надання першої допомоги потерпілим від нещасних випадків; правилам поводження при виникненні аварій або навчання з правил електробезпеки.

Відповідно до вимог розділу «Мінімальні вимоги з охорони праці», директиви ЕС 90/270 ЕЕС виконані основні вимоги до моніторів, які жорстко регламентують безпечні умови роботи і захист здоров'я осіб, що працюють з комп'ютерами:

- символи на екрані чіткі і добре розрізняються;

- зображення позбавлене блимання;
- яскравість та / або контрастність легко регулюються;
- екрани вільні від відблисків і відбиття;
- випромінювання знижені до надзвичайно малих рівнів.

Для запобігання ураження електричним струмом необхідно зробити заземлення. Заземлення або занулення – це навмисне електричне з'єднання металевих частин обладнання, що не проводять струм, але можуть опинитись під напругою, з землею або з захисним нульовим дротом. Всі дроти від електропристроїв необхідно ізолювати додатково в захисний пластиковий короб. Електрообладнання необхідно заземлювати або занулювати у відповідності з ПУЕ – 2013 «Правила улаштування електроустановок».

Підлога повинна бути рівною, не слизькою, виготовленою з безпечних матеріалів.

9.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

Робота, яка розглядається, являється малорухомою та через це відбувається навантаження на опорно-рухову систему людини. Тому для підтримки працездатності персоналу, потрібно керуватися ДСанПіН 3.3.2.007-98 «Державні санітарні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин»: потрібно використовувати спеціальні підставки під кисті рук, при роботі за комп'ютером потрібно робити перерви на 15 хвилин кожні 2 години, також потрібно перерви супроводжувати гімнастичними вправами, стіл повинен бути просторим, дисплей ПК повинен бути розташованим на відстані 400-700 мм від користувача.

Для забезпечення нормальної роботи та зменшення кількості захворювань потрібно забезпечити правильний мікроклімат в лабораторії.

Персонал буде себе добре почувати та буде максимально працездатним при відносній вологості 40-60 %, температурі в кімнаті 18-22°C, а швидкість руху повітря 0,1-0,2 м/с (ДСН 3.3.6-042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень») Для цього необхідно налаштувати загально-обмінну вентиляцію.

Для запобігання зараженню COVID-19 необхідно надягати захисні медичні маски, які потрібно змінювати кожні 2 години, тримати дистанцію між людьми 1,5 метри, також бажане використання медичних рукавичок та антисептичних препаратів, та при можливості мити руки з милом протягом 30 секунд.

Таблиця 9.1 – Результати оцінювання за бальною шкалою

Фактор (показник)	Виміряні показники $P_{вим}$	Час дії год.	ГДК, ГДР, показники, $P_{доп}$	$X_{визн}$, бали	Клас умов праці	X_i , бали
Мікроклімат за ТНС-індексом, t , °C	28	8	22,9-25,8	4	3,4	4
Освітленість приміщення E , лк	450	8	500	—	1-2	0
Розряд і підрозряд зорових робіт, Z_{op}	A-1	—	—	—	—	—
Рівень шуму L , дБА	105	4	60	—	3,3	1,50
Загальні енергозатрати організму, Bm	250	7	290	0,75	3,3	3
Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук)	60300	7	40000	1,32		
Тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни)	77	7	75	0,90		
Тривалість робочого дня, год.	8	8	8	0,15		

При роботі з ПК проводимо заміри шкідливих факторів на робочому місці та вносимо наявні фактори умов праці та робочого середовища, що впливають на працівника в процесі трудової діяльності їх фактичне значення та час дії вносимо до стовпчиків 1, 2, 3 таблиці 9.1 «Результати оцінювання за бальною шкалою».

Відповідно до додатка А [18], за витратами енергії, визначаємо категорію робіт для дослідника лабораторії обладнаної ПК. Умови праці, за витратами енергії, не перевищують 174 Вт (121-150 ккал/год.) та повинні відповідати фізичним роботам середньої важкості – категорії Іб.

З додатків, відповідно до категорії робіт Іб, розряду зорових робіт А-1 та виявлених показників умов та напруженості праці, визначаємо ГДК (ГДР) виявлених факторів і показників та вносимо їх значення до стовпчика 4, таблиці 9.1 «Результати оцінювання за бальною шкалою».

Для окремих факторів і показників за методикою визначеною «Гігієнічною класифікацією праці», визначаємо розрахункові коефіцієнти $X_{\text{визн}}$ та вносять їх значення до стовпчика 5, таблиці 9.1 «Результати оцінювання за бальною шкалою»:

– для гігієнічної оцінки мікроклімату використовуємо ТНС- індекс. Розрахунковий коефіцієнт $X_{\text{визн}}$ при оцінка мікроклімату визначаємо в балах, за формулою 9.1:

$$X_{\text{визн}} = \frac{3 \cdot t_3}{T} = \frac{3 \cdot 8}{8} = 3 \quad (9.1)$$

– для показників важкості та напруженості праці розрахункові коефіцієнти визначаються за основними та допоміжними показниками, що є характерними для конкретного робочого місця, за формулою 9.2:

а) загальні енергозатрати організму, $K_{\text{знач}} = 1,0$

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} * T * K_{\text{знач}}}{8 * P_{\text{доп}}} = \frac{250 * 7 * 1}{8 * 290} = \frac{1330}{2320} = 0,75 \quad (9.2)$$

б) стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук), $K_{\text{знач}} = 1,0$

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} * T * K_{\text{знач}}}{8 * P_{\text{доп}}} = \frac{60300 * 7 * 1}{8 * 40000} = 1,32 \quad (9.3)$$

в) тривалість зосередження уваги (% від часу зміни), $K_{\text{знач}} = 1,0$

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} * T * K_{\text{знач}}}{8 * P_{\text{доп}}} = \frac{77 * 7 * 1}{8 * 75} = 0,90 \quad (9.4)$$

г) тривалість робочого дня (зміни), $K_{\text{знач}} = 0,15$

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} * T * K_{\text{знач}}}{8 * P_{\text{доп}}} = \frac{8 * 8 * 0,15}{8 * 8} = 0,15 \quad (9.5)$$

Визначаємо клас та ступінь шкідливості умов праці для кожного з виявлених факторів і показників та вносимо їх значення до стовпчика 6, таблиці 9.1 згідно з методичними вказівками [18]:

- для мікроклімату, відповідно до значення розрахункового коефіцієнта $X_{\text{визн}} = 3$ – 3 клас, 3 ступінь (3.3);
- при оцінці освітленості робочої зони приміщення, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до $P_{\text{вим}} = 450$ лк – 3 клас, 1 ступінь (3.1);
- для гігієнічної оцінки рівня шуму, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до виміряного значення рівня шуму $P_{\text{вим}} = 105$ дБА – 3 клас, 3 ступінь (3.3);
- клас і ступінь важкості та напруженості праці визначаємо як суму

розрахованих балів усіх показників $X_{\text{визн}}$ за формулою 9.6:

$$X_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n X_i = 0.75 + 1.32 + 0.90 + 0.15 = 3.12 \quad (9.6)$$

З таблиці «Визначення класу і ступеня важкості та напруженості» [18] за значенням суми розрахованих балів показників $X_{\text{сум}} = 3.12$ – 1-2 клас (1-2);

Оскільки загальна гігієнічна оцінка умов праці за ступенем шкідливості та небезпечності, з урахуванням комбінованої та сумісної дії виробничих факторів, встановлюється за найбільш високим класом та ступенем шкідливості окремих факторів і показників, тому в результаті досліджень, відповідно до розрахунків, встановлено, що умови праці на робочому місці дослідника лабораторії обладнаної ПК належать до 3 класу, 3 ступеню.

Оскільки при гігієнічній оцінці виявлена наявність шкідливих та особливо шкідливих, важких та особливо важких умов праці, проводимо дослідження фактичного стану умов праці, з метою визначення розмірів доплат за ступені шкідливості факторів виробничого середовища та показників важкості та напруженості праці за бальною шкалою, та вносимо їх значення до стовпчика 7, таблиці 9.1:

– для оцінки впливу мікроклімату, виходимо з того що він відповідає 3 класу, 3 ступеню умов праці, а час його дії уже врахований, тому – $X_{\text{ст}} = X_i = 3$;

– при оцінці впливу освітленості, виходимо з того що вона відповідає 3 класу, 1 ступеню умов праці та діє протягом 8 годин, тому коректування не потрібно – $X_{\text{ст}} = X_i = 1$;

– для оцінки впливу шуму, виходимо з того, що його рівень відповідає 3 класу, 3 ступеню умов праці та діє протягом 4 годин, тому значення X_i визначаємо по формулі 9.7:

$$X_i = X_{\text{ст}} * \frac{T}{8} = 3 * 0,5 = 1,5 \quad (9.7)$$

– для оцінки впливу важкості та напруженості праці, виходимо з того що вони відповідають 3 класу, 3 ступеню умов праці, а час їх дії уже врахований, тому – $X_{\text{ст}} = X_i = 3$;

Для визначення конкретного розміру доплати, умови праці оцінюємо по сумі значень X_i , по формулі 9.8:

$$X_{\text{факт}} = \sum_{i=1}^n X_i = 3 + 1 + 1,5 + 3 = 8,5 \quad (9.8)$$

Розмір доплати за умовами праці визначаємо в залежності [18] від їх фактичного стану – $X_{\text{факт}} = 8,5$, на підставі Типового положення «Про оцінку умов праці на робочих місцях і порядок застосування галузевих переліків робіт, на яких можуть установлюватися доплати робітникам за умови праці», з таблиці «Розмір доплати в залежності від фактичного стану умов праці» [18]. Розмір доплати до тарифної ставки (окладу) – 20 %.

На підставі результатів загальної гігієнічної оцінки умов праці за ступенем шкідливості та небезпечності, а також дослідження фактичного стану умов праці робимо висновки та пропозиції:

1. Умови, важкості та напруженості праці на робочому місці дослідника лабораторії обладнаної ПК, згідно результатів досліджень, належать до 3 класу, 3 ступеню, що не відповідає вимогам Державних санітарних норм та правил «Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу» до даного робочого місця;

2. Відповідно до класифікації умови, важкість та напруженість праці на робочому місці дослідника лабораторії обладнаної ПК належать до категорії Іб, тому необхідно привести ці умови у відповідність до нормативних значень, які відповідають оптимальним параметрам для категорії Іб, а саме:

– мікрокліматичні умови, за інтегральним показником теплового навантаження середовища - ТНС-індексом – 18,2-20,9°C;

– освітленість приміщення для роботи з дисплеями й

відеотерміналами відповідає розряду зорових робіт А-1, нормована загальна освітленість якого, на робочих столах – $E = 500$ лк;

- рівень шуму в робочий зоні дослідника лабораторії обладнаної ПК – 75 дБА;
- загальні енергозатрати організму, до 290 Вт;
- стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук), до 40000;
- тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни), до 75%;
- тривалість робочого дня, 6 або 7 год.

3. Для приведення умов, важкості та напруженості праці до вищезазначених показників необхідно передбачити комплекс заходів які забезпечать нормалізацію умов праці, наприклад:

- для приведення мікрокліматичних умов до відповідності, необхідно забезпечити припливно-витяжну механічну вентиляцію та кондиціювання приміщення;
- для забезпечення нормованої освітленості приміщення яка відповідає розряду зорових робіт необхідно провести додаткові розрахунки та визначитися з потужністю ламп, типом ламп та світильників та їх раціональним розміщенням;
- для зниження рівня шуму в робочий зоні дослідника лабораторії обладнаної ПК необхідно замість матричних принтерів застосувати лазерні; з метою зниження зовнішнього шуму замінити вікна на пластикові з трикамерним склопакетом;
- для зменшення загальних енергозатрат організму, необхідно скоротити тривалість робочого дня до 6 або 7 год;
- для зменшення напруженості праці від стереотипних рухів за зміну при локальному навантаженні кистей рук та пальців необхідно передбачити перерви, не менш 15 хвилин, кожні 1-2 години;
- для зменшення тривалості зосередження уваги, необхідно скоротити тривалість робочого дня, передбачити додаткові перерви.

4. Якщо, з об'єктивних причин, вищезазначені заходи неможливо виконати, необхідно забезпечити доплати до тарифної ставки (окладу) за особливо шкідливі та особливо важкі умови праці, відповідно до таблиці «Розмір доплати в залежності від фактичного стану умов праці» [18], у розмірі 20 %.

9.4 Заходи з пожежної безпеки

Відповідно до НАПБ Б.03.001-2004 "Типові норми належності вогнегасників" у приміщенні з ПК потрібно використовувати порошкові або вуглекислотні вогнегасники.

Площа лабораторії обладнаної ПК складає 25 м².

Приміщення, у яких розміщено оргтехніку, слід оснащувати переносними газовими вогнегасниками з розрахунку один вогнегасник ВВК-1,4 чи ВВК-2, але не менше ніж один вогнегасник зазначених типів на приміщення. Згідно площі приміщення (25м²) повинно бути щонайменше 2 переносних вогнегасники вагою 3,5 кг або 5 кг.

Для запобігання виникнення пожежі потрібно:

- проводити перевірку електроприладів на справність, щоб запобігти задимлення всього приміщення;
- автоматичне відключення вентиляційної системи;
- проводити інструктаж персоналу по техніці безпеки та проводити тренувальні заходи по евакуації в разі пожежі;
- мати евакуаційне освітлення та світловий показчик «Вихід».

Таким чином, відповідно до вимог НАПБ А.01.001-2014 «Правила пожежної безпеки в Україні» було розроблено комплекс заходів з пожежної безпеки.

6.5 Заходи з цивільного захисту

Евакуація проводиться за рішенням Кабінету Міністрів України і здійснюється органами виконавчої влади. Рішення на проведення екстреної евакуації можуть прийняти начальники ЦО об'єкта, району, міста. Підготовча й організаційна робота з проведення евакуації покладається на штаби ЦО і евакооргани.

Одержавши розпорядження про проведення евакуації, штаби ЦО об'єктів народного господарства разом з евакуаційним комісіями:

- уточнюють чисельність робітників, службовців і членів їхніх родин, що підлягають розосередженню й евакуації, номери залізничних ешелонів, автомобільних колон і пішохідних маршрутів, виділених об'єкту за планом;
- оповіщають і організовують збір робітників, службовців і членів їхніх родин;
- надають допомогу ЗЕП відносно реєстрації і посадки тих, кого евакуюють, на транспорт, а також у формуванні і відправленні піших колон;
- допомагають місцевим органам у районах розосередження й евакуації розміщувати прибуваюче населення.

Начальники ЗЕП з одержанням розпорядження про початок проведення евакуаційних заходів:

- приводять ЗЕП у готовність до прийому евакуйованих;
- встановлюють зв'язок з начальниками станцій, портів, пристаней і пунктів посадки, а також зі штабами ЦО об'єктів, приписаних до даного ЗЕП;
- уточнюють порядок відправлення робітників ті службовців підприємств, установ і організацій, номери виділених залізничних ешелонів (автоколон, суден), час їхньої подачі і відправлення, номери пішохідних маршрутів, склад піших колон і вихідні пункти.

Про початок евакуації населення оповіщається через підприємства, навчальні заклади, домоуправління й ограні поліції.

Ідучи на ЗЕП, кожен повинен узяти із собою паспорт, військовий квиток, документи про освіту, трудову книжку чи пенсійне посвідчення, свідоцтво про народження дітей, необхідний запас продуктів (на 2-3 дні), білизну, постіль та інші необхідні речі з урахуванням тривалого перебування в заміській зоні.

Дітям дошкільного віку необхідно покласти в кишені до одягу записки із зазначенням прізвища, імені, по-батькові і місця проживання чи роботи батьків.

На ЗЕП ті, кого евакуюють, проходять реєстрацію, групуються і у призначений час вводяться до пунктів посадки на транспорт. На пунктах посадки адміністрація станції (платформи, пристані) разом із представниками об'єктів організовує посадку людей у вагони (автомашини, кораблі) і підтримує необхідний порядок.

Після прибуття тих, кого евакуюють, за розпорядженням начальника вивантажуються і прямують на прийомний евакопункт, де проходять реєстрацію, розподіляються по населених пунктах і йдуть до них. Діти, інваліди і старі, а також речі тих, кого евакуюють, перевозяться місцевим транспортом.

Ті, кого евакуюють пішки також проходять реєстрацію на ЗЕП, після чого зводиться в піші колони по 500-1000 чол., сформовані підприємствами (установами, організаціями, ЖЕКами). Начальники піших колон призначаються керівниками цих підприємств. Для зручності управління колона розбивається на групи по 50-100 чоловік, у них призначаються старші, котрі перевіряють склади своїх груп, не допускають у колону сторонніх і стежать, щоб не було відстаючих.

У призначений час колони виводяться на вихідні пункти і прямують зі швидкістю руху 3-4 км/год. Між колонами дистанція до 500м. Через кожні 1-

1,5 години руху передбачається малий привал тривалістю 15 хв., а на початку другої половини добового переходу – великий привал на 1-2 год.

Добовий перехід закінчується з приходом у ППЕ. На ППЕ зорганізується облік прибулих, тимчасове розміщення їх у житлових приміщеннях, забезпечення їжею та водою і подальшим відправленням до місця розселення.

9.6 Висновок з охорони праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

В даному розділі розглянуто аналіз потенційних небезпек, які можуть впливати на дослідника. Розроблені заходи по їх усуненню. Розроблені заходи з пожежної безпеки та цивільного захисту.

ВИСНОВКИ

Використання систем газотурбінного наддуву є дієвим способом підвищення індикаторних та ефективних показників ДВЗ. Проте широкому їх впровадженню заважає ряд недоліків. Одних з найважливіших – погіршення теплонавантаження основних деталей: блоку циліндрів, головки циліндрів, поршня.

В магістерській роботі розглянуто дослідження теплового стану комбінованого двигуна внутрішнього згорання. Визначено, що температура стінок найбільш нагрітих деталей і температура охолоджуючої рідини є важливими факторами при узгодженні роботи системи наддуву, оскільки підвищення цих температур має певні обмеження, пов'язані з надійністю роботи двигуна.

Розглянуто особливості конструкції двигуна КамАЗ-740, особливості систем наддуву та охолодження. Визначено основні положення фізико-математичної моделі розрахунку циклу ДВЗ.

Складено кошторис витрат на проведення науково-дослідної роботи – 106285,71 грн.

Розраховано економічний ефект від застосування модернізованого двигуна у розмірі 190543,51 грн на рік експлуатації у перерахунку на планову потужність двигуна.

Проведено аналіз небезпек при проведенні досліджень, розглянуто методи та засоби їх усунення; розроблено заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці, заходи з пожежної безпеки, заходи по забезпеченню безпеки в умовах надзвичайної ситуації.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Мазин В. А. Методические указания к контрольной работе №1 по дисциплине «Основы конструювання і розрахунку ДВЗ» для студентов специальности 8.090210 «Двигуни внутрішнього згоряння» заочной формы обучения [Текст] /сост.: В. А. Мазин. – Запорожье: ЗНТУ, 2008. – 20 с.
2. Мазин В. А. Методические указания к контрольной работе №2 по дисциплине «Основы конструювання і розрахунку ДВЗ» для студентов специальности 8.090210 «Двигуни внутрішнього згоряння» заочной формы обучения [Текст] /сост.: В. А. Мазин. – Запорожье: ЗНТУ, 2008. – 16 с.
3. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов [Текст] / А. И. Колчин, В. П. Демидов – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2003. – 496 с.: ил.
4. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / Под ред. А.С. Орлин, М.Г. Круглов. - М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.
5. Егоров Я.А. Методические указания к курсовому проекту на тему: «Тепловой и динамический расчет ДВС» по дисциплине «Теория двигателей внутреннего сгорания» для студентов специальности 7.090210 «Двигатели внутреннего сгорания» дневной и заочной форм обучения [Текст] /сост. Я.А. Егоров, Н. Е. Рябошапка. – Запорожье, 2003. – 55 с.
6. Силовий агрегат МеМЗ-307 [Електронний ресурс]. — Сайт "Мелітопольський моторний завод". — Режим доступу: <http://memz.com.ua/html/memz-307.htm>. (Переглянуто 01 грудня 2019 р.).
7. Технический отчет № 3617 О проведении испытаний моторного масла ЛУКОЙЛ "Люкс" 5W40 API SL/CF по оценке качества и возможности применения в производстве по методике испытаний двигателя МЕМЗ-307.1000420 "Евро4" на безотказность в течении 300 часов [Електронний ресурс]. — Сайт "Інститут споживчих експертиз". — Режим доступу: <http://www.expertise.in.ua/images/tech.pdf>. (Переглянуто 01 грудня 2019 р.).

8. Парсаданов І.В. Підвищення якості і конкурентоспроможності дизелів на основі комплексного паливно-екологічного критерію [Текст]: монографія / І.В. Парсаданов. – Х.: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2003. – 244с. – Російською мовою.
9. Тер-Мкртичян, Г.Г. Методические указания к выпускной квалификационной работе бакалавра «Оптимизация фаз газораспределения двигателя внутреннего сгорания» [Текст] / Г.Г. Тер-Мкртичян, Е.Е. Старков. – М.: МАДИ, 2015. – 36 с
10. Материалы докладов VIII Международной молодежной научной конференции «Тинчуринские чтения» / Под общ. ред. ректора КГЭУ Э.Ю. Абдуллазянова. В 4 т.; Т. 2. – Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2013. – 222 с. ISBN 987-5-89873-381-0
11. Комбинированное энерго-, тепло- и хладоснабжение административного здания [Електронний ресурс]. — Сайт "Docplayer". — Режим доступу: <http://docplayer.ru/amp/37563243-Kombinirovannoe-energo-teplo-i-hladosnabzhenie-administrativnogo-zdaniya.html>. (Переглянуто 01 грудня 2019 р.).
12. Автономные источники тепла и электроэнергии [Електронний ресурс]. — Сайт "Электротехническое снабжение". — Режим доступу: http://www.ess-ltd.ru/avtonomnye_istochniki_te/. (Переглянуто 01 грудня 2019 р.).
13. Егоров Я. А. Физико-математическая модель рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания автотракторного типа: Учеб. пособие [Текст] / Я. А. Егоров. – К.: УМК ВО, 1991. – 60 с. – На укр. яз.
14. Борисенко О.Є. Методичні вказівки до виконання економічного розділу дипломного проекту для студентів спеціальності 7.090210 «Двигуни внутрішнього згоряння» для усіх форм навчання [Текст] / Укладачі: ст. викладач Т.А. Антонечко, ас. О.Є. Борисенко. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2005. – 22с.
15. Савчук О.М. Охорона праці у галузі: Конспект лекцій та методичні вказівки з виконання контрольних робіт для студентів технічних вузів [Текст] / Укл.: О.М. Савчук. – Запоріжжя: Просвіта, 2003. – 164 с.

16. Методичні вказівки до лабораторного заняття «Дослідження шкідливих та небезпечних факторів виробничого середовища, важкості і напруженості праці» з дисципліни «Цивільний захист і охорона прав в галузі» [Текст] / Укл.: М. І. Лазуткін, М. О. Журавель. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2018. – 44 с.

17. Методичні вказівки для економічного обґрунтування дипломних проектів для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», освітня програма: «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання [Текст] / Укл.: Борисенко О.Є.– Запоріжжя: ЗНТУ, 2016. – 34 с.

ДОДАТОК А
РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ ПОВНОГО РОБОЧОГО ЦИКЛУ
ДВЗ

Таблиця А.1 – Протокол результатів теплового розрахунку

φ°	p , Па	T , К	M , кг	V , м ³
180	163300	401,1	0,002049	0,001445
190	165100	403,6	0,002049	0,001437
200	169500	407,6	0,002049	0,001414
210	176700	413,5	0,002049	0,001376
220	187300	421,5	0,002049	0,001323
230	202200	431,7	0,002049	0,001256
240	222800	444,7	0,002049	0,001173
250	251400	460,9	0,002049	0,001078
260	291200	481,3	0,002049	0,0009719
270	347800	506,7	0,002049	0,0008568
280	430100	538,5	0,002049	0,0007362
290	554100	578,6	0,002049	0,0006141
300	748300	629,7	0,002049	0,0004948
310	1067000	695,2	0,002049	0,0003831
320	1616000	779,8	0,002049	0,0002838
330	2596000	887,7	0,002049	0,0002011
340	4297000	1016	0,002049	0,0001391
350	6641000	1136	0,002049	0,0001006
360	9884000	1464	0,00206	0,00008756
370	10400000	1754	0,002079	0,0001006
380	8237000	1904	0,002097	0,0001391
390	5795000	1924	0,00211	0,0002011
400	3992000	1863	0,002119	0,0002838
410	2800000	1760	0,002124	0,0003831
420	2029000	1645	0,002127	0,0004948
430	1527000	1535	0,002128	0,0006141
440	1194000	1440	0,002128	0,0007362
450	969100	1359	0,002128	0,0008568
460	812100	1292	0,002128	0,0009719
470	701400	1238	0,002128	0,001078
480	621800	1195	0,002128	0,001173
490	564000	1159	0,002128	0,001256
500	522000	1131	0,002128	0,001323
510	491800	1108	0,002128	0,001376
520	471000	1091	0,002128	0,001414
530	457900	1077	0,002128	0,001437
540	451600	1068	0,002128	0,001445

Таблиця А.2 – Протокол результатів динамічного розрахунку

φ°	P,H	N,H	S,H	K,H	T,H	Mi, Н•м
0	-13800	0	-13800	-13800	0	0
20	-12400	-1140	-12500	-11300	-5320	-319
40	-8620	-1500	-8750	-5640	-6690	-401
60	-3500	-832	-3600	-1030	-3450	-207
80	1590	432	1640	-150	1640	98,2
100	5570	1520	5770	-2460	5220	313
120	7960	1890	8190	-5620	5950	357
140	8950	1560	9090	-7860	4560	274
160	9130	837	9170	-8860	2340	140
180	9110	0	9110	-9110	0	0
200	9200	-844	9240	-8930	-2350	-141
220	9220	-1610	9360	-8100	-4700	-282
240	8640	-2050	8880	-6100	-6450	-387
260	7020	-1910	7270	-3100	-6580	-395
280	4600	-1250	4770	-436	-4750	-285
300	3120	-741	3200	917	-3070	-184
320	7820	-1360	7940	5110	-6070	-364
340	34300	-3150	34500	31200	-14700	-882
360	96100	0	96100	96100	0	0
380	78900	7230	79200	71700	33800	2030
400	34700	6040	35200	22700	26900	1620
420	17600	4180	18100	5180	17300	1040
440	13200	3610	13700	-1260	13700	820
460	12900	3520	13400	-5710	12100	726
480	13200	3130	13500	-9280	9830	590
500	13000	2270	13200	-11400	6630	398
520	12600	1160	12700	-12200	3230	194
540	12400	0	12400	-12400	0	0
560	7730	-709	7760	-7510	-1980	-119
580	7550	-1320	7670	-6630	-3850	-231
600	6560	-1560	6750	-4630	-4900	-294
620	4170	-1140	4320	-1840	-3910	-234
640	186	-50,7	193	-17,6	-192	-11,5
660	-4900	1170	-5040	-1440	4830	290
680	-10000	1740	-10200	-6550	7770	466
700	-13800	1270	-13900	-12600	5920	355
720	-15200	0	-15200	-15200	0	0
					(Mi)cp=	139,2

Таблиця А.3 – Протокол розрахунку набігаючих моментів

φ°	$M_1, \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_2,$	$M_3,$	$M_4, \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_{кр},$	$M_{крср}, \text{Н}\cdot\text{м}$
0	0	773	-351	0	-142	
20	-319	667	-219	-119	140	
40	-401	498	-221	-231	407	
60	-207	295	-620	-294	450	
80	98,2	95,6	-787	-234	196	
100	313	-59,2	1350	-11,5	-177	
120	357	-177	1960	290	-398	
140	274	-273	1280	466	-332	
160	140	-284	898	355	-54,1	
180	0	-142	773	0	226	
200	-141	140	667	-319	356	
220	-282	407	498	-401	326	
240	-387	450	295	-207	209	
260	-395	196	95,6	98,2	70	
280	-285	-177	-59,2	313	-70,1	
300	-184	-398	-177	357	-213	
320	-364	-332	-273	274	-343	
340	-882	-54,1	-284	140	-407	
360	0	226	-142	0	-351	1114
380	2030	356	140	-141	-219	
400	1620	326	407	-282	-221	
420	1040	209	450	-387	-620	
440	820	70	196	-395	-787	
460	726	-70,1	-177	-285	1350	
480	590	-213	-398	-184	1960	
500	398	-343	-332	-364	1280	
520	194	-407	-54,1	-882	898	
540	0	-351	226	0	773	
560	-119	-219	356	2030	667	
580	-231	-221	326	1620	498	
600	-294	-620	209	1040	295	
620	-234	-787	70	820	95,6	
640	-11,5	1350	-70,1	726	-59,2	
660	290	1960	-213	590	-177	
680	466	1280	-343	398	-273	
700	355	898	-407	194	-284	
720	0	773	-351	0	-142	

Таблиця А.3 – Протокол розрахунку набігаючих моментів

φ°	$M_1,$ Н•м	$M_2,$ Н•м	$M_3,$ Н•м	$M_4,$ Н•м	$M_5,$ Н•м	$M_6,$ Н•м	$M_{кр},$ Н•м	$M_{крср},$ Н•м
0	0	773	-351	0	-142	0	0	
20	-319	667	-219	-119	140	2030	-141	
40	-401	498	-221	-231	407	1620	-282	
60	-207	295	-620	-294	450	1040	-387	
80	98,2	95,6	-787	-234	196	820	-395	
100	313	-59,2	1350	-11,5	-177	726	-285	
120	357	-177	1960	290	-398	590	-184	
140	274	-273	1280	466	-332	398	-364	
160	140	-284	898	355	-54,1	194	-882	
180	0	-142	773	0	226	0	0	
200	-141	140	667	-319	356	-119	2030	
220	-282	407	498	-401	326	-231	1620	
240	-387	450	295	-207	209	-294	1040	
260	-395	196	95,6	98,2	70	-234	820	
280	-285	-177	-59,2	313	-70,1	-11,5	726	
300	-184	-398	-177	357	-213	290	590	
320	-364	-332	-273	274	-343	466	398	
340	-882	-54,1	-284	140	-407	355	194	
360	0	226	-142	0	-351	0	0	1114
380	2030	356	140	-141	-219	-319	-119	
400	1620	326	407	-282	-221	-401	-231	
420	1040	209	450	-387	-620	-207	-294	
440	820	70	196	-395	-787	98,2	-234	
460	726	-70,1	-177	-285	1350	313	-11,5	
480	590	-213	-398	-184	1960	357	290	
500	398	-343	-332	-364	1280	274	466	
520	194	-407	-54,1	-882	898	140	355	
540	0	-351	226	0	773	0	0	
560	-119	-219	356	2030	667	-141	-319	
580	-231	-221	326	1620	498	-282	-401	
600	-294	-620	209	1040	295	-387	-207	
620	-234	-787	70	820	95,6	-395	98,2	
640	-11,5	1350	-70,1	726	-59,2	-285	313	
660	290	1960	-213	590	-177	-184	357	
680	466	1280	-343	398	-273	-364	274	
700	355	898	-407	194	-284	-882	140	
720	0	773	-351	0	-142	0	0	

Таблиця А.3 – Протокол розрахунку набігаючих моментів

φ°	$M_1,$ Н•м	$M_2,$ Н•м	$M_3,$ Н•м	$M_4,$ Н•м	$M_5,$ Н•м	$M_6,$ Н•м	$M_7,$ Н•м	$M_8,$ Н•м	$M_{кр},$ Н•м	$M_{крср},$ Н•м
0	0	773	-351	0	-142	0	0	0	506	
20	-319	667	-219	-119	140	2030	-141	0	2390	
40	-401	498	-221	-231	407	1620	-282	0	1710	
60	-207	295	-620	-294	450	1040	-387	0	486	
80	98,2	95,6	-787	-234	196	820	-395	0	-136	
100	313	-59,2	1350	-11,5	-177	726	-285	0	1780	
120	357	-177	1960	290	-398	590	-184	0	2220	
140	274	-273	1280	466	-332	398	-364	0	1110	
160	140	-284	898	355	-54,1	194	-882	0	-40,7	
180	0	-142	773	0	226	0	0	0	506	
200	-141	140	667	-319	356	-119	2030	0	2390	
220	-282	407	498	-401	326	-231	1620	0	1710	
240	-387	450	295	-207	209	-294	1040	0	486	
260	-395	196	95,6	98,2	70	-234	820	0	-136	
280	-285	-177	-59,2	313	-70,1	-11,5	726	0	1780	
300	-184	-398	-177	357	-213	290	590	0	2220	
320	-364	-332	-273	274	-343	466	398	0	1110	
340	-882	-54,1	-284	140	-407	355	194	0	-40,7	
360	0	226	-142	0	-351	0	0	0	506	1114
380	2030	356	140	-141	-219	-319	-119	0	2390	
400	1620	326	407	-282	-221	-401	-231	0	1710	
420	1040	209	450	-387	-620	-207	-294	0	486	
440	820	70	196	-395	-787	98,2	-234	0	-136	
460	726	-70,1	-177	-285	1350	313	-11,5	0	1780	
480	590	-213	-398	-184	1960	357	290	0	2220	
500	398	-343	-332	-364	1280	274	466	0	1110	
520	194	-407	-54,1	-882	898	140	355	0	-40,7	
540	0	-351	226	0	773	0	0	0	506	
560	-119	-219	356	2030	667	-141	-319	0	2390	
580	-231	-221	326	1620	498	-282	-401	0	1710	
600	-294	-620	209	1040	295	-387	-207	0	486	
620	-234	-787	70	820	95,6	-395	98,2	0	-136	
640	-11,5	1350	-70,1	726	-59,2	-285	313	0	1780	
660	290	1960	-213	590	-177	-184	357	0	2220	
680	466	1280	-343	398	-273	-364	274	0	1110	
700	355	898	-407	194	-284	-882	140	0	-40,7	
720	0	773	-351	0	-142	0	0	0	506	

Таблиця А.4 - Навантаження на корінні шийки

φ°	1-й кривошип		2-я коренная шейка				φ°	2-й кривошип		3-я коренная шейка				φ°	3-й кривошип	
	T1', Н	Kpк', Н	Tк2, Н	Kк2, Н	Rкш2, Н	T2', Н		Kpк2', Н	Tк3, Н	Kк3, Н	Rкш3, Н	T3', Н	Kpк3', Н			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15		
0	0	16700	6440	5130	8230	450	6440	-11600	3510	-22200	22500	270	-2920	-10600		
20	2660	15500	8210	1820	8410	470	5550	-13600	3730	-23300	23600	290	-1820	-9650		
40	3340	12600	7490	-2460	7880	490	4150	-15100	2310	-23900	24100	310	-1840	-8840		
60	1720	10300	4180	-5470	6880	510	2460	-15800	-2710	-18900	19100	330	-5160	-3140		
80	-818	9900	-21,9	-6100	6100	530	796	-16000	-5760	3370	6670	350	-6560	19400		
100	-2610	11100	-3100	-2600	4050	550	-494	-13700	10700	26500	28600	370	11200	40200		
120	-2980	12600	-4450	-783	4520	570	-1480	-13400	14800	-2110	15000	390	16300	11300		
140	-2280	13800	-4550	1040	4670	590	-2270	-12700	8390	-16800	18800	410	10700	-4110		
160	-1170	14300	-3540	2800	4510	610	-2370	-11500	5110	-20600	21200	430	7480	-9110		
180	0	14400	-1180	4230	4390	630	-1180	-10200	5260	-21800	22400	450	6440	-11600		
200	1180	14300	2350	4360	4950	650	1170	-9940	6730	-23600	24500	470	5550	-13600		
220	2350	13900	5740	2230	6160	670	3390	-11600	7540	-26700	27800	490	4150	-15100		
240	3230	12900	6980	-1810	7210	690	3750	-14700	6210	-30500	31100	510	2460	-15800		
260	3290	11400	4920	-5710	7540	710	1630	-17100	2430	-33100	33200	530	796	-16000		
280	2380	10000	899	-6360	6420	10	-1480	-16400	-1970	-30100	30100	550	-494	-13700		
300	1530	9370	-1780	-4760	5080	30	-3320	-14100	-4790	-27500	28000	570	-1480	-13400		
320	3030	7270	271	-4040	4050	50	-2760	-11300	-5040	-24000	24500	590	-2270	-12700		
340	7350	-5760	6900	-15600	17100	70	-451	-9870	-2820	-21300	21500	610	-2370	-11500		
360	0	-38200	1880	-48600	48600	90	1880	-10300	700	-20500	20500	630	-1180	-10200		
380	-16900	-26000	-13900	-37900	40300	110	2960	-11900	4130	-21800	22200	650	1170	-9940		
400	-13500	-1520	-10700	-14800	18300	130	2720	-13300	6110	-24900	25700	670	3390	-11600		
420	-8660	7240	-6920	-6830	9730	150	1740	-14100	5490	-28800	29300	690	3750	-14700		
440	-6840	10500	-6250	-3900	7370	170	583	-14400	2210	-31400	31500	710	1630	-17100		

Продовження табл.А.4														
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
460	-6050	12700	-6630	-1680	6840	190	-584	-14400	-2060	-30800	30800	10	-1480	-16400
480	-4910	14500	-6690	323	6690	210	-1770	-14100	-5090	-28300	28700	30	-3320	-14100
500	-3310	15500	-6170	2080	6510	230	-2860	-13500	-5620	-24800	25400	50	-2760	-11300
520	-1610	15900	-5000	3790	6280	250	-3390	-12200	-3840	-22000	22400	70	-451	-9870
540	0	16000	-2920	5370	6120	270	-2920	-10600	-1040	-21000	21000	90	1880	-10300
560	989	13600	-834	3930	4020	290	-1820	-9650	1140	-21500	21500	110	2960	-11900
580	1920	13100	84,5	4300	4300	310	-1840	-8840	878	-22100	22100	130	2720	-13300
600	2450	12100	-2710	9000	9400	330	-5160	-3140	-3420	-17200	17500	150	1740	-14100
620	1950	10700	-4600	30100	30500	350	-6560	19400	-5970	5020	7810	170	583	-14400
640	96	9840	11300	50000	51300	370	11200	40200	10600	25800	27900	190	-584	-14400
660	-2410	10500	13900	21900	25900	390	16300	11300	14500	-2830	14800	210	-1770	-14100
680	-3890	13100	6770	8990	11300	410	10700	-4110	7800	-17600	19200	230	-2860	-13500
700	-2960	16100	4520	6990	8330	430	7480	-9110	4090	-21300	21700	250	-3390	-12200
720	0	16700	6440	5130	8230	450	6440	-11600	3510	-22200	22500	270	-2920	-10600