

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

Транспортний факультет  
(назва факультету)

Двигуни внутрішнього згорання  
(повна назва кафедри )

## Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістра

на тему Дослідження навантажень, які діють на шатун двигуна ПЛМ-40  
(Study of the loads acting on the connecting rod of the PLM-40 engine)

Виконав: студент(ка) 2(м) курсу, групи T-412м  
Спеціальності 133 Галузеве машинобудування  
Освітня програма (спеціалізація)  
«Двигуни внутрішнього згорання»  
Кікоть Сергій Сергійович

Керівник старший викладач  
«Двигуни внутрішнього згорання»  
Слинько Віра Василівна

Рецензент Завідувач кафедри технології  
машинобудування, к.т.н., доцент Дядя Сергій  
Іванович

---

Запоріжжя  
2023

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

Факультет Транспортний

Кафедра Двигуни внутрішнього згорання

Ступінь вищої освіти магістр

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

Освітня програма (спеціалізація) «Двигуни внутрішнього згорання»

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри «ДВЗ»  
Слинько Г.І.  
“\_\_\_” \_\_\_\_\_ 2023 року

**ЗАВДАННЯ**  
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ

Кікоть Сергій Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Дослідження навантажень, які діють на шатун двигуна ПЛМ-40

керівник проекту (роботи) Слинько В.В., старший викладач,

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від 28 листопада 2023  
року № 483

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 14 грудня 2023 р.

3. Вихідні дані до проекту (роботи) бензиновий карбюраторний 2-тактний двигун ПЛМ-40

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Тепловий розрахунок двигуна на номінальному режимі. Динамічний розрахунок двигуна на номінальному режимі. Розрахунок на міцність. Дослідження навантажень, які діють на шатун двигуна

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Поздовжній розріз двигуна ПЛМ-40; Поперечний розріз двигуна ПЛМ-40; Розміщення агрегатів на двигуні ПЛМ-40; 3D модель шатуна ПЛМ-40 побудована в програмі КОМПАС-3D; Індикаторні діаграми двигуна ПЛМ-40; Сили, що діють на шатунну шийку(полярна діаграма); Діаграма навантаження на шатунну шийку в прямокутних координатах; Діаграма сумарного індикаторного крутного моменту на вихідному валу двигуна; Діаграма залежності напруги на зовнішньому волокні від сили, що стискає:  $\sigma_{act}$ , МПа від частоти обертання колінчастого валу  $n$ ,  $xv^{-1}$  та величини максимального тиску згорання  $p_{cmax}$ , МПа; Діаграма залежності мінімального напруження асиметричного цикла  $\sigma_{min}$ , МПа від частоти обертання колінчастого валу  $n$ ,  $xv^{-1}$  та величини максимального тиску згорання  $p_{cmax}$ , МПа; Діаграма сил, що стискають  $P_{ст}$ , Н, та сил, що розтягують  $P_p$ , Н шатун.

## 6. Консультанти розділів проекту (роботи)

| Розділ             | Прізвище, ініціали та посада консультанта   | Підпис, дата   |                           |
|--------------------|---|----------------|---------------------------|
|                    |   | завдання видав | прийняв виконане завдання |
| 1-5,<br>Н/контроль | Слинько В.В., ст. викладач каф. ДВЗ         |                |                           |
| Консультант        | Слинько Г.І., зав.каф.ДВЗ , д.т.н. професор |                |                           |

7. Дата видачі завдання 01.09.2023 р.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів дипломного проекту (роботи)                         | Строк виконання етапів проекту (роботи) | Примітка |
|-------|--|---|----------|
| 1     | Аналітичний огляд літературних джерел                            | 17.09.2023                              |          |
| 2     | Тепловий та динамічний розрахунок двигуна на номінальному режимі | 08.10.2023                              |          |
| 3     | Розрахунок на міцність   | 1.11.2023                               |          |
| 4     | Дослідження навантажень, які діють на шатун двигуна              | 05.11.2023                              |          |
| 5     | Формування висновків з магістерської роботи                      | 30.11.2023                              |          |
| 6     | Оформлення магістерської роботи, нормоконтроль                   | 14.12.2023                              |          |
| 7     | Розробка презентації та доповіді до захисту, виконання креслень  | 16.12.2023                              |          |
| 8     | Подання роботи до захисту  | 09.12.2023                              |          |

Студент

\_\_\_\_\_ Кікоть С.С.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

\_\_\_\_\_ Слинько В.В.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

Магістерська випускна робота: 74 с., 6 розд., 16 табл., 20 рис., 16 джерел.

БЕНЗИН, ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, ПИТОМА ЕФЕКТИВНА ВИТРАТА ПАЛИВА, ПОВІТРЯ, ТЕМПЕРАТУРА, ТИСК, ПОТУЖНІСТЬ, МОТОР СІЧ ПЛМ-40, НАВАНТАЖЕННЯ.

Параметри стану робочого тіла (повітря або паливоповітряна суміш), що потрапляє до циліндрів двигуна внутрішнього згорання, передусім, це температура та тиск, мають вплив на ефективні показники двигуна. Тепловий розрахунок двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) виконують з метою визначення основних розмірів циліндру та показників, що характеризують ефективність та економічність роботи двигуна.

Актуальність роботи полягає у визначенні сил і навантажень що діють на шатун, співставлення результатів, їх аналізом.

Мета дослідження полягає у дослідженні навантажень, які діють на шатун (на прикладі двигуна ПЛМ-40).

Об'єктом дослідження магістерської роботи є шатун двигуна ПЛМ-40.

Предмет дослідження: навантаження, які діють на шатун (на прикладі двигуна ПЛМ-40).

## ЗМІСТ

|  |     |
|--|-----|
| Реферат .....  | 4   |
| Зміст .....  | 5   |
| ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ,<br>СКОРОЧЕНЬ .....                                   | 6   |
| Вступ.....   | 7   |
| 1 ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА .....   | 8   |
| 1.1 Будова і види шатунів.....   | 8   |
| 1.2 Шатун двигуна ПЛМ-40.....  | 14  |
| 1.3 Висновки з розділу.....  | 144 |
| 2 МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА УСТАТКУВАННЯ.....   | 15  |
| 2.1 Конструкція та технічні характеристики бензинового двигуна ПЛМ-40<br>.....                     | 15  |
| 2.2 Основні положення аналітично-розрахункової методики дослідження                                | 20  |
| 2.3 Висновки з розділу.....  | 22  |
| 3 Тепловий розрахунок двигуна на номінальному режимі .....   | 23  |
| 3.1 Тепловий розрахунок.....   | 23  |
| 3.2 Контроль результатів розрахунку .....  | 33  |
| 4 Динамічний розрахунок двигуна на номінальному режимі .....                                       | 35  |
| 4.1 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму .....                                     | 36  |
| 4.2 Сили інерції обертових мас.....  | 37  |
| 4.3 Сили, що діють на шатунну і корінну шийки колінчастого валу .....                              | 39  |
| 4.4 Моменти, що діють в кривошипно-шатунному механізмі .....                                       | 44  |
| 5 Розрахунок на міцність.....  | 45  |
| 5.1 Розрахунок на міцність шатуна .....  | 45  |
| 6 Дослідження навантажень, які діють на шатун двигуна.....   | 59  |
| 6.1 Вихідні дані для теплового, динамічного розрахунку, та розрахунку<br>шатунна на міцність ..... | 59  |
| 6.2 Обробка результатів досліджень .....   | 60  |
| ВИСНОВКИ.....  | 68  |
| ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ .....   | 69  |
| ДОДАТКИ.....   | 71  |

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ

ДВЗ – двигун внутрішнього згорання;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

$\alpha$  – коефіцієнт надлишку повітря.

$\gamma_r$  – коефіцієнт залишкових газів;

$\Delta T$  – підігрів повітря на впуску, К;

$\eta_i$  – індикаторний ККД;

$\eta_m$  – механічний ККД;

$\eta_v$  – коефіцієнт наповнення;

$\rho_v$  – питома вага повітря, кг/м<sup>3</sup>;

$g_e$  – питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·год);

$g_i$  – питома індикаторна витрата палива, кг/(кВт·год);

$G_T$  – годинна витрата палива, кг/год;  $\rho\eta\gamma$

$L_i$  – індикаторна робота, Дж/цикл;

$n$  – частота обертання колінчастого валу, хв<sup>-1</sup>;

$N_e$  – ефективна потужність, кВт;

$p_e$  – середній ефективний тиск, Па;

$p_i$  – середній індикаторний тиск, Па;

$T_a$  – температура повітря на початку процесу стиснення, К;

$T_k$  – температура повітря на впуску, К;

$V_h$  – робочий об'єм циліндра, м<sup>3</sup>.

## ВСТУП

Мета і завдання дослідження

Метою даної роботи полягає у дослідженні навантажень, які діють на шатун (на прикладі двигуна ПЛМ-40).

Для досягнення мети, вирішувався ряд завдань:

1. Аналіз літературних джерел щодо вивчення питання дослідження.
2. Тепловий та динамічний розрахунок двигуна ПЛМ-40 в програмі Engine Calculation.
3. Визначення навантажень на шатуні .
4. Аналіз отриманих результатів.

Мета дослідження полягає у дослідженні навантажень, які діють на шатун (на прикладі двигуна ПЛМ-40).

Об'єктом дослідження магістерської роботи є шатун двигуна ПЛМ-40.

Предмет дослідження: навантаження, які діють на шатун (на прикладі двигуна ПЛМ-40).

Наукова цінність роботи полягає в наступному:

- визначено навантаження, які діють на шатун двигуна ПЛМ-40 .

Практична цінність роботи полягає в наступному:

- результати досліджень можуть бути використані для зміцнення як шатуна двигуна ПЛМ-40 так і для шатунів для інших двигунів.

# 1 ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

## 1.1 Будова і види шатунів

Шатуни розрізняють формою перерізу стрижня шатуна: двотаврові І-подібні та Н-подібні (залежно від співвідношення довжин полиць та перемички двотавра);(рис.1.1)

- прямокутні;
- круглі;
- трубчасті;
- ромбічні.



Рисунок 1.1 – Двотавровий та трубчастий шатун

Круглі звичайні в судових двигунах, по свердлінню всередині подається мастило або охолодження; ромбічні — у перегонових моторах з великою частотою обертання, де важливе поліпшення аеродинаміки. Прості шатуни тихохідних механізмів мають переріз прямокутної форми.

Для протидії поперечним силам стикові поверхні кривошипної головки виконуються профільованими. Розрізняють зубчасте, замкове (прямокутні виступи) з'єднання та спліт-роз'єм, отриманий способом контрольованого розколювання.

Осьова довжина кривошипної головки визначає довжину блока циліндрів. Особливо це актуально для V- і W-подібних двигунів. Наприклад у нижньої головки шатуна двигуна W12 від Audi становить лише 13 мм.

Всередині головки розташовуються вкладиші вальниць ковзання, виконані на сталевій основі із нанесенням шару антифрикційного матеріалу.

За формою кривошипної головки шатуни бувають:

- прості;
- причіпні;
- вільчасті.

Другі характерні для зіркоподібних та V-подібних двигунів, вилчасті застосовуються в деяких V- та W-подібних двигунах. Зважаючи на більш високі газові сили, при рівному діаметрі циліндра необхідний переріз дизельного шатуна виявляється більшим, тому дизельні шатуни важчі. Шатун відчуває складне знакозмінне навантаження і розраховується окремо по кожному своєму елементу.[3]

За видом вальниць у головках шатуна:

- ковзання (втулки, вкладиші);
- кочення (кулькові, роликові, голчасті);
- з нерухомим пальцем (шарнір у бобишках поршня).

### **Конструкція шатуна**

Шатун в процесі роботи здійснює 2 види руху - кругові, в місці з'єднання нижньої головки з колінвалом, і зворотно-поступальні, в місці з'єднання верхньої головки та поршня. При експлуатації двигуна на цю деталь постійно впливають високі навантаження.

У шатун входять такі елементи:

*Верхня головка (поршнева)(рис.1.2)*

*Нижня головка (кривошипна) (рис.1.3)*

*Силовий стрижень*

## Поршнева головка



Рисунок 1.2 – Поршнева головка шатуна

Поршневий палець з'єднує верхню голівку з поршнем. Сама головка є цільною нерозбірною конструкцією. Палець може бути плаваючим та фіксованим.

У першому випадку у верхню голівку пальця впресовуються бронзові або біметалічні втулки. Але це стосується не всіх двигунів. Існують модифікації де цих втулок немає, а сам палець вільно обертається в отворі головки шатуна завдяки зазору. Для забезпечення працездатності подібної деталі важливо забезпечити змащення поршневого пальця.

Для встановлення фіксованих пальців у головці шатуна проходить отвір циліндричної форми, виготовлений з дуже високою точністю. Діаметр цього отвору менший, ніж діаметр поршневого пальця. Завдяки цьому забезпечується необхідне натягування при з'єднанні двох деталей.

Верхня головка шатуна має форму трапеції. Це дозволяє збільшити опорну площу поверхні під час роботи поршня і знизити руйнівну дію дуже високих навантажень.

## Кривошипна головка



Рисунок 1.3 –Кривошипна головка шатуна

Кривошипна головка служить для з'єднання шатуна та колінвала. У більшості шатунів цей роз'ємний елемент, що обумовлено методом складання двигуна. Кришка головки фіксується на шатуні болтами, але в деяких випадках для цього використовують штифти або бандажне кріплення.

На шатуні можна використовувати лише кришку, яка була встановлена на заводі. Це зумовлено тим, що вона має певну вагу та розмір, і тому не може бути замінена на іншу.

Рознімання головки щодо розташування стрижня може бути прямим (90° до осі) або косим (під певним кутом до осі). У V-подібних ДВЗ застосовується останній вид.

У нижній частині шатунної головки знаходяться підшипники ковзання, схожі з корінними вкладками колінчастого валу. Для їх виробництва використовується сталеві стрічка, з внутрішньої сторони покрита антифрикційним матеріалом, який має високі протизносні характеристики. Цей шар працює виключно за наявності моторного масла, інакше він швидко руйнується.

### Силовий стержень

Стрижень шатуна має двотаврова форму і розширюється від верхньої головки до нижньої. У дизельних двигунах, на відміну від бензинових, шатуни більш міцні та масивні. У спорткарах для цих деталей використовується алюміній, що сприяє зниженню маси автомобіля.

Усі шатуни у двигуні повинні мати однакову масу. Інакше під час роботи ДВС будуть сильні вібрації. Ця вимога поширюється на обидві головки деталі. Для вирівнювання ваги шатунів їх зважують дуже точних терезах. Після цього, вибравши найлегший шатун, підганяють масу інших деталей під нього шляхом зняття частини металу на головках деталі та з бобишок на стрижні.[4]

### **Чому шатуни виходять з ладу?**

Найголовнішою причиною поломки шатуна є природний знос його елементів. Верхня (поршнева) головка ламається найрідше. Найчастіше вона відпрацьовує такий же ресурс, що і весь мотор. Ось ще кілька причин поломки шатуна:[3]

1. використання двигуна при низькому рівні масла в картері;
2. тривала експлуатація двигуна без заміни масла;
3. втрата експлуатаційних властивостей масла в результаті перегріву двигуна або наявність в маслі палива;
4. незадовільний стан масляного фільтра;
5. проникнення в циліндри двигуна сторонніх предметів або гідроудар.(рис.1.4)[5]



Рисунок 1.4—Руйнування шатуна при гідроударі.

## Ремонт шатунів

Не у всіх випадках можливий ремонт шатунів. Ця операція може проводитися в разі:

- деформації опорного стержня;
- збільшення зазору поршневої головки;
- збільшення зазору кривошипної головки.

Перед ремонтом проводиться візуальний огляд деталі. Вимірюється діаметр і всі зазори шатуна. Якщо ці показники знаходяться в межах норми, але шатуни міняти немає необхідності.

Якщо стержень деформувався, це не можна залишати без уваги, так як нерівномірний розподіл навантаження призведе до руйнування поверхні циліндра, підвищеного зносу клонували і самого поршня.

Деформація шатуна завжди супроводжується підвищеним шумом мотора навіть на низьких оборотах. Виправити такий дефект вкрай складно, тому в цьому випадку деталь просто змінюють на нову.

У разі невідповідного зазору кришку головки розраховують під відповідний розмір і встановлюють кріплення. Щоб не зняти зайвий міліметр, потрібно скористатися спеціальним токарним верстатом з насадкою для розточування.[3]

Якщо з'явилось вироблення в поршневий голівці, слід використовувати спеціальні ремонтні вкладиші, розмір яких відповідають необхідному зазору. Звичайно, під час роботи двигуна втулка притреться і прийме потрібну форму.

При використанні втулок слід перевірити, чи збіглися отвір вкладиша і головки - через нього на палець надходить масло. В іншому випадку ремонт не продовжить життя мотору, а навпаки різко скоротить його ресурс

Після виконання правки деталі потрібно зважити, щоб через різницю у вазі в двигуні не з'являлися неприємні вібрації.

## **1.2 Шатун двигуна ПЛМ-40**

Шатун сталевий з двома нероз'ємними головками, поєднаними стержнем двотаврового перетину. У верхній головці шатуна встановлені голчасті ролики, в нижній – роликопідшипник.

## **1.3 Висновки з розділу**

Проведений аналіз літературних джерел показав, що всі шатуни виходять з ладу. Зазвичай причиною цього є природний знос його елементів, але є і інші причини. Приведено чимало засобів ремонту шатунів. Проте питання дослідження навантажень, які діють на шатун двигуна ПЛМ-40 залишилося без розгляду. Таким чином можна стверджувати, що тема дослідження є актуальною.

## 2 МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА УСТАТКУВАННЯ

### 2.1 Конструкція та технічні характеристики бензинового двигуна ПЛМ-40

Двигун двотактний, двоциліндровий, карбюраторний виконаний з такими особливостями:

- колінчастий вал розбірної з чотирма корінними кульковими підшипниками та двома сепарованими роликowymi шатунними підшипниками;

- картер роз'ємний, у тому числі від блоку циліндрів з метою можливості якісного виготовлення продувних каналів;

- картер ущільнений манжетами, що надійно працюють при максимальних оборотах двигуна, і забезпечений пристроєм рециркуляції паливно-масляної суміші, що забезпечує змащення верхніх корінних підшипників і порожнин манжет, що ущільнюють;

- система живлення забезпечена карбюратором VDC-03 «КАРТЕХ» з дифузором 32мм, шестипелюстковими клапанами та колектором горизонтального поділу потоку;

- продування п'ятиканальне, зворотно-петльове, адаптоване до картерного об'єму, фазового розподілу та опору випускного каналу;

- вихлопний роздільний колектор забезпечений водяним охолодженням та патрубком налаштованого вихлопу.

- блок циліндрів із запресованими сухими чавунними гільзами підвищеної твердості;

- моноголовка, що має центральні напівсферичні камери згоряння та два канали водяного охолодження;

- високопродуктивний паливний насос мембранного типу з двома пелюстковими сталевими клапанами та демпфуючими камерами входу та виходу;

- система запалення, безконтактна, мікропроцесорна із програмованою зміною кута випередження запалення;

- Електричний стартер СТ-369 планується замінити електричним стартером MAGNETON.

Мотори призначені для використання на судинах, що глісують, з висотою транця не більше 380 мм. При використанні на катері довжиною до 5 м із загальною вагою 400 кг розвиває швидкість до 50км/год.

Редуктор човнового мотора забезпечений одноступінчастою кутовою передачею з круговим зубом і двома шестернями, що ведуть, що знаходяться в постійному зачепленні з провідною шестернею.

Вхідний та вихідний вал встановлені на ролико- та шарикопідшипниках та ущільнені подвійними манжетами.

Зчеплення з веденими шестернями здійснюється двосторонньою муфтою, що переміщається кулачковим механізмом з приводом від важеля, що має три фіксовані положення і розташований на перехідній плиті кріплення двигуна до дейдвуду зі зручним для обслуговування розташуванням.

Редуктор має канал для відведення вихлопних газів на режимі холостого ходу, а на інших режимах через маточину гребного гвинта, а також на редукторі встановлені електростатичні протектори для захисту від корозії.

Корпус редуктора адаптований по співвідношенню площ опорю при зміні напрямку руху на високих швидкостях, що в поєднанні зі зменшеною площею кіля дає можливість комфортного керування мотором човном в експлуатації.

Основні функції човнового двигуна:

- ручний та електричний пуск двигуна;
- румпельне або дистанційне керування, яке здійснюється за допомогою сучасних керуючих механізмів;

- набір гребних гвинтів 260x330, 260x305, 268x287 з лабіринтним ущільненням, що запобігає намотування водоростей на вихідний вал редуктора;
- пластиковий паливний бак об'ємом 25л з підкачуючою грушою, що підкачує, і двоклапанним конектором;
- генератор зовнішньої електричної мережі потужністю 12В/350 Вт при 5000 об/хв;
- відведення вихлопних газів на режимі холостого ходу проводиться через спеціальні отвори, розташовані нижче рівня води, на решті режимів через маточину гребного гвинта;
- п'ятиступінчасте налаштування положення човнового мотора на судні;
- адаптований до експлуатації в зарослих водоймах (має додатковий забір води, розташований у нижній частині кавітаційної плити в площині обертання гребного гвинта);
- оснащений регульованим тримером для врівноваження реактивних сил гребного гвинта;
- Модель підводної частини редуктора становить 40мм, корпусу редуктора  $\varnothing 84$ мм;
- подвійне демпфування передачі крутного моменту від двигуна до корпусу гребного гвинта за рахунок торсійного валу та трьох пружинних демпферів маточини гребного гвинта;
- система охолодження двигуна човнового мотора термостатована, забезпечена безконтактним вихровим високопродуктивним водяним насосом та візуальним контролем виходу охолодженої води до та після двигуна;
- трипозиційне зчеплення  $\leftarrow 0 \rightarrow$  редуктора човнового мотора;
- органи керування пуском електричного стартера, пусковим пристроєм карбюратора, керування переміщенням дросельною заслінкою карбюратора, зупинка роботи двигуна, а також аварійне відключення роботи двигуна при випаданні водія за борт, розташовані на румпелі;

- захист двигуна від зовнішніх впливів виконана за допомогою знімних половинок піддону та ковпака з лабіринтним впуском повітря в напрямку, що забезпечує його підігрів до входу в карбюратор.

Технічні характеристики човнового двигуна "ПЛМ-40".

Потужність на валу гребного гвинта – 40 л.с.

Діапазон оборотів двигуна – 900-5000 об/хв.

Діапазон оборотів гребного гвинта – 500-2778 об/хв.

Діаметр та хід поршня – 79 мм, 65 мм.

Справжній ступінь стиснення двигуна – 7.

Витрата паливної суміші за максимальної ефективної потужності – 260 г/л.с.ч (10,4 кг/ч).

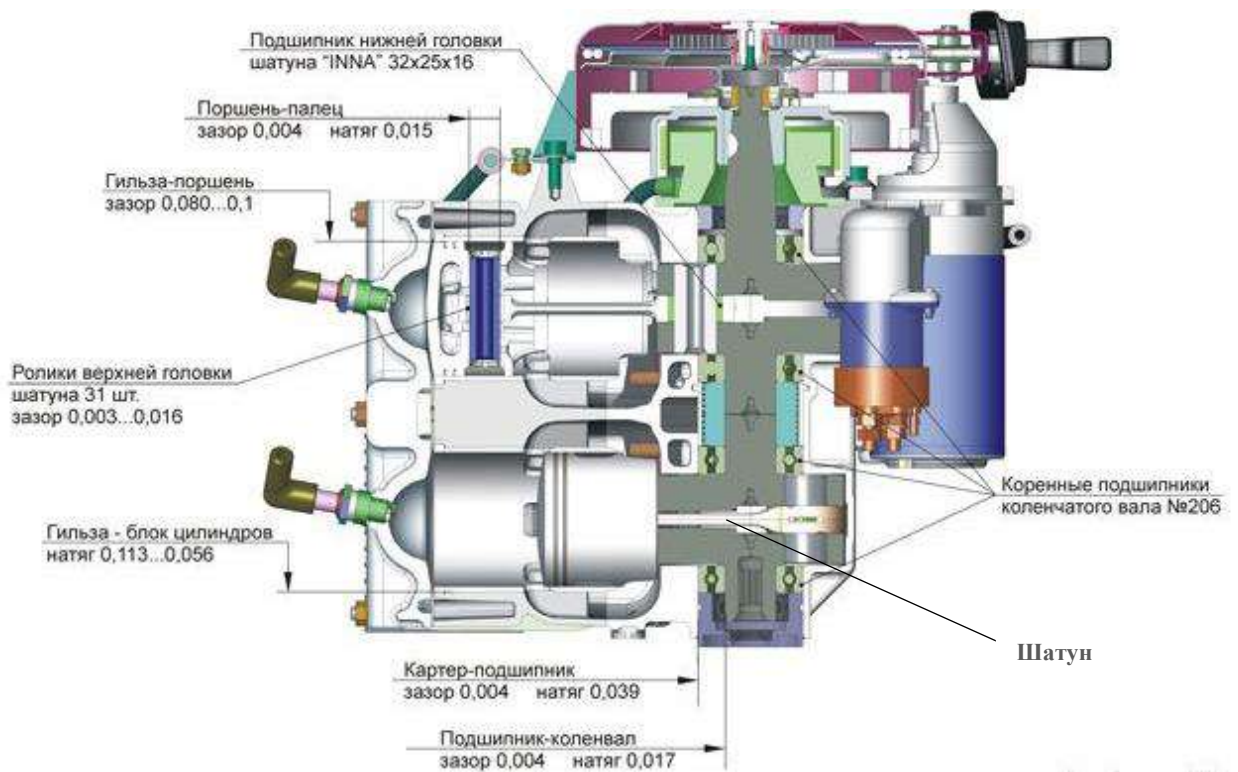


Рисунок 2.1 –Поздовжній розріз двигуна ПЛМ-40

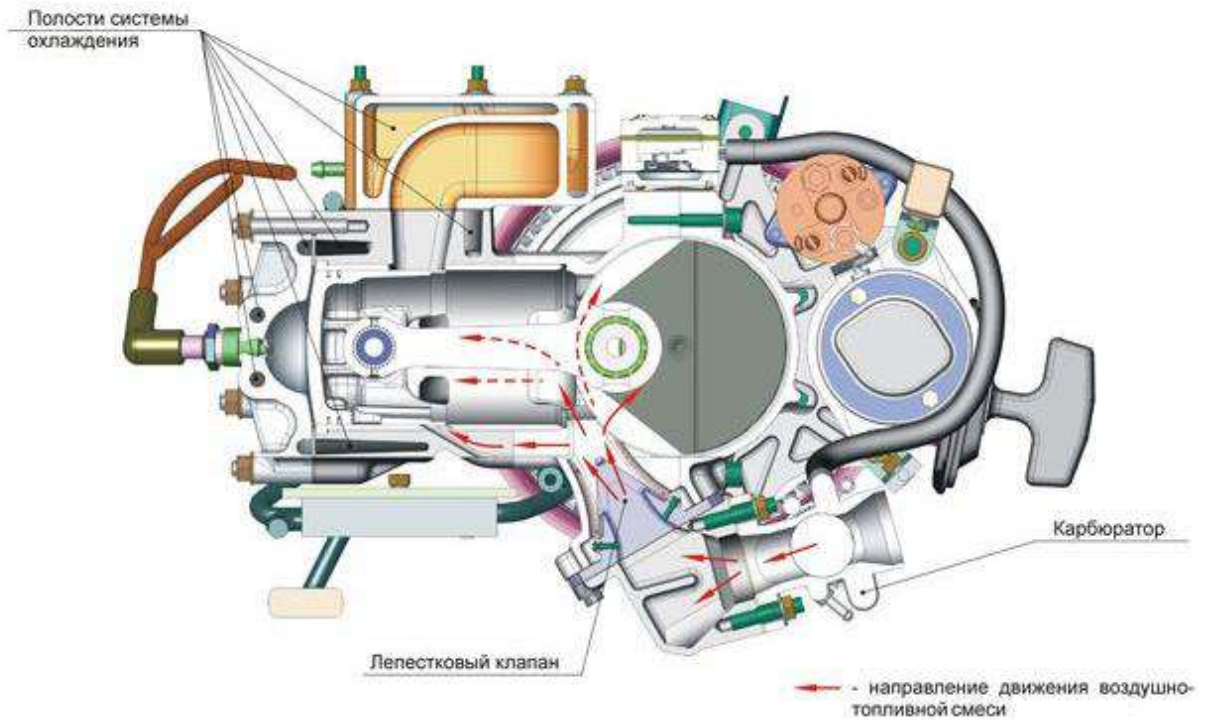


Рисунок 2.2 – Поперечный розріз двигуна ПЛМ-40

Система охолодження двигуна човнового мотора термостатована, забезпечена безконтактним вихровим високопродуктивним водяним насосом та візуальним контролем виходу охолодженої води до та після двигуна.[1]

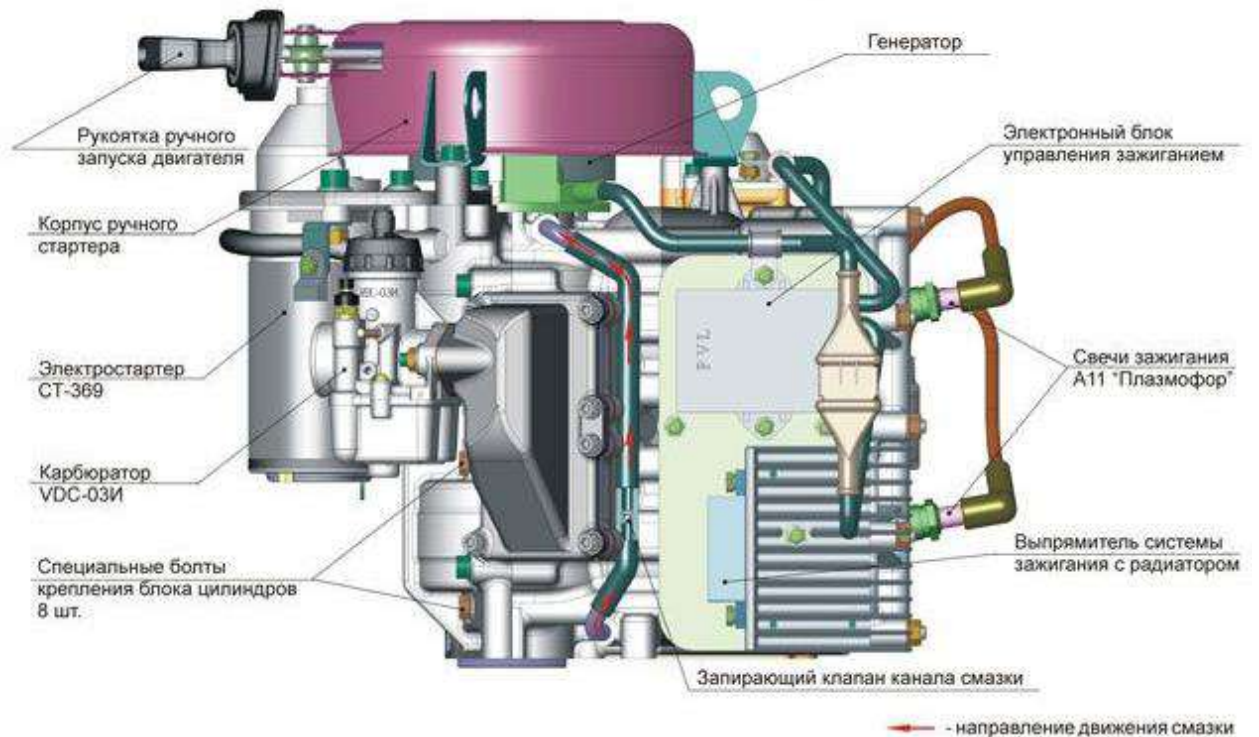


Рисунок 2.3 – Розміщення агрегатів на двигуні ПЛМ-40



Рисунок 2.4 –3D модель шатуна ПЛМ-40 побудована в програмі КОМПАС-3D

Основні переваги:

- наявність в системі водяного охолодження безконтактного вихрового високонапірного насоса;
- адаптація моторів до експлуатації у зарослих водоймах;
- відведення вихлопних газів на режимі холостого ходу через отвори, розташовані нижче рівня води, на решті режимів через маточину гребного гвинта;
- подвійне демпфування моменту, що крутить;
- впускний колектор з горизонтальним поділом потоку паливної суміші, пелюстковими клапанами, п'ятиканальним поворотно-петльовим продуванням та патрубком налаштованого вихлопу.[2]

## 2.2 Основні положення аналітично-розрахункової методики дослідження

Для визначення величин та векторів сил, що діють в кривошипно шатунному механізмі необхідно провести тепловий розрахунок двигуна за

допомогою програми «DVS-2». Розрахунок проводиться для п'яти режимів частоти обертання двигуна, та п'яти варіантів навантаження, представлених зміною коефіцієнта наповнення двигуна. Всього 25 розрахунків.

Математичне формулювання ФММ другого рівня, яка складає основу розрахункової програми являє собою систему рівнянь (2.1) в диференціальній формі [3]:

$$\left. \begin{aligned} dV &= F_{пк} r_k \left( \sin \varphi + \frac{\lambda_k}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi; \\ dm &= \Delta m_{тц} \cdot dx; \\ dT &= \frac{1}{c_v m} (dQ_c + dQ_w) - T \frac{dm}{m} - (k-1) \frac{dV}{V} T; \\ \frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} &= \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T}. \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

Для використання комп'ютерної програми «DVS-2» необхідно підготувати таблицю початкових даних (Розділ 3). За результатами розрахунку циклу двигуна отримуємо параметри стану робочого тіла в циліндрі за цикл:

- кут повороту кривошипа  $\varphi$  (з кроком  $1^\circ$  ПКВ);
- тиск робочого тіла в циліндрі  $P$ , Па;
- температура робочого тіла в циліндрі  $T$ , К;
- маса робочого тіла в циліндрі  $m$ , г;
- поточний об'єм стиснення  $v$ ,  $m^3$ ,

а також величини індикаторних показників двигуна:

- індикаторна робота  $L_i$ , Дж/цикл;
- середній індикаторний тиск  $p_i$ , МПа;
- індикаторний ККД  $\eta_i$ ;
- питома індикаторна витрата палива  $g_i$ , кг/(кВт·год).

Далі розраховуються ефективні показники двигуна при роботі на номінальному режимі:

- ефективна потужність  $N_e$ , кВт;
- середній ефективний тиск  $p_e$ , МПа;
- ефективний ККД  $\eta_e$ ;
- питома ефективна витрата палива  $g_e$ , кг/(кВт·год);
- годинна витрата палива  $G_T$ , кг/год.

На базі отриманих результатів проведено розрахунок на міцність шатуна в основних критичних перерізах за методикою [15]. Повний розрахунок шатуна на міцність представлено в розділі 5. Зміна коефіцієнту наповнення необхідна для отримання різних значень максимального тиску в циліндрах і врахування, відповідно навантажень що діють від газових та інерційних сил.

### **2.3 Висновки з розділу**

Методи досліджень, використані в роботі, є загальноприйнятими при дослідженні навантаження, які діють на шатун, а обрання шатуна ПЛМ-40 в якості прототипа цілком відповідає меті роботи.

## 3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

### 3.1 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 [11].

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 [11], виконують оцінку очікуваної величини середнього ефективного тиску  $p_e$ . Так як наддув в конструйованому двигуні відсутній, то  $p_k = p_o = 101300$  Па, і тоді за графіком приймається:  $p_e = 0,477 \cdot 10^6$  Па.

Далі на основі формули ефективної потужності [11]

$$N_e = i \cdot V_h \cdot p_e \cdot \frac{n}{\tau} \quad (3.1)$$

Розраховуємо робочий об'єм даного циліндра:

$$V_h = \frac{60 \cdot \tau \cdot N_e}{i \cdot p_e \cdot n} = \frac{60 \cdot 1 \cdot 29,4 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,477 \cdot 10^6 \cdot 5800} = 0,0003188 \text{ м}^3, \quad (3.2)$$

де  $N_e$  – ефективна потужність двигуна, Вт;

$i$  – число циліндрів;

$p_e$  – середній ефективне тиск двигуна, Па;

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

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

Діаметр циліндра:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \frac{S_{\Pi}}{D_{\Pi}}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,0003188}{3,14 \cdot 0,8228}} = 0,079 \text{ м}, \quad (3.3)$$

де  $\frac{S_{\Pi}}{D_{\Pi}}$  – відношення ходу поршня до діаметру циліндра, для прототипу, [13]

$$\frac{S_{\Pi}}{D_{\Pi}} = \frac{0,079}{0,065} = 0,8228. \quad (3.4)$$

Зі стандартного ряду приймається діаметр найближчий за значенням, а саме  $D_{\Pi} = 0,079\text{м}$ ,

Хід поршня:

$$S_{\Pi} = D_{\Pi} \cdot \frac{S_{\Pi}}{D_{\Pi}} = 0,079 \cdot 0,8228 = 0,065 \text{ м}. \quad (3.5)$$

Приймається  $S_{\Pi} = 0,065 \text{ м}$ .

Радіус кривошипа:

$$r_k = \frac{S_{\Pi}}{2} = \frac{0,065}{2} = 0,0325 \text{ м}. \quad (3.6)$$

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  $Y = 0$ .

2. Форма розрахунку: номінальний.

3. Тип двигуна: бензиновий.

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

3.1 Теплота згоряння палива (дизельне паливо):

$$H_{ut} = 44000000 \text{ Дж/кг. [11]}$$

3.2 Показник процесу згоряння вибираємо на основі рекомендацій по дослідним даним. Для дизельного ДВЗ  $m_1 = 3,6$ .

4. Конструктивні дані.

4.1 Кількість циліндрів  $i = 2$ .

4.2 Рядний.

4.3 Діаметр циліндра  $D = 0,079 \text{ м}$ .

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

$$F_{\Pi} = \frac{\pi \cdot D_{\Pi}^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0,079^2}{4} = 0,004902 \text{ м}^2 \quad (3.7)$$

і може відрізнятись від площі поверхні теплообміну поршня.

4.5 Радіус кривошипа  $r_k$  розраховано при оціночному розрахунку:

$$r_k = 0,0325 \text{ м.}$$

4.6 Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна:

$$\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}} = \frac{0,0325}{0,124} = 0,262, \quad (3.8)$$

де  $L_{ш} = 0,124 \text{ м}$  – довжина шатуна.

Величина  $\lambda_k$  вибирається з практичних рекомендацій, для автотракторних ДВЗ  $\lambda_k = 0,25 \dots 0,32$ . Отримане значення входить до рекомендованого інтервалу. На прототипі проектного двигуна довжина шатуна  $L_{ш} = 0,124 \text{ м}$ .

4.7 Площа поверхні теплообміну поршня дизельних ДВЗ:

$$F'_{\text{п}} = (1,0 \dots 1,1)F_{\text{п}} = 1,1 \cdot 0,004902 = 0,005392 \text{ м}^2. \quad (3.9)$$

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

4.8 Площа теплообміну кришки  $F_{\text{к}}$  залежить від конструкції камери стиснення:

$$F'_{\text{к}} = (1,1 \dots 1,3)F_{\text{п}} = 1,3 \cdot 0,004902 = 0,006373 \text{ м}^2. \quad (3.10)$$

4.9 Об'єм камери стиснення розраховуємо по співвідношенню:

$$V_{\text{с}} = \frac{\pi}{2} \cdot D_{\text{п}}^2 \cdot r_{\text{к}} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} = \frac{3,14}{2} \cdot 0,079^2 \cdot 0,0325 \cdot \frac{1}{7-1} = 0,0000531 \text{ м}^3. \quad (3.11)$$

5. Наддув двигуна.

5.1 Проектується двигун без наддуву. Тиск на вході в двигун.  $p_{\text{к}} = 101300 \text{ Па}$ .

5.2 Температура повітря на вході в двигун відповідає температурі навколишнього середовища

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

$p_0 = 101300$  – атмосферний тиск Па.

6. Регульовальні дані.

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

$$\varphi_{\text{с}} = 360^\circ - \Delta\varphi_{\text{оп}} = 360^\circ - 15^\circ = 165^\circ, \quad (3.13)$$

де  $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 10^\circ \dots 25^\circ$  — величина, що залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згорання на прототипі проєктованого двигуна  $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 15^\circ$ .

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

$$\varphi_z = \varphi_c - \Delta\varphi_{\text{сг}} = 165^\circ - 60^\circ = 225^\circ. \quad (3.14)$$

Для бензинових ДВЗ  $\Delta\varphi_{\text{сг}} = 40^\circ \dots 80^\circ$  на прототипі проектованого двигуна  $\Delta\varphi_{\text{сг}} = 60^\circ$ ,

7. Режимні данні.

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

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 5800}{60} = 607,4 \text{ с}^{-1}. \quad (3.15)$$

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

Для бензинових ДВЗ:  $\alpha = 0,8 \dots 1,2$ , [11]; приймаємо  $\alpha = 0,85$ .

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

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі:

$$\Delta m_{\text{вц}} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 0,0003188 \cdot 1,205 \cdot 0,5491 = 0,0002108 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}, \quad (3.16)$$

де

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{101300}{287 \cdot 293} = 1,205 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad (3.17)$$

де  $R$  – газова стала для повітря;

$$p_k = 101300 \text{ Па};$$

$$T_k = 293 \text{ К}.$$

Коефіцієнт наповнення дорівнює:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_r} = \quad (3.18)$$

$$= \frac{7}{7 - 1} \cdot \frac{101300 - 20260}{101300} \cdot \frac{293}{293 + 40 + 0,15 \cdot 1100} = 0,5491,$$

де  $\Delta p_{\text{вп}} = (0,05 \dots 0,15) \cdot p_k = 0,2 \cdot p_k = 0,2 \cdot 101300 = 20260$  Па – втрата тиску на впуску;

$\Delta T = 0 \dots 40$  К – підігрів заряду на впуску, для двотактних ДВЗ з кривошипно-камерною продувкою, приймається  $\Delta T = 40$  К;

$\gamma = 0 \dots 0,1$  – приймається  $\gamma = 0,15$  – коефіцієнт залишкових газів;

$T_r = (700 \dots 1000)$  К – приймається  $T_r = 1100$  К – температура залишкових газів.

Циклова масова подача палива:

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot l_0} = \frac{0,0002108}{0,85 \cdot 14,96} = 0,00001658 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}, \quad (3.19)$$

де  $l_0 = 14,96$  кг/кг – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг бензину.

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  $T_w = 420 \dots 470$  К, зі сталі і чавуну –  $T_w = 550 \dots 650$  К. Приймається  $T_w = 450$  К.

## 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  $\varphi$  відповідає положенню поршня у ВМТ.

8.1 Початковий тиск:

$$p_a = p_k - \Delta p_{вп} = 101300 - 20260 = 81040 \text{ Па.} \quad (3.20)$$

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

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{вп} + \gamma T_k) = \frac{1}{1 + 0,15} (293 + 40 + 0,15 \cdot 1100) = 433 \text{ К.} \quad (3.21)$$

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

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{вц} = (1 + 0,15) \cdot 0,0002108 = 0,0002424 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}. \quad (3.22)$$

8.4 Початковий об'єм циліндра:

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{7}{7 - 1} \cdot 0,0003188 = 0,0003717 \text{ м}^3. \quad (3.23)$$

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

$$p_a V_a = R m_a T_a; \quad (3.24)$$

$$81040 \cdot 0,0003717 = 287 \cdot 0,0002424 \cdot 433;$$

$$30,12 \text{ Дж} = 30,12 \text{ Дж};$$

$$\Delta = \frac{30,12 - 30,12}{30,12} \cdot 100\% = 0\%. \quad (3.25)$$

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:

$$m_A = m_{\Pi} + (0,2 \dots 0,3)m_{\text{ш}} = 0,392 + 0,25 \cdot 0,49 = 0,514 \text{ кг}, \quad (3.26)$$

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

З табл. 8.1[12], використовуючи конструктивні дані маси і площі поршня визначимо:

Маса поршневої групи:

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} \cdot F_{\Pi} = 80 \cdot 0,005392 = 0,55 \text{ кг}, \quad (3.27)$$

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

Приймаємо  $m'_{\Pi} = 80 \text{ кг/м}^2$ ;

$F_{\Pi}$  – площа поршня,  $\text{м}^2$ .

Маса шатуна:

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} \cdot F_{\Pi} = 100 \cdot 0,005392 = 0,49 \text{ кг}, \quad (3.28)$$

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

Приймаємо  $m'_{\text{ш}} = 100 \text{ кг/м}^2$ .

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

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

Таблиця 3.1 – Вихідні дані для розрахунку робочого циклу двигуна до програми DVS-2.

| №<br>п/п                                | Найменування<br>величини           | Чисельні величини    |            | Позначення та одиниці<br>виміру |
|---|------------------------------------|----------------------|------------|---------------------------------|
|   |                                    | Номинальний<br>режим |            |                                 |
| 1                                       | Код двигуна                        | 0                    |            |                                 |
| 2                                       | Вид розрахунку                     | 1                    |            |                                 |
| 3                                       | Тип двигуна                        |                      |            |                                 |
|   | 1.Теплота згорання палива          | 44000000             |            | $H_{шт}, ДЖ/КГ$                 |
|   | 2.Показник процесу згорання        | 3,6                  |            | $m_1$                           |
| 4                                       | Конструктивні дані                 |                      |            |                                 |
|   | 1.Кількість циліндрів              | 2                    |            | $i$                             |
|   | 2.Рядний                           | 1                    |            | $\gamma = 0$                    |
|   | 3.Діаметр циліндра                 | 0,079                |            | $D, м$                          |
|   | 4.Площа поршня                     | 0,004902             |            | $F_{п}, м^2$                    |
|   | 5.Радіус кривошипа                 | 0,0325               |            | $r_к, м$                        |
|   | 6.Відношення $\lambda=r_к / L_{ш}$ | 0,262                |            | $\lambda_к$                     |
|   | 7.Площа теплообміну поршня         | 0,005392             |            | $F'_{п}, м^2$                   |
|   | 8.Площа теплообміну кришки         | 0,006373             |            | $F_к, м^2$                      |
| 9.Об'єм камери стиснення                | 0,0000531                          |                      | $V_с, м^3$ |                                 |
| 5                                       | Наддув                             |                      |            |                                 |
|   | 1.Тиск наддуву                     | 101300               |            | $p_к, Па$                       |
|   | 2.Температура наддувочного повітря | 293                  |            | $T_к, К$                        |
| 6                                       | Регульовальні дані                 |                      |            |                                 |
|   | 1.Кут початку згорання             | 165                  |            | $\varphi_с, град$               |
|   | 2.Кут кінця згорання               | 225                  |            | $\varphi_z, град$               |
| 7                                       | Режимні дані                       |                      |            |                                 |
|   | 1.Кутова швидкість валу            | 607,4                |            | $\omega, рад/с$                 |
|   | 2.Коефіцієнт надлишку повітря      | 0,85                 |            | $\alpha$                        |
|   | 3.Циклова подача палива            | 0,00001658           |            | $m_{тп}, кг/цикл$               |
|   | 4.Середня температура стінок       | 450                  |            | $T_w, К$                        |
| 8                                       | Початкові умови                    |                      |            |                                 |
|   | 1.Тиск                             | 81040                |            | $p_a, Па$                       |
|   | 2.Температура                      | 433                  |            | $T_a, К$                        |
|   | 3.Маса робочого тіла               | 0,0002424            |            | $m_a, кг/цикл$                  |
|   | 4.Об'єм робочої порожнини          | 0,0003717            |            | $V_a, м^3$                      |
| 9                                       | Дані до динамічного розрахунку     |                      |            |                                 |
| 1.Маса частин, що рухаються поступально | 0,514                              |                      | $m_a, кг$  |                                 |
| 10                                      | Розрахунковий крок                 | 1                    |            | $\Delta\varphi^{\circ}$         |

Студент групи: Т-412м

С.С. Кікоть

Викладач -консультант:

В.В. Слинько

Середні крутні моменти за результатами розрахунку.

Середній за цикл індикаторний момент для одного циліндра:

$$(M'_i)_{cp} = 34,13 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Середній за цикл індикаторний момент для всього двигуна:

$$(M_i)_{cp} = 68,26 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

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

$$(M_e)_{cp} = 47,78 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

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

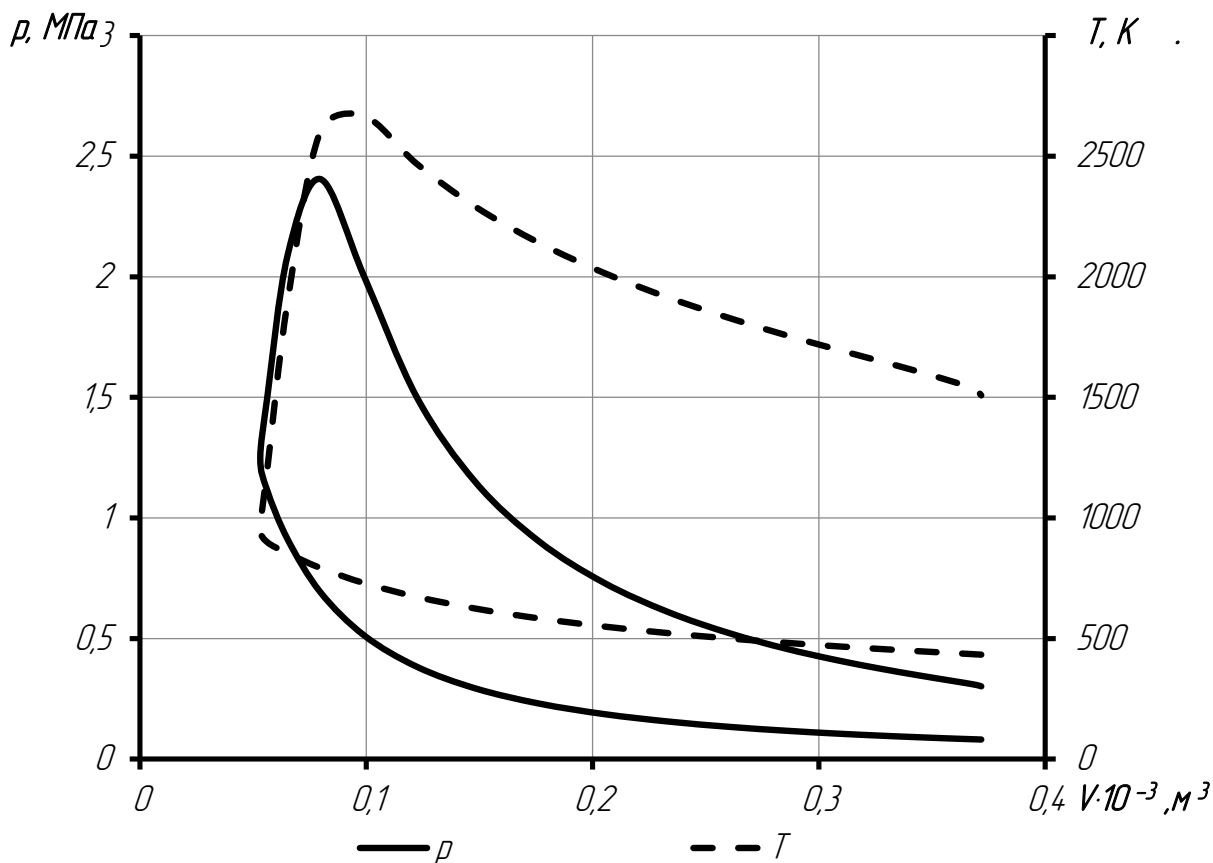
$$M_e = 48,39 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Після введення числових значень з табл. 3.1 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  $\varphi$ , 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  $\eta_i$ , питома індикаторна витрата палива  $g_i$ .

За даними теплового розрахунку будують індикаторні діаграми в системах координат  $p - V$  і  $T - V$  (рис.3.1).



$p$  – тиск, Па,  $T$  – температура, К,  $V$  – об'єм,  $\text{м}^3$

Рисунок 3.1 – Індикаторна діаграма

### 3.2 Контроль результатів розрахунку

Відповідно до протоколу теплового розрахунку (табл. 3.1) індикаторна робота циклу  $L_i = 217,2$  Дж/цикл,

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

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m, \quad (3.29)$$

$$N_e = 2 \cdot 217,2 \cdot \frac{96,7}{1} \cdot 0,7 = 29,39 \text{ кВт},$$

де  $n = 5800 \text{ мин}^{-1} = 96,7 \text{ с}^{-1}$ ,

$\eta_m$  – механічний ККД двигуна, що враховує вплив механічних втрат, його значення для бензинових ДВЗ знаходиться в межах 0,70 ... 0,80;

$\eta_m = 0,7$  – прийнято по прототипу проєктованого двигуна.

Похибка розрахунку:

$$\frac{N_e^p - N_e}{N_e} \cdot 100\% = \frac{29,39 - 29,4}{29,4} \cdot 100\% = -0,03401\%. \quad (3.30)$$

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

Середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 0,6816 \cdot 0,7 = 0,4771 \text{ МПа}. \quad (3.31)$$

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,298 \cdot 0,7 = 0,2084. \quad (3.32)$$

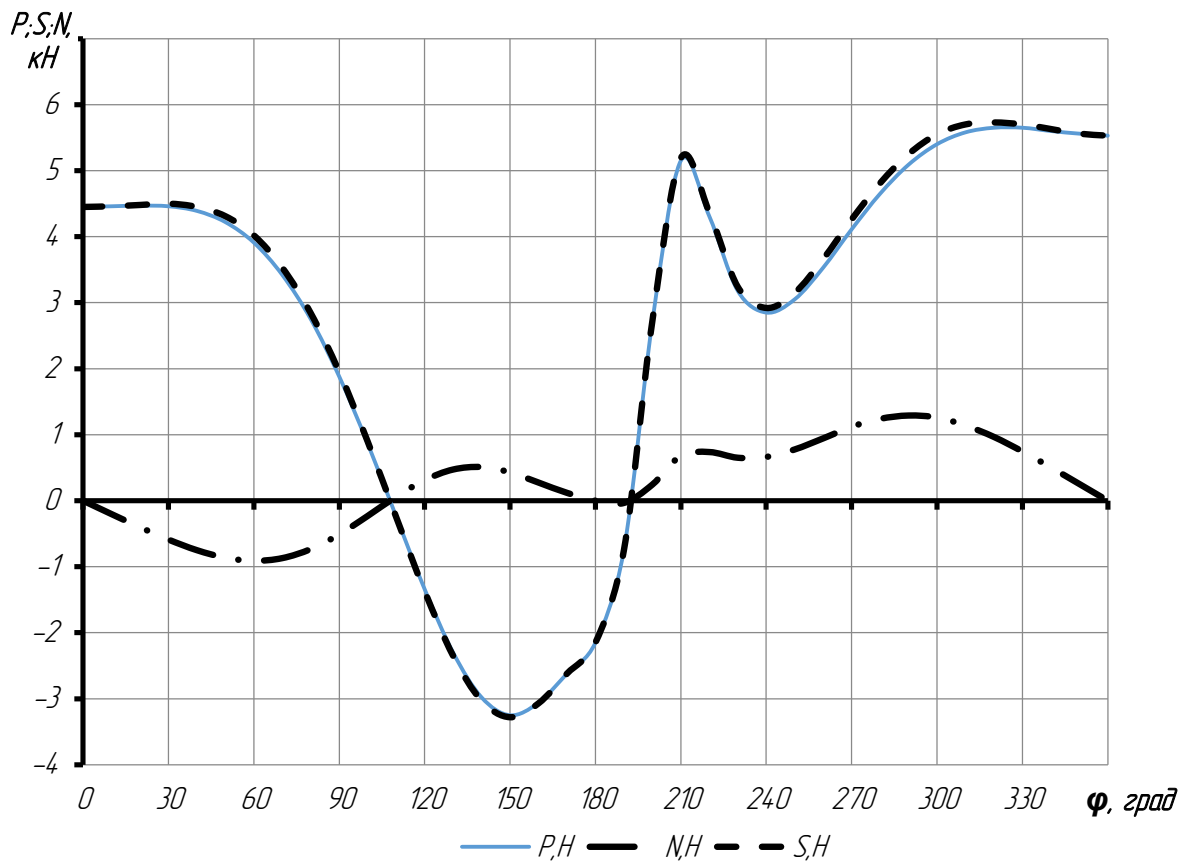
Питома ефективна витрата палива:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,275}{0,7} = 0,3926 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{час}}. \quad (3.33)$$

## 4 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

Динамічний розрахунок двигуна виконують за методикою [13] з метою визначення сил та моментів, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму.

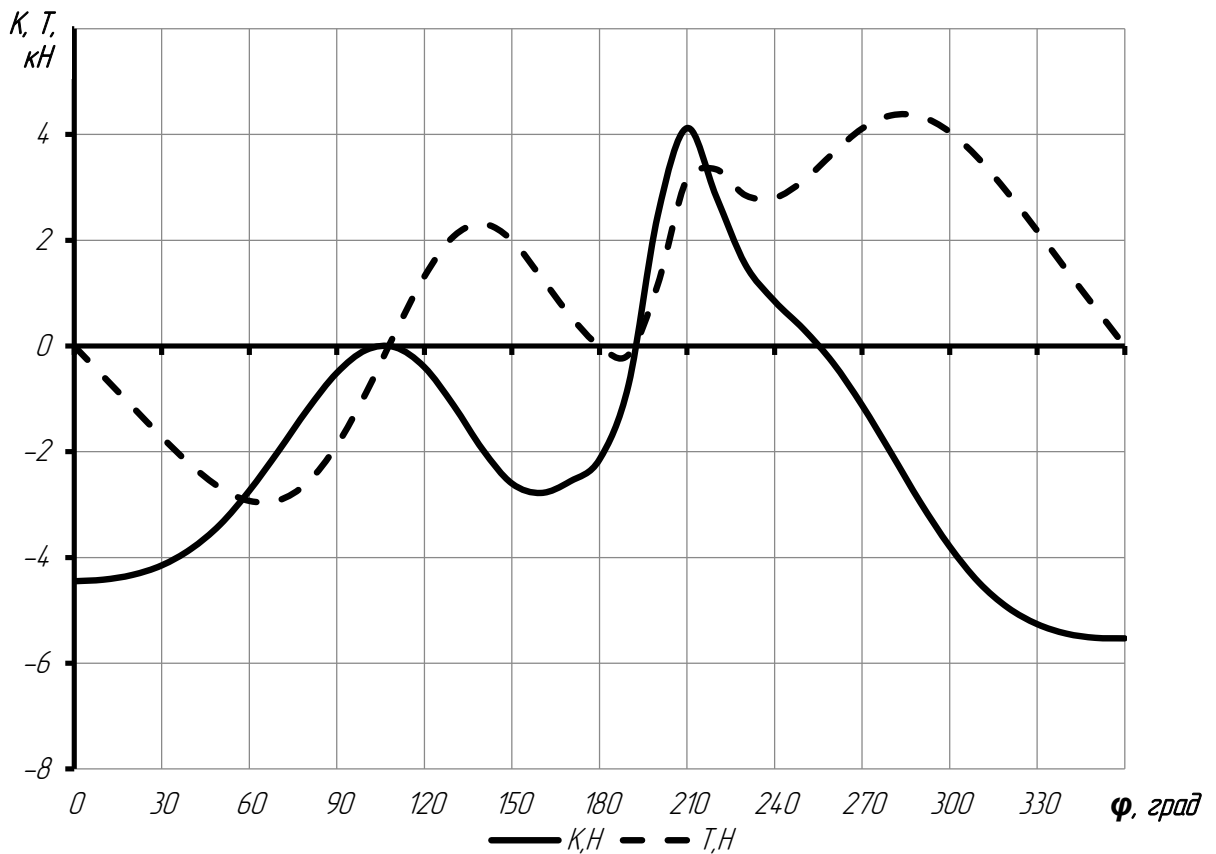
За результатами динамічного розрахунку будують діаграми залежностей осьової сили на поршень  $P_p$ , бічної сили на поршень  $N$  і сили на шатун  $S$  (рис. 4.1), нормальної сили на кривошип  $K$  і тангенціальної сили на кривошип  $T$  (рис. 4.2) від кута повороту кривошипа  $\varphi$ .



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

$S$  – сила, що діє уздовж шатуна,  $H$ .

Рисунок 4.1 – Сили, що діють на поршень і шатун



$T$  – тангенціальна сила, що діє на кривошип, Н;  $K$  – нормальна сила, що діє на кривошип, Н

Рисунок 4.2 – Сили, що діють на кривошип

#### 4.1 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму

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

Маса поршневої групи:

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} \cdot F_{\Pi} = 80 \cdot 0,004902 = 0,392 \text{ кг}, \quad (4.1)$$

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

$F_{\Pi}$  – площа поршня,  $\text{м}^2$ .

Маса шатуна:

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} \cdot F_{\text{п}} = 100 \cdot 0,004902 = 0,49 \text{ кг}, \quad (4.2)$$

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

Маса шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця:

$$m_{\text{шп}} = 0,25 \cdot m_{\text{ш}} = 0,25 \cdot 0,49 = 0,123 \text{ кг}. \quad (4.3)$$

Маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа:

$$m_{\text{шк}} = (1 - 0,25) \cdot m_{\text{ш}} = (1 - 0,25) \cdot 0,49 = 0,367 \text{ кг}. \quad (4.4)$$

Маса неврівноважених частин одного коліна валу без противаг:

$$m_{\text{к}} = m'_{\text{к}} \cdot F_{\text{п}} = 100 \cdot 0,004902 = 0,49 \text{ кг}, \quad (4.5)$$

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

Маси, які виконують зворотно-поступальний рух:

$$m_{\text{j}} = m_{\text{п}} + m_{\text{шп}} = 0,392 + 0,123 = 0,514 \text{ кг}. \quad (4.6)$$

Маси, які виконують обертальний рух:

$$m_{\text{R}} = m_{\text{к}} + m_{\text{шк}} = 0,49 + 0,367 = 0,858 \text{ кг}. \quad (4.7)$$

## 4.2 Сили інерції обертових мас

Сили інерції, що діють в кривошипно-шатунного механізму, відповідно до характеру руху приведених мас підрозділяють на сили поступально рухомих мас  $P_{\text{j}}$  і відцентрові сили інерції обертових мас  $K_{\text{R}}$  (рис. 4.3).

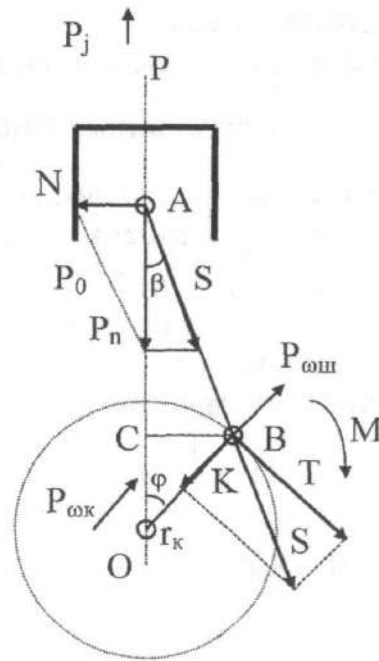


Рисунок 4.3 – Схема дії сил в кривошипно-шатунному механізмі

Відцентрова сила інерції обертових мас:

$$K_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2, \quad (4.8)$$

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

$R$  – радіус кривошипа, м;

$\omega$  – кутова швидкість колінчастого валу,  $c^{-1}$ .

$$K_R = -0,858 \cdot 0,0325 \cdot 607,4^2 = -10,275 \text{ кН}. \quad (4.9)$$

Відцентрова сила інерції  $K_R$  є результуючою двох сил:

– сили інерції обертових мас шатуна:

$$K_{Rш} = -m_{шк} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3}, \quad (4.10)$$

$$K_{Rш} = -0,367 \cdot 0,0325 \cdot 607,4^2 = -4,4 \text{ кН};$$

– сили інерції обертових мас кривошипа:

$$K_{Rk} = -m_k \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3}, \quad (4.11)$$

$$K_{Rk} = -0,49 \cdot 0,0325 \cdot 607,4^2 = -5,875 \text{ кН.}$$

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

### 4.3 Сили, що діють на шатунну і корінну шийки колінчастого валу

Шатунна шийка:

Результуюча сила, що діє на шатунну шийку:

$$R_{шш} = \sqrt{T^2 + P_k^2}, \text{ кН}, \quad (4.12)$$

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

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

$$P_k = K + K_{Rш}, \quad (4.13)$$

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

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

При  $\varphi = 6^\circ$ :

$$P_k = -4,44 + (-4,4) = -8,84 \text{ кН,}$$

тоді

$$R_{шш} = \sqrt{(-0,344)^2 + (-8,84)^2} = 8,85 \text{ кН.}$$

Результуюча сила, що діє на коліно валу:

$$R_K = \sqrt{T^2 + K_{PK}^2}, \quad (4.14)$$

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

$$K_{PK} = P_K + K_{RK} = K + K_{Rш} + K_{RK} = K + K_R; \quad (4.15)$$

$$K_{PK} = -4,44 + (-10,275) = -14,7 \text{ кН},$$

тоді

$$R_K = \sqrt{(-0,344)^2 + (-14,7)^2} = 14,7 \text{ кН}.$$

Всі інші значення повних сил при різних кутах повороту колінчастого валу  $\varphi$  наведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Значення повних сил при різних кутах повороту колінчастого валу

| $\varphi^\circ$ | Повні сили |       |           |               |              |           |
|-----------------|------------|-------|-----------|---------------|--------------|-----------|
|                 | K, Н       | T, Н  | $P_K$ , Н | $R_{III}$ , Н | $K_{PK}$ , Н | $R_K$ , Н |
| 0               | -4450      | 0     | -8850     | 8850          | -14700       | 14700     |
| 10              | -4420      | -574  | -8820     | 8840          | -14700       | 14700     |
| 20              | -4330      | -1150 | -8730     | 8810          | -14600       | 14700     |
| 30              | -4150      | -1720 | -8550     | 8720          | -14400       | 14500     |
| 40              | -3840      | -2250 | -8240     | 8550          | -14100       | 14300     |
| 50              | -3380      | -2680 | -7780     | 8220          | -13700       | 13900     |
| 60              | -2740      | -2930 | -7140     | 7720          | -13000       | 13300     |
| 70              | -1990      | -2920 | -6390     | 7020          | -12300       | 12600     |
| 80              | -1200      | -2580 | -5600     | 6160          | -11500       | 11800     |
| 90              | -511       | -1880 | -4910     | 5260          | -10800       | 10900     |
| 100             | -77,3      | -892  | -4480     | 4570          | -10400       | 10400     |
| 110             | -24,8      | 246   | -4420     | 4430          | -10300       | 10300     |
| 120             | -399       | 1310  | -4800     | 4980          | -10700       | 10800     |
| 130             | -1120      | 2070  | -5520     | 5890          | -11400       | 11600     |
| 140             | -1960      | 2310  | -6360     | 6770          | -12200       | 12400     |
| 150             | -2600      | 2000  | -7000     | 7280          | -12900       | 13000     |
| 160             | -2780      | 1300  | -7180     | 7290          | -13100       | 13100     |
| 170             | -2560      | 572   | -6960     | 6980          | -12800       | 12800     |
| 180             | -2150      | 0     | -6550     | 6550          | -12400       | 12400     |
| 190             | -733       | -164  | -5130     | 5140          | -11000       | 11000     |
| 200             | 2470       | 1160  | -1930     | 2250          | -7810        | 7890      |
| 210             | 4120       | 3160  | -281      | 3180          | -6160        | 6920      |
| 220             | 2830       | 3340  | -1570     | 3690          | -7450        | 8160      |
| 230             | 1540       | 2850  | -2860     | 4040          | -8730        | 9190      |
| 240             | 849        | 2800  | -3550     | 4520          | -9430        | 9830      |
| 250             | 315        | 3130  | -4080     | 5150          | -9960        | 10400     |
| 260             | -316       | 3640  | -4720     | 5960          | -10600       | 11200     |
| 270             | -1120      | 4110  | -5520     | 6880          | -11400       | 12100     |
| 280             | -2030      | 4360  | -6430     | 7770          | -12300       | 13100     |
| 290             | -2960      | 4340  | -7360     | 8540          | -13200       | 13900     |
| 300             | -3790      | 4050  | -8190     | 9140          | -14100       | 14600     |
| 310             | -4470      | 3540  | -8870     | 9550          | -14700       | 15200     |
| 320             | -4950      | 2890  | -9350     | 9790          | -15200       | 15500     |
| 330             | -5260      | 2180  | -9660     | 9910          | -15500       | 15700     |
| 340             | -5440      | 1440  | -9840     | 9940          | -15700       | 15800     |
| 350             | -5520      | 716   | -9920     | 9940          | -15800       | 15800     |
| 360             | -5530      | 0     | -9930     | 9930          | -15800       | 15800     |

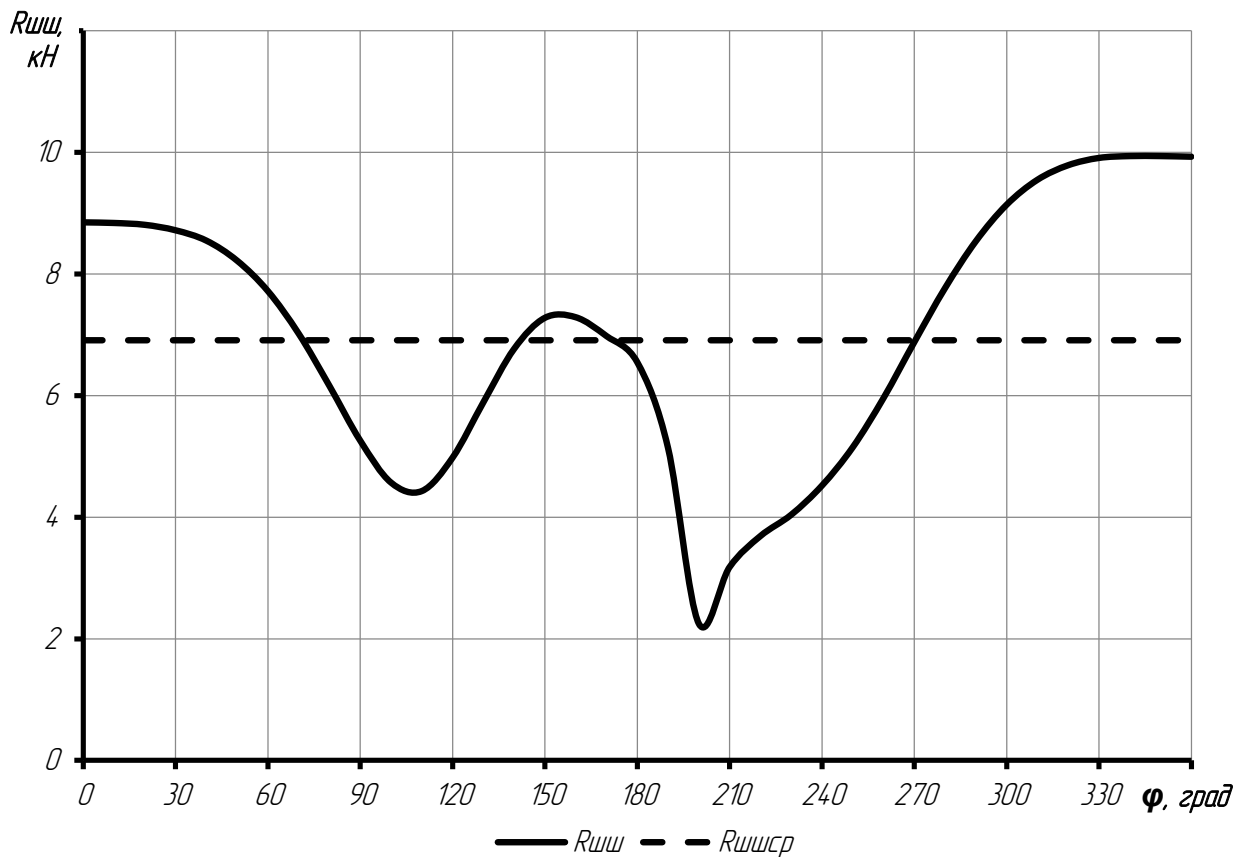


Рисунок 4.4 – Діаграма навантаження на шатунну шийку в прямокутних координатах

Графічна побудова сили  $R_{шш}$  в залежності від кута повороту кривошипа здійснюється у вигляді полярної діаграми (рис. 4.5) з полюсом в точці  $O_{ш}$ . Для отримання полярної діаграми, кінці результуючих сил  $R_{шш}$  з'єднують послідовно в порядку наростання кутів плавною кривою.

Для визначення середньої результуючої сили за цикл  $R_{шш.ср}$ , а також її максимального  $R_{шш.мах}$  і мінімального  $R_{шш.мін}$  значень полярну діаграму перебудовують в прямокутні координати в функції кута повороту колінчастого валу (рис. 4.6). Аналогічно знаходять значення навантажень на корінні шийки:

$$R_{шш \max} = 9,95 \text{ кН};$$

$$R_{кш \max} = 14,45 \text{ кН};$$

$$R_{шш \min} = 2,09 \text{ кН};$$

$$R_{кш \min} = 10,32 \text{ кН};$$

$$R_{шш \text{ ср}} = 6,91 \text{ кН};$$

$$R_{кш \text{ ср}} = 12,29 \text{ кН}.$$

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

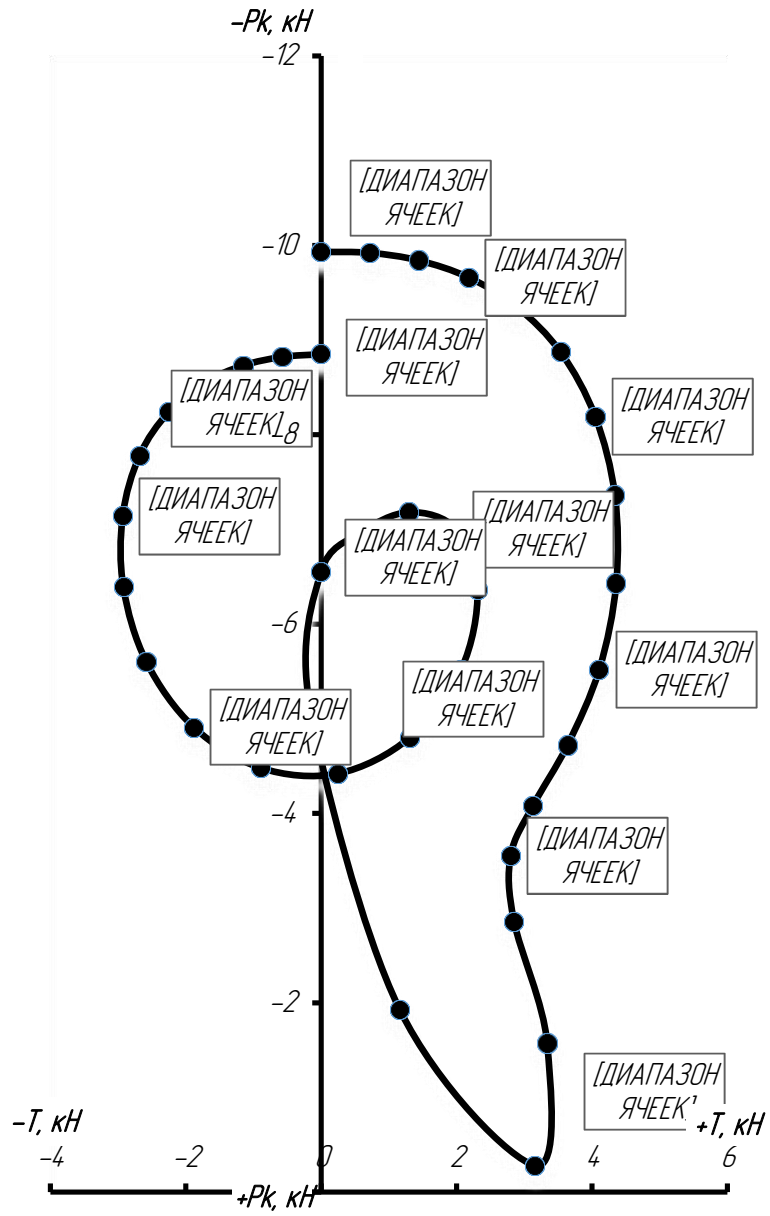


Рисунок 4.5 – Сили, що діють на шатунну шийку (полярна діаграма)

#### 4.4 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  $(M_i)_{\text{ср}} = 34,13 \text{ Н}\cdot\text{м}$  і сумарний середній індикаторний крутний момент двигуна  $(M_{\text{сум}})_{\text{ср}} = 68,26 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

За даними протоколу динамічного розрахунку будують діаграму крутного моменту від одного циліндра (діаграму сумарного індикаторного крутного моменту на вихідному валу двигуна) (рис.4.6).

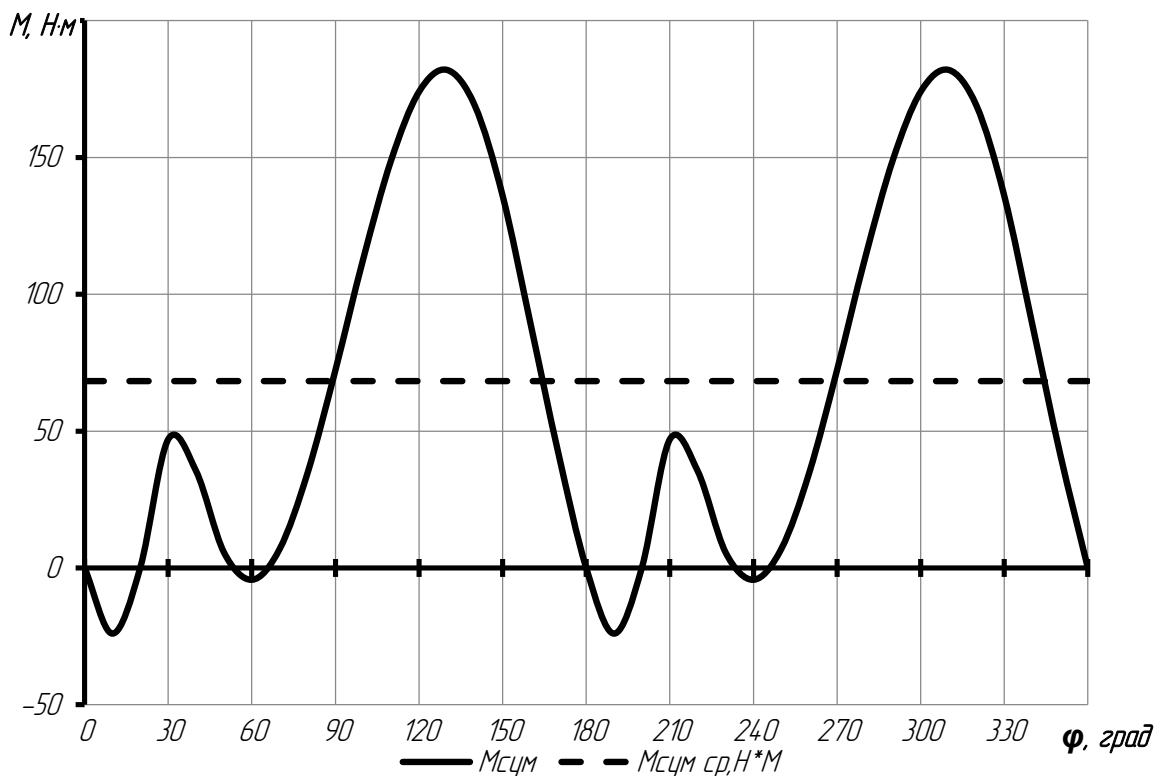


Рисунок 4.6 – Діаграма сумарного індикаторного крутного моменту на вихідному валу двигуна

## 5 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ

### 5.1 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  $p_{z \max} = 2,411 \text{ МПа}$  при  $n = 5800 \text{ хв}^{-1}$ ,  $\varphi = 209^\circ$ ;
- маса поршневої групи  $m_{\text{п}} = 0,392 \text{ кг}$ ;
- маса шатунної групи  $m_{\text{ш}} = 0,49 \text{ кг}$ ;
- $n_{\text{х.х.мак}} = 6400 \text{ мин}^{-1}$ ;
- хід поршня  $S = 65 \text{ мм}$ ;
- площа поршня  $F_{\text{п}} = 0,004902 \text{ м}^2$ ;
- відношення  $R/L$ :  $\lambda = 0,262$ .

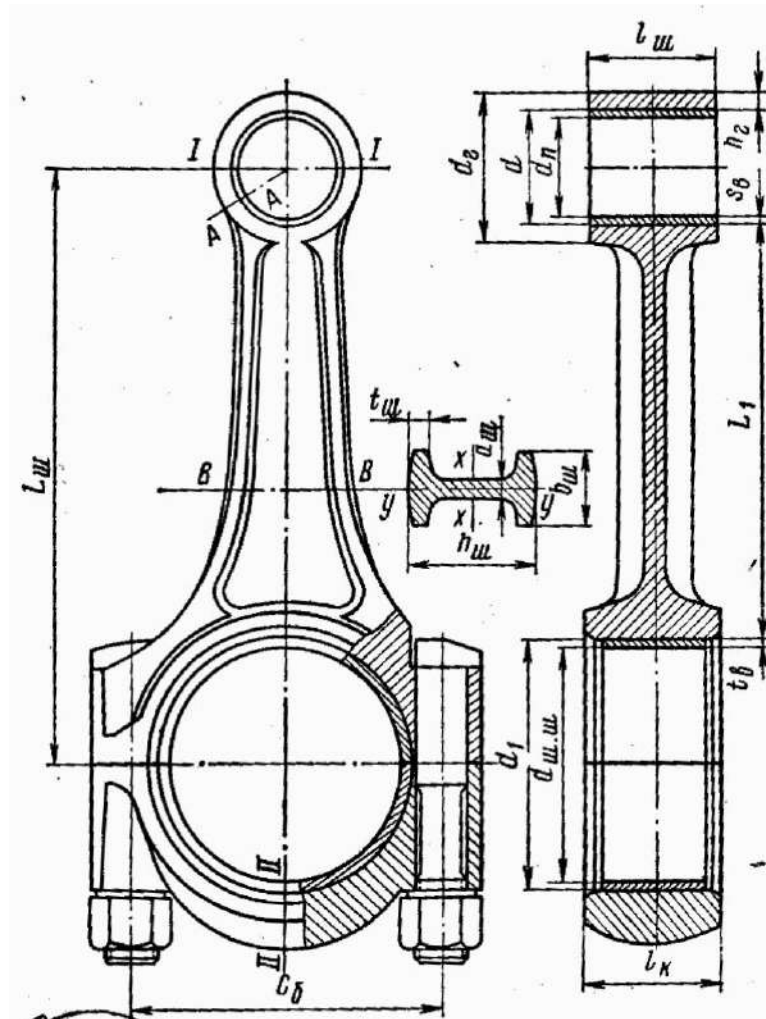


Рисунок 5.5 – Розрахункова схема шатунної групи

З розрахунку поршневої групи маємо:

- діаметр поршневого пальця  $d_p = 18$  мм;
- довжина поршневої головки шатуна  $l_{ш} = 16$  мм;
- зовнішній діаметр головки  $d_r = 32$  мм;
- внутрішній діаметр головки  $d = 22$  мм;
- радіальна товщина стінки головки  $h_r = \frac{(d_r - d)}{2} = \frac{(32 - 22)}{2} = 5$  мм;
- радіальна товщина стінки втулки  $s_b = 2$  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 12Х2Н2 [3]:

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

Розрахункові коефіцієнти:

при згині:

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} = \frac{420}{800} = 0,525; \quad (5.1)$$

$$\frac{(\beta_\sigma - \alpha_\sigma)}{(1 - \beta_\sigma)} = \frac{(0,525 - 0,23)}{(1 - 0,525)} = 0,6211; \quad (5.2)$$

при розтягуванні-стисканні:

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T} = \frac{300}{800} = 0,375; \quad (5.3)$$

$$\frac{(\beta_\sigma - \alpha_\sigma)}{(1 - \beta_\sigma)} = \frac{(0,375 - 0,13)}{(1 - 0,375)} = 0,392. \quad (5.4)$$

Поршнева головка шатуна.

Розрахунок перерізу I-I.

Максимальне напруження пульсуючого циклу:

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \frac{(m_{II} + m_{B,r}) \cdot \omega_{x,x,\max}^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}}{2 \cdot h_r \cdot l_{III}} = \quad (5.5) \\ &= \frac{(0,392 + 0,0392) \cdot 670,2^2 \cdot 0,0325 \cdot (1 + 0,262) \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 0,005 \cdot 0,016} = 49,65 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

де  $m_{в.г} = (0,06 \dots 0,09)m_{ш} = 0,08 \cdot 0,49 = 0,0392$  кг – маса частини головки вище перерізу I-I;

$$\omega_{x.x.max} = \frac{\pi \cdot n_{x.x.max}}{30} = \frac{3,14 \cdot 6400}{30} = 670,2 \text{ с}^{-1}. \quad (5.6)$$

Середнє напруження і амплітуда напружень:

$$\sigma_{m0} = \sigma_{a0} = \frac{\sigma_{max}}{2} = \frac{49,65}{2} = 24,83 \text{ МПа}, \quad (5.7)$$

$$\sigma_{ак0} = \frac{\sigma_{a0} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II}} = \frac{24,83 \cdot 1,304}{0,76 \cdot 0,7} = 60,86 \text{ МПа}, \quad (5.8)$$

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;

$\varepsilon_M = 0,76$  – масштабний коефіцієнт, визначений за табл. 11.7 [13];

$\varepsilon_{II} = 0,7$  – коефіцієнт поверхневої чутливості, визначений за табл. 11.8 [13].

Запаси міцності поршневої головки шатуна в перерізі I-I:

за границею витривалості:

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{ак0} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{m0}} = \frac{300}{(60,86 + 0,13 \cdot 24,83)} = 4,681, \quad (5.9)$$

за границею плинності:

$$n_{\sigma T} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{a0} + \sigma_{m0}} = \frac{800}{60,86 + 24,83} = 9,336. \quad (5.10)$$

Так як:

$$\frac{\sigma_{ак0}}{\sigma_{m0}} = \frac{60,86}{24,83} = 2,45107 \geq \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,392,$$

запас міцності перерізу I-I визначають за границею витривалості:

$$n_{\sigma} = 4,681.$$

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

Напруження від запресованої втулки:

сумарний натяг:

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t = 0,04 + 0,01936 = 0,05936 \text{ мм}, \quad (5.11)$$

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

$$\begin{aligned} \Delta_t &= d \cdot (\alpha_B - \alpha_{\Gamma}) \cdot \Delta T = 22(18 \cdot 10^{-5} - 10 \cdot 10^{-5}) \cdot 110 \\ &= 0,01936 \text{ мм}, \end{aligned} \quad (5.12)$$

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

Питомий тиск на поверхні стикання втулки з головкою:

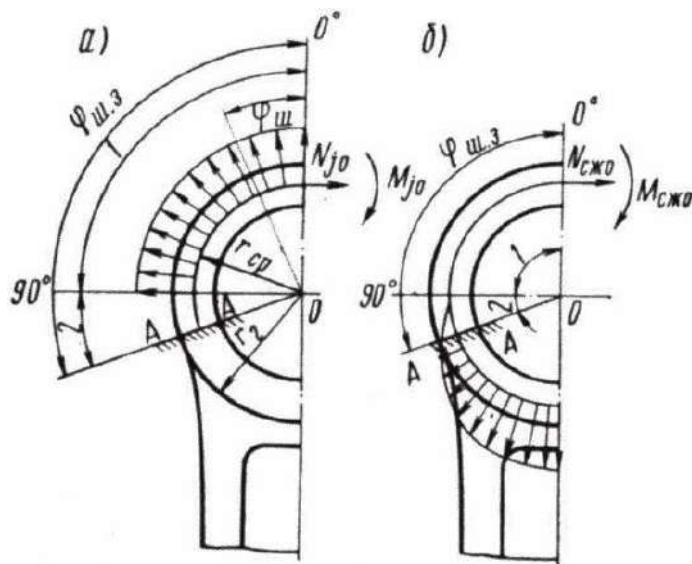
$$P = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \cdot \left[ \frac{(d_{\Gamma}^2 + d^2) / (d_{\Gamma}^2 + d^2) + \mu}{E_{\text{ш}}} + \frac{(d^2 + d_{\text{п}}^2) / (d^2 - d_{\text{п}}^2) - \mu}{E_B} \right]} \quad (5.13)$$

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;

$$P = \frac{0,00005936}{0,022 \cdot \left[ \frac{0,032^2 + 0,022^2}{2,2 \cdot 10^{-5}} + 0,3 + \frac{0,022^2 + 0,018^2}{1,15 \cdot 10^{-5}} - 0,3 \right]} = 48,74 \text{ МПа}.$$



а – при розтягуванні; б – при стисненні

Рисунок 5.6 – Розрахункова схема поршневої головки шатуна:

Напруження від сумарного натягу на внутрішній поверхні головки:

$$\sigma'_i = \frac{P \cdot (d_r^2 + d^2)}{d_r^2 - d^2} = \frac{48,74 \cdot (0,032^2 + 0,022^2)}{0,032^2 - 0,022^2} = 136,1 \text{ МПа.} \quad (5.14)$$

Напруження від сумарного натягу на зовнішній поверхні головки:

$$\sigma'_a = \frac{P \cdot 2 \cdot d^2}{d_r^2 - d^2} = \frac{48,74 \cdot 2 \cdot 0,022^2}{0,032^2 - 0,022^2} = 87,37 \text{ МПа.} \quad (5.15)$$

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

$$\begin{aligned} P_{jn} &= -m_n \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda) = \\ &= -0,392 \cdot 0,0325 \cdot 607,4^2 \cdot (1 + 0,262) = -5,932 \text{ кН,} \end{aligned} \quad (5.16)$$

де

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_N}{30} = \frac{3,14 \cdot 5800}{30} = 607,4 \text{ с}^{-1}. \quad (5.17)$$

Нормальна сила і згинальний момент в перерізі 0-0:

$$\begin{aligned} N_{j0} &= -P_{jn}(0,572 - 0,0008\varphi_{ш.з}) = \\ &= -(-5,932)(0,572 - 0,0008 \cdot 120) = 2,824 \text{ Н}; \end{aligned} \quad (5.18)$$

$$\begin{aligned} M_{j0} &= P_{jn} \cdot r_{cp}(0,00033\varphi_{ш.з} - 0,0297) = \\ &= -(-5,932) \cdot 0,0135 \cdot (0,00033 \cdot 120 - 0,0297) = 0,7928 \text{ Н} \cdot \text{м}, \end{aligned} \quad (5.19)$$

де  $\varphi_{ш.з} = 120^\circ$  – кут закладення;

$$r_{cp} = \frac{d_r + d}{4} = \frac{32 + 22}{4} = 13,5 \text{ мм}. \quad (5.20)$$

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

$$\begin{aligned} N_{j\varphi_{ш.з}} &= N_{j0} \cdot \cos \varphi_{ш.з} - 0,5 \cdot P_{jn} \cdot (\sin \varphi_{ш.з} - \cos \varphi_{ш.з}) = \\ &= 2,824 \cdot \cos(120^\circ) - 0,5 \cdot (-5,932) \cdot (\sin(120^\circ) - \cos(120^\circ)) = 2,64 \text{ кН}; \end{aligned} \quad (5.21)$$

$$\begin{aligned} M_{j\varphi_{ш.з}} &= M_{j0} + N_{j0} \cdot r_{cp} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш.з.}) + 0,5 \cdot P_{jn} \times \\ &\quad \times r_{cp} \cdot (\sin \varphi_{ш.з.} - \cos \varphi_{ш.з.}) = \\ &= 0,7928 + 2,824 \cdot 0,0135 \cdot (1 - \cos(120^\circ)) + 0,5 \cdot -5,932 \times \\ &\quad \times 0,0135 \cdot (\sin(120^\circ) - \cos(120^\circ)) = 3,282 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned} \quad (5.22)$$

Напруження на зовнішньому волокні від сили, що розтягує:

$$\begin{aligned} \sigma_{aj} &= \left[ 2 \cdot M_{j\varphi_{ш.з.}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_r}{h_r \cdot (2 \cdot r_{cp} + h_r)} + K \cdot N_{j\varphi_{ш.з.}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_r} = \\ &= \left[ 2 \cdot 3,282 \cdot \frac{6 \cdot 0,0135 + 0,005}{0,005 \cdot (2 \cdot 0,0135 + 0,005)} + 0,8271 \cdot 2,64 \right] \times \\ &\quad \times \frac{10^{-6}}{0,016 \cdot 0,005} = 71,4 \text{ МПа}, \end{aligned} \quad (5.23)$$

де

$$K = \frac{E_{ш} \cdot F_{\Gamma}}{E_{ш} \cdot F_{\Gamma} + E_{B} \cdot F_{B}} = \quad (5.24)$$

$$= \frac{2,2 \cdot 10^5 \cdot 1,6 \cdot 10^{-4}}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 1,6 \cdot 10^{-4} + 1,15 \cdot 10^5 \cdot 6,4 \cdot 10^{-5}} = 0,8271;$$

$$F_B = (d - d_n) \cdot l_{ш} = (0,022 - 0,018) \cdot 0,016 = 6,4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2; \quad (5.25)$$

$$F_{\Gamma} = (d_{\Gamma} - d) \cdot l_{ш} = (0,032 - 0,022) \cdot 0,016 = 1,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2. \quad (5.26)$$

Сумарна сила, що стискає головку:

$$\begin{aligned} P_{сж} &= (p_{zd} - p_0) \cdot F_n - m_n \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) = \quad (5.27) \\ &= (2,411 - 0,1013) \cdot 0,004902 - 0,392 \cdot 0,0325 \cdot 607,4^2 \times \\ &\quad \times (\cos(209) + 0,262 \cdot \cos(2 \cdot 209)) = 14,78 \text{ кН}. \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} N_{сж\varphi_{ш.з.}} &= P_{сж} \cdot \left[ \frac{N_{сж0}}{P_{сж}} + \left( \frac{\sin \varphi_{ш.з.}}{2} - \frac{\varphi_{ш.з.}}{\pi} \sin \varphi_{ш.з.} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш.з.} \right) \right] = \quad (5.28) \\ &= 14,78 \cdot \left[ 0,0018 + \left( \frac{\sin(120)}{2} - \frac{120}{3,14} \sin(120) - \frac{1}{3,14} \cdot \cos(120) \right) \right] = 0,2456 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{сж\varphi_{ш.з.}} &= P_{сж} \cdot r_{cp} \cdot \left[ \frac{M_{сж0}}{P_{сж} \cdot r_{cp}} + \frac{N_{сж0}}{P_{сж}} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш.з.}) - \right. \quad (5.29) \\ &\quad \left. - \left( \frac{\sin \varphi_{ш.з.}}{2} - \frac{\varphi_{ш.з.}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш.з.} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш.з.} \right) \right] = \\ &= 14,78 \cdot 0,0135 \cdot [0,0006 + 0,0018 \cdot (1 - \cos 120) - \\ &\quad - \left( \frac{\sin(120)}{2} - \frac{120}{3,14} \cdot \sin(120) - \frac{1}{3,14} \cdot \cos(120) \right)] = -2,298 \text{ Н} \cdot \text{м}, \end{aligned}$$

де  $\frac{N_{сж0}}{P_{сж}} = 0,0018$ ;  $\frac{M_{сж0}}{P_{сж} \cdot r_{cp}} = 0,0006$  – визначені за табл. 13.2 [13].

Напруження на зовнішньому волокні від стискаючої сили:

$$\begin{aligned} \sigma_{асж} &= \left[ 2 \cdot M_{сж\phi_{ш.з.}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_r}{h_r \cdot (2 \cdot r_{cp} + h_r)} + K \cdot N_{сж\phi_{ш.з.}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} h_r} = & (5.30) \\ &= \left[ 2 \cdot -2,298 \cdot \frac{6 \cdot 0,0135 + 0,005}{0,005 \cdot (2 \cdot 0,0135 + 0,005)} + 0,8271 \cdot 0,2456 \right] \times \\ &\quad \times \frac{10^{-6}}{0,016 \cdot 0,005} = -28,34 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Максимальне і мінімальне напруження асиметричного циклу:

$$\sigma_{max} = \sigma'_a + \sigma_{aj} = 87,37 + 71,4 = 158,8 \text{ МПа;} \quad (5.31)$$

$$\sigma_{min} = \sigma'_a + \sigma_{асж} = 87,37 + (-28,34) = 59,03 \text{ МПа.} \quad (5.32)$$

Середнє напруження і амплітуда напружень:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{158,8 + 59,03}{2} = 108,9 \text{ МПа,} \quad (5.33)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{158,8 - 59,03}{2} = 49,89 \text{ МПа,} \quad (5.34)$$

$$\sigma_{ак} = \frac{\sigma_a \cdot k_\sigma}{\varepsilon_{M\sigma} \cdot \varepsilon_{П\sigma}} = \frac{49,89 \cdot 1,304}{0,76 \cdot 0,7} = 122,3 \text{ МПа,} \quad (5.35)$$

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

$\varepsilon_M = 0,76$  – масштабний коефіцієнт, визначений за табл. 11.7 [13];

$\varepsilon_{П} = 0,7$  – коефіцієнт поверхневої чутливості, визначений за табл. 11.8 [13].

Запаси міцності поршневої головки шатуна в перерізі А-А:

за границею витривалості:

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ак} + \alpha_\sigma \sigma_m} = \frac{300}{122,3 + 0,23 \cdot 108,9} = 2,85; \quad (5.36)$$

за границею плинності:

$$n_{\sigma T} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{ak} + \sigma_m} = \frac{800}{122,3 + 108,9} = 3,46. \quad (5.37)$$

Так як:

$$\frac{\sigma_{ak}}{\sigma_m} = \frac{122,3}{108,9} = 1,12305 \geq \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = 0,6211,$$

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

$$n_\sigma = 2,85.$$

Запас міцності визначається за формулами [13] і становить для автомобільних двигунів 2,5 ... 5 [13].

Конструкція і матеріал шатуна забезпечує достатній запас міцності.

Розрахунок кривошипної головки шатуна

Максимальна сила інерції:

$$\begin{aligned} P_{jp} &= -\omega_{x.x.max.}^2 \cdot R[(m_n + m_{ш.п}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{ш.к} - m_{кр})] \cdot 10^{-6} = \quad (5.38) \\ &= -670,2^2 \cdot 0,0325[(0,392 + 0,123) \cdot (1 + 0,262) + (0,368 - 0,1176)] \cdot 10^{-6} = \\ &= -13,14 \text{ кН}, \end{aligned}$$

де  $m_{кр} = (0,20 \dots 0,28)m_{ш} = 0,24 \cdot 0,49 = 0,1176 \text{ кг}$ .

Момент опору розрахункового перерізу:

$$\begin{aligned} W_{из} &= \frac{l_k \cdot (0,5 \cdot c_6 - r_1)^2}{6} = \frac{0,016 \cdot (0,5 \cdot 0,038 - 0,016)^2}{6} = \quad (5.39) \\ &= 2,4 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3, \end{aligned}$$

де  $r_1 = 0,5(d_{ш.ш} + 2t_B) = 0,5(25 + 2 \cdot 3,5) = 16 \text{ мм}$ .

Момент інерції вкладиша і кришки:

$$J_B = l_k \cdot t_B^3 = 0,016 \cdot 0,0035^3 = 6,86 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4, \quad (5.40)$$

$$J = I_k \cdot (0,5 \cdot c_6 - r_1)^3 = 0,016 \cdot (0,5 \cdot 0,038 - 0,016)^3 = 4,32 \cdot 10^{-10}, \quad (5.41)$$

Напруження згину кришки і вкладиша:

$$\sigma_{из} = P_{jp} \cdot \left[ \frac{0,023 \cdot c_6}{\left(1 + J_B/J\right) \cdot W_{из}} + \frac{0,4}{F_\Gamma} \right] = \quad (5.42)$$

$$= -13,14 \cdot \left[ \frac{0,023 \cdot 0,038}{\left(1 + \frac{6,86 \cdot 10^{-10}}{4,32 \cdot 10^{-10}}\right) \cdot 2,4 \cdot 10^{-8}} + \frac{0,4}{1,04 \cdot 10^{-4}} \right] = 235,4 \text{ МПа},$$

де  $F_\Gamma = I_k \cdot 0,5(c_6 - d_{ш.ш.}) = 0,016 \cdot 0,5(0,038 - 0,025) = 1,04 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$

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

Розрахунок стрижня шатуна

Вихідні дані

З динамічного розрахунку маємо:

- $P_{сж} = 5735 \text{ Н}$  при  $\varphi = 319^\circ;$
- $P_p = -3277 \text{ Н}$  при  $\varphi = 150^\circ;$
- довжина шатуна  $L_{ш} = 124 \text{ мм};$
- $h_{ш} = 22 \text{ мм};$
- $b_{ш} = 7 \text{ мм};$
- $a_{ш} = 4 \text{ мм};.$

З розрахунків поршневої і кривошипної головок:

- $d = 22 \text{ мм};$
- $d_1 = 32 \text{ мм};$

Матеріал шатуна (сталь 12Х2Н2).

Площа і моменти інерції розрахункового перерізу В–В:

$$F_{cp} = h_{ш} \cdot b_{ш} - (b_{ш} - a_{ш})(h_{ш} - 2 \cdot t_{ш}) = \quad (5.43)$$

$$= 0,022 \cdot 0,007 - (0,007 - 0,004)(0,022 - 2 \cdot 0,003) = 1,06 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$$

$$J_x = \frac{b_{ш} \cdot h_{ш}^3 - (b_{ш} - a_{ш})(h_{ш} - 2 \cdot t_{ш})^3}{12} = \quad (5.44)$$

$$= \frac{0,007 \cdot 0,022^3 - (0,007 - 0,004)(0,022 - 2 \cdot 0,003)^3}{12} = 5,187 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4,$$

$$J_y = \frac{h_{ш} \cdot b_{ш}^3 - (h_{ш} - 2 \cdot t_{ш})(b_{ш} - a_{ш})^3}{12} = \quad (5.45)$$

$$= \frac{0,022 \cdot 0,007^3 - (0,022 - 2 \cdot 0,003)(0,007 - 0,004)^3}{12} = 5,928 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4,$$

Максимальні напруження від сили, що стискає:

а) в площині гойдання шатуна:

$$\sigma_{\max x} = \frac{K_x \cdot P_{сж}}{F_{cp}} = \frac{1,142 \cdot 5735}{1,06 \cdot 10^{-4}} = 61,79 \text{ МПа}, \quad (5.46)$$

$$\text{де } K_x = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{ш}} \frac{L_{ш}^2}{J_x} F_{cp} = 1 + \frac{980}{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5} \frac{0,124^2}{5,187 \cdot 10^{-9}} 1,06 \cdot 10^{-4} = 1,142;$$

б) в площині, перпендикулярній площині гойдання шатуна:

$$\sigma_{\max y} = \frac{K_y \cdot P_{сж}}{F_{cp}} = \frac{1,19 \cdot 5735}{1,06 \cdot 10^{-4}} = 64,38 \text{ МПа}, \quad (5.47)$$

$$\text{де } K_y = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{ш}} \frac{L_1^2}{4 \cdot J_y} F_{cp} = 1 + \frac{980}{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5} \frac{0,097}{4 \cdot 5,928 \cdot 10^{-10}} 1,06 \cdot 10^{-4} = 1,19,$$

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

$$L_1 = L_{ш} - \frac{d + d_1}{2} = 124 - \frac{22 + 32}{2} = 97 \text{ мм.}$$

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

Для вуглецевих сталей ..... 160...250 МПа.

Для легованих сталей ..... 200...350 МПа.

Мінімальне напруження від сили, що розтягує:

$$\sigma_{\min} = \frac{P_p}{F_{\text{сп}}} = \frac{-3277}{1,06 \cdot 10^{-4}} = -30,92 \text{ МПа}, \quad (5.48)$$

Середні напруження і амплітуди циклу:

$$\sigma_{\text{mx}} = \frac{\sigma_{\max x} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{61,79 - (-30,92)}{2} = 15,43 \text{ МПа}, \quad (5.49)$$

$$\sigma_{\text{my}} = \frac{\sigma_{\max y} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{64,38 - (-30,92)}{2} = 16,73 \text{ МПа}, \quad (5.50)$$

$$\sigma_{\text{ax}} = \frac{\sigma_{\max x} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{61,79 + (-30,92)}{2} = 46,36 \text{ МПа}, \quad (5.51)$$

$$\sigma_{\text{ay}} = \frac{\sigma_{\max y} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{64,38 + (-30,92)}{2} = 47,65 \text{ МПа}, \quad (5.52)$$

$$\sigma_{\text{акх}} = \frac{\sigma_{\text{ax}} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{М}} \cdot \varepsilon_{\text{П}}} = \frac{46,36 \cdot 1,304}{0,79 \cdot 1,5} = 51,02 \text{ МПа}, \quad (5.53)$$

$$\sigma_{\text{аку}} = \frac{\sigma_{\text{ay}} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{М}} \cdot \varepsilon_{\text{П}}} = \frac{47,65 \cdot 1,304}{0,79 \cdot 1,5} = 52,44 \text{ МПа}, \quad (5.54)$$

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;

$\varepsilon_{\text{М}} = 0,79$  – масштабний коефіцієнт, який визначається за табл. 11.7 [13];

$\varepsilon_{\text{П}} = 1,5$  коефіцієнт поверхневої чутливості, визначений за табл.11.8 з урахуванням поверхневого зміцнення стержня шатуна обдування дробом [13].

Запаси міцності стрижня шатуна в перерізі В-В:

за границею витривалості:

$$n_{\sigma_{xy}} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{akx} + \alpha_{\sigma}\sigma_{mx}} = \frac{300}{51,02 + 0,13 \cdot 15,43} = 5,658; \quad (5.55)$$

$$n_{\sigma_{xy}} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{aky} + \alpha_{\sigma}\sigma_{my}} = \frac{300}{52,44 + 0,13 \cdot 16,73} = 5,493; \quad (5.56)$$

за границею плинності:

$$n_{\sigma_{xT}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{akx} + \sigma_{mx}} = \frac{800}{51,02 + 15,43} = 12,04; \quad (5.57)$$

$$n_{\sigma_{yT}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{aky} + \sigma_{my}} = \frac{800}{52,44 + 16,73} = 11,57. \quad (5.58)$$

Так як:

$$\frac{\sigma_{akx}}{\sigma_{mx}} = \frac{51,02}{15,43} = 3,30655 \geq \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,392,$$

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

$$n_{\sigma_x} = 5,658;$$

$$n_{\sigma_y} = 5,493.$$

Запаси міцності стрижня шатуна в площині гойдання і в перпендикулярній площині для автомобільних двигунів не повинні бути нижче 1,5 [13].

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

## 6 ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ, ЯКІ ДІЮТЬ НА ШАТУН ДВИГУНА

### 6.1 Вихідні дані для теплового, динамічного розрахунку, та розрахунку шатуна на міцність

Для проведення досліджень виконано 25 теплових розрахунків робочого циклу двотактного ДВЗ для п'яти значень частоти обертання колінчастого валу та п'яти значень коефіцієнту наповнення циліндрів для кожної з частот. Для зміни значення коефіцієнта наповнення корегувались значення коефіцієнту втрати тиску, значення підігріву заряду в системі впуску, а також коефіцієнту залишкових газів. У відповідності з розрахованою масою свіжого заряду визначалась циклова масова подача повітря та палива. Решта параметрів залишалися незмінними і представлені в табл. 3.1.

Таблиця 6.1 – Змінні параметри для проведення досліджень

| $\eta_v$    | $P_{\text{сmax}}$ ,<br>МПа | $\Delta_{\text{твп}}$ ,<br>кг/ц | $\Delta_{\text{рвп}}$ | $\Delta_{\text{твп}}$ ,<br>К | $\gamma_r$ | $\Delta_{\text{тгц}}$ ,кг/ц | $P_a$ ,Па | $T_a$ ,К | $M_a$ ,кг | $V_a$ , м <sup>3</sup> |
|-------------|----------------------------|---------------------------------|-----------------------|------------------------------|------------|-----------------------------|-----------|----------|-----------|------------------------|
| <b>0,55</b> | <b>2,4</b>                 | 0,000211                        | 0,2                   | 40                           | 0,15       | 0,00001658                  | 81040     | 433      | 0,000242  | 0,000372               |
| <b>0,6</b>  | <b>2,8</b>                 | 0,000229                        | 0,15                  | 30                           | 0,15       | 0,00001798                  | 86110     | 424,3    | 0,000263  | 0,000372               |
| <b>0,65</b> | <b>3,2</b>                 | 0,00025                         | 0,13                  | 20                           | 0,13       | 0,00001969                  | 88130     | 403,5    | 0,000283  | 0,000372               |
| <b>0,70</b> | <b>3,6</b>                 | 0,00027                         | 0,13                  | 20                           | 0,1        | 0,00002123                  | 88130     | 384,5    | 0,000297  | 0,000372               |
| <b>0,75</b> | <b>4</b>                   | 0,000286                        | 0,1                   | 10                           | 0,1        | 0,00002249                  | 91170     | 375,5    | 0,000315  | 0,000372               |

У зв'язку зі значним обсягом даних протоколи результатів теплових розрахунків, наведені у додатку А тільки для базового двигуна. Розрахунок параметрів циклу доступний за допомогою стандартної програми «DVS-2». В табл. 6.1 жирним шрифтом виділені цільові значення коефіцієнту наповнення  $\eta_v$  та максимального тиску циклу  $P_{\text{сmax}}$ , МПа.

## 6.2 Обробка результатів досліджень

В результаті серії розрахунків отримано ефективні параметри робочого циклу досліджуваного двигуна в діапазоні частот обертання колінчастого валу  $n = 5400 \dots 5600$  хв<sup>-1</sup> та коефіцієнтів наповнення  $\eta_v = 0,55 \dots 0,75$  для кожної з частот. За протоколами розрахунків визначено величини максимальних тисків в циліндрах (табл.6.2).

Таблиця 6.2 – Розрахункове значення максимального тиску згорання  $p_{cmax}$ , МПа в залежності від частоти обертання колінчастого валу  $n$ , хв<sup>-1</sup> та величини коефіцієнту наповнення  $\eta_v$

| n, хв <sup>-1</sup>         | $\eta_v$ |         |         |         |         |
|-----------------------------|----------|---------|---------|---------|---------|
|                             | 0,5491   | 0,5954  | 0,6522  | 0,7031  | 0,7449  |
| $p_{cmax}$ , МПа            |          |         |         |         |         |
| 5400                        | 2406000  | 2802000 | 3176000 | 3631000 | 4035000 |
| 5600                        | 2408000  | 2805000 | 3178000 | 3634000 | 4038000 |
| 5800                        | 2411000  | 2807000 | 3181000 | 3637000 | 4042000 |
| 6000                        | 2413000  | 2810000 | 3184000 | 3640000 | 4045000 |
| 6200                        | 2416000  | 2812000 | 3186000 | 3643000 | 4048000 |
| $p_{cmax\text{ сер}}$ , МПа | 2,4      | 2,8     | 3,2     | 3,6     | 4       |

Усереднені та округлені до одного знаку після коми значення  $p_{cmax}$ , МПа використані в якості фактора впливу у подальших розрахунках для більшої наглядності, так як пропорційно відображають вплив газової сили на навантаження, що виникають в критичних перерізах шатуна.

В табл. 6.3 наведено розрахункові значення номінальної потужності двигуна для кожної з дослідних точок. Видно, що зростання частоти обертання колінчастого валу призводить до збільшення ефективної потужності. Аналогічний ефект має збільшення наповнення циліндрів і зростання максимального та середнього тисків в циліндрах. Для оцінки впливу досліджуваних факторів на навантаження шатуна обрано симетричне відхилення частоти обертання в більшу і меншу сторони від прототипа. А для газової сили лише в більшу, так як значення

максимального тиску для двотактного ДВЗ досить низьке у зв'язку з низьким значенням дійсного ступеня стиснення у порівнянні з геометричним.

Таблиця 6.3 – Розрахункове значення ефективної потужності  $N_e$ , кВт в залежності від частоти обертання колінчастого валу  $n$ ,  $\text{хв}^{-1}$  та величини максимального тиску згорання  $p_{\text{сmax}}$ , МПа

| n, $\text{хв}^{-1}$ | $p_{\text{сmax}}$ , МПа |       |       |       |       |
|---------------------|-------------------------|-------|-------|-------|-------|
|                     | 2,4                     | 2,8   | 3,2   | 3,6   | 4,0   |
| $N_e$ , кВт         |                         |       |       |       |       |
| 5400                | 27,16                   | 30,24 | 33,74 | 37,23 | 40,17 |
| 5600                | 28,27                   | 31,48 | 35,12 | 38,76 | 41,81 |
| 5800                | <b>29,39</b>            | 32,72 | 36,5  | 40,29 | 43,46 |
| 6000                | 30,51                   | 33,96 | 37,89 | 41,81 | 45,11 |
| 6200                | 31,63                   | 35,21 | 39,27 | 43,34 | 46,76 |

Жирним шрифтом в табл.6.3 виділено значення номінальної потужності отримане в результаті теплового розрахунку базового двигуна (**29,39**). Мінімальне значення  $N_e$  за результатами досліджень склало 27,16 кВт, максимальне – 46,76 кВт. Тобто на 7,6 % менше базового і на 59,1 % більше базового відповідно.

За результатами серії розрахунків на міцність основних критичних перерізів шатуна визначено:

Максимальна напруга пульсуючого циклу поршневої головки шатуна від дії сил інерції:

$$\sigma_{\text{max}} = 49,65 \text{ МПа}$$

Напруга від сумарного натягу на внутрішній поверхні поршневої головки шатуна:

$$\sigma'_i = 136,1 \text{ МПа}$$

Напруга від сумарного натягу на зовнішній поверхні поршневої головки шатуна:

$$\sigma'_a = 87,37 \text{ МПа}$$

Напруга згину нижньої головки шатуна:

$$\sigma_{\text{зг}} = 235,4 \text{ МПа}$$

Всі вищезазначені напруження не залежать від обраних факторів впливу, так як навантаження від дії максимальних інерційних сил розраховуються на максимально допустимій частоті обертання. Досліджуваний двигун має значні запаси міцності по вказаних перерізах.

Таблиця 6.4 – Напряга на зовнішньому волокні від сили, що розтягує  $\sigma_{aj}$ , МПа в залежності від частоти обертання колінчастого валу  $n$ ,  $xv^{-1}$  та величини максимального тиску згорання  $p_{cmax}$ , МПа

| $n, xv^{-1}$ | $p_{cmax}, \text{МПа}$    |       |       |       |       |
|--------------|---------------------------|-------|-------|-------|-------|
|              | 2,4                       | 2,8   | 3,2   | 3,6   | 4,0   |
|              | $\sigma_{aj}, \text{МПа}$ |       |       |       |       |
| <b>5400</b>  | 61,91                     | 61,91 | 61,91 | 61,91 | 61,91 |
| <b>5600</b>  | 66,5                      | 66,5  | 66,5  | 66,5  | 66,5  |
| <b>5800</b>  | <b>71,4</b>               | 71,4  | 71,4  | 71,4  | 71,4  |
| <b>6000</b>  | 76,24                     | 76,24 | 76,24 | 76,24 | 76,24 |
| <b>6200</b>  | 81,37                     | 81,37 | 81,37 | 81,37 | 81,37 |

Напряга на зовнішньому волокні від сили, що розтягує залежить виключно від частоти обертання колінчастого вала.

Таблиця 6.5 – Напряга на зовнішньому волокні від сили, що стискує:  $\sigma_{act}$ , МПа в залежності від частоти обертання колінчастого валу  $n$ ,  $xv^{-1}$  та величини максимального тиску згорання  $p_{cmax}$ , МПа

| $n, xv^{-1}$ | $p_{cmax}, \text{МПа}$     |        |        |        |        |
|--------------|----------------------------|--------|--------|--------|--------|
|              | 2,4                        | 2,8    | 3,2    | 3,6    | 4,0    |
|              | $\sigma_{act}, \text{МПа}$ |        |        |        |        |
| <b>5400</b>  | -27,42                     | -31,14 | -34,67 | -38,95 | -42,74 |
| <b>5600</b>  | -27,86                     | -31,6  | -35,12 | -39,4  | -43,23 |
| <b>5800</b>  | <b>-28,34</b>              | -32,08 | -35,6  | -39,88 | -43,69 |
| <b>6000</b>  | -28,82                     | -32,58 | -36,09 | -40,39 | -44,2  |
| <b>6200</b>  | -29,34                     | -33,08 | -36,6  | -40,89 | -44,72 |

У графічному вигляді дані табл.6.5 представлені на рис.6.1. З аналізу отриманих залежностей видно, що даний вид навантаження лінійно залежить від частоти обертання та меншою мірою величини максимального тиску.

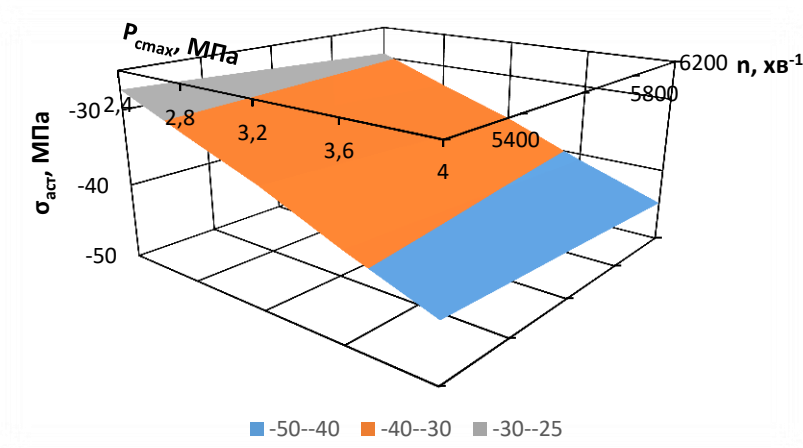


Рисунок 6.1 – Діаграма залежності напруги на зовнішньому волокні від сили, що стискує:  $\sigma_{асг}$ , МПа від частоти обертання колінчастого валу  $n$ ,  $хв^{-1}$  та величини максимального тиску згорання  $p_{сmax}$ , МПа

Таблиця 6.6 – Максимальне напруження асиметричного цикла  $\sigma_{max}$ , МПа в залежності від частоти обертання колінчастого валу  $n$ ,  $хв^{-1}$  та величини максимального тиску згорання  $p_{сmax}$ , МПа

| $n$ , $хв^{-1}$ | $p_{сmax}$ , МПа     |       |       |       |       |
|-----------------|----------------------|-------|-------|-------|-------|
|                 | 2,4                  | 2,8   | 3,2   | 3,6   | 4,0   |
|                 | $\sigma_{max}$ , МПа |       |       |       |       |
| 5400            | 149,3                | 149,3 | 149,3 | 149,3 | 149,3 |
| 5600            | 153,9                | 153,9 | 153,9 | 153,9 | 153,9 |
| 5800            | 158,8                | 158,8 | 158,8 | 158,8 | 158,8 |
| 6000            | 163,6                | 163,6 | 163,6 | 163,6 | 163,6 |
| 6200            | 168,7                | 168,7 | 168,7 | 168,7 | 168,7 |

Даний вид навантаження, як і  $\sigma_{aj}$  залежить виключно від частоти обертання колінчастого вала.

На відміну від максимального напруження мінімальне в більшій мірі лінійно залежить величини максимального тиску та в меншій мірі від частоти обертання. У графічному вигляді дані табл.6.7 представлені на рис.6.2.

Таблиця 6.7 – Мінімальне напруження асиметричного цикла  $\sigma_{\min}$ , МПа в залежності від частоти обертання колінчастого валу  $n$ ,  $\text{хв}^{-1}$  та величини максимального тиску згорання  $p_{\text{стmax}}$ , МПа

| $n$ , $\text{хв}^{-1}$ | $p_{\text{стmax}}$ , МПа |       |       |       |       |
|------------------------|--------------------------|-------|-------|-------|-------|
|                        | 2,4                      | 2,8   | 3,2   | 3,6   | 4,0   |
| $\sigma_{\min}$ , МПа  |                          |       |       |       |       |
| 5400                   | 59,95                    | 56,23 | 52,7  | 48,42 | 44,63 |
| 5600                   | 59,51                    | 55,77 | 52,25 | 47,97 | 44,14 |
| 5800                   | 59,03                    | 55,29 | 51,77 | 47,49 | 43,68 |
| 6000                   | 58,55                    | 54,79 | 51,28 | 46,98 | 43,17 |
| 6200                   | 58,03                    | 54,29 | 50,77 | 46,48 | 42,65 |

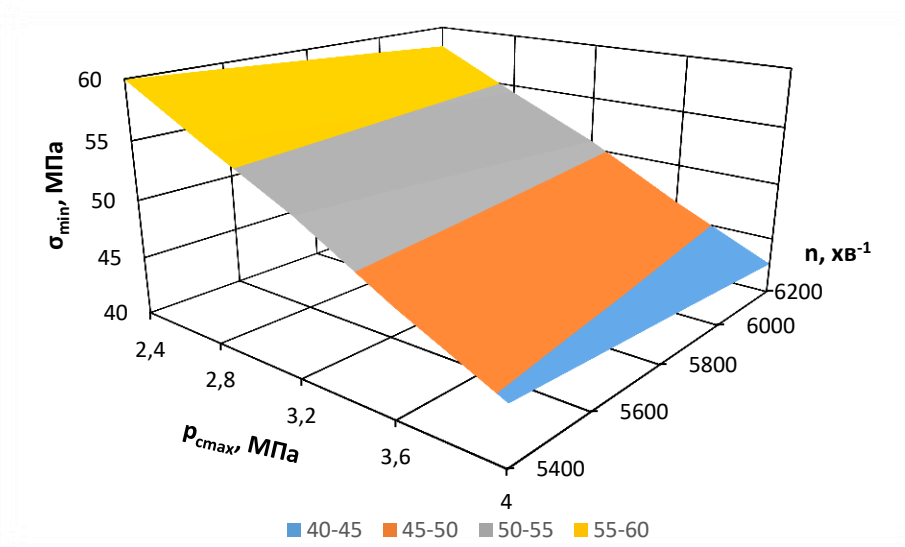


Рисунок 6.2 – Діаграма залежності мінімального напруження асиметричного цикла  $\sigma_{\min}$ , МПа від частоти обертання колінчастого валу  $n$ ,  $\text{хв}^{-1}$  та величини максимального тиску згорання  $p_{\text{стmax}}$ , МПа

Для стрижня шатуна характерний складний просторовий рух та знакозмінні навантаження вздовж поздовжньої вісі. На рис.6.3 зображено діаграми сил, що стискають  $P_{\text{ст}}$ , Н, та сил, що розтягують  $P_p$ , Н шатун в залежності від частоти обертання колінчастого валу  $n$ ,  $\text{хв}^{-1}$  та величини максимального тиску згорання  $p_{\text{стmax}}$ , МПа. Обидві сили практично лінійно залежать як від інерційних так і від газових сил. Водночас, сила що стискає шатун більшою мірою залежить від максимального тиску в циліндрі.

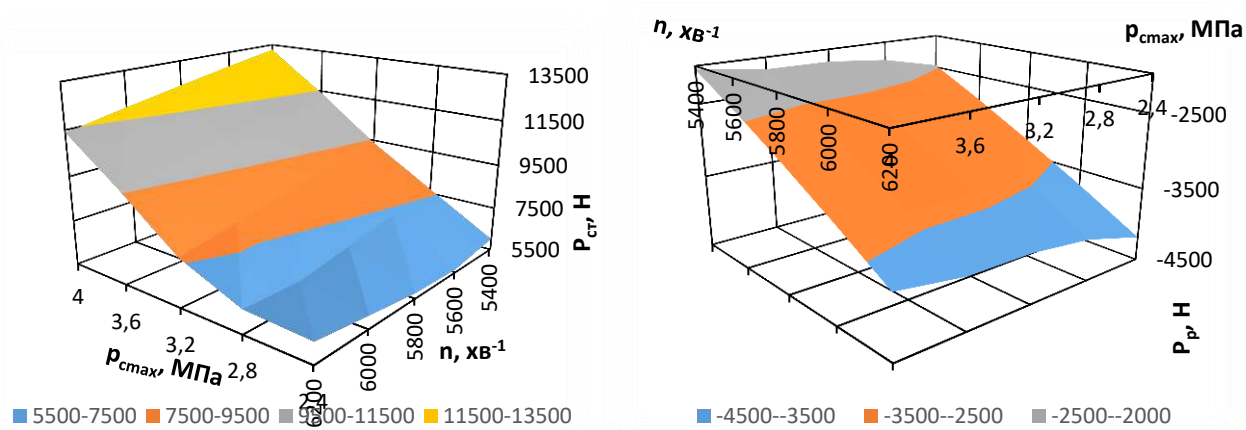


Рисунок 6.3 – Діаграма сил, що стискають  $P_{cr}, H$ , та сил, що розтягують  $P_p, H$  шатун

Напруження асиметричного циклу, викликані дією вищенаведених сил також мають квазілінійну залежність від обох досліджуваних параметрів. Розрахункові значення максимальних напружень в площині качання шатуна та в площині перпендикулярній качанню шатуна представлені в табл. 6.8, 6.9. В табл. 6.10 наведені мінімальні значення напруження асиметричного цикла. Стійкість стрижня шатуна при розтягуванні не враховується.

Таблиця 6.8 – Максимальна напруга від сили, що стискає шатун в площині хитання шатуна  $\sigma_{maxx}, MPa$  в залежності від частоти обертання колінчастого валу  $n, хв^{-1}$  та величини максимального тиску згорання  $p_{cmax}, MPa$

| $n, хв^{-1}$         | $p_{cmax}, MPa$ |       |       |       |       |
|----------------------|-----------------|-------|-------|-------|-------|
|                      | 2,4             | 2,8   | 3,2   | 3,6   | 4,0   |
| $\sigma_{maxx}, MPa$ |                 |       |       |       |       |
| 5400                 | 67,52           | 86,38 | 105,3 | 128,1 | 148,9 |
| 5600                 | 63,2            | 81,86 | 100,7 | 123,3 | 144   |
| 5800                 | 64,38           | 77,15 | 95,82 | 118,2 | 138,9 |
| 6000                 | 68,03           | 72,28 | 90,81 | 113,1 | 133,6 |
| 6200                 | 71,82           | 73,26 | 85,59 | 107,6 | 128   |

Таблиця 6.9 – Максимальна напруга від сили, що стискає шатун в площині, перпендикулярній площині хитання шатуна  $\sigma_{\max}$ , МПа в залежності від частоти обертання колінчастого валу  $n$ ,  $\text{хв}^{-1}$  та величини максимального тиску згорання  $p_{\max}$ , МПа

| $n$ , $\text{хв}^{-1}$ | $p_{\max}$ , МПа      |       |       |       |       |
|------------------------|-----------------------|-------|-------|-------|-------|
|                        | 2,4                   | 2,8   | 3,2   | 3,6   | 4,0   |
|                        | $\sigma_{\max}$ , МПа |       |       |       |       |
| <b>5400</b>            | 64,79                 | 82,89 | 101,1 | 122,9 | 142,9 |
| <b>5600</b>            | 60,66                 | 78,56 | 96,61 | 118,3 | 138,2 |
| <b>5800</b>            | 61,79                 | 74,04 | 91,95 | 113,4 | 133,3 |
| <b>6000</b>            | 65,29                 | 69,36 | 87,15 | 108,5 | 128,2 |
| <b>6200</b>            | 68,92                 | 70,31 | 82,14 | 103,3 | 122,8 |

Таблиця 6.10 – Мінімальна напруга від дії сили, що розтягує шатун  $\sigma_{\min}$ , МПа в залежності від частоти обертання колінчастого валу  $n$ ,  $\text{хв}^{-1}$  та величини максимального тиску згорання  $p_{\max}$ , МПа

| $n$ , $\text{хв}^{-1}$ | $p_{\max}$ , МПа      |        |        |        |        |
|------------------------|-----------------------|--------|--------|--------|--------|
|                        | 2,4                   | 2,8    | 3,2    | 3,6    | 4,0    |
|                        | $\sigma_{\min}$ , МПа |        |        |        |        |
| <b>5400</b>            | -23,32                | -21,42 | -20,55 | -20,43 | -19,31 |
| <b>5600</b>            | -26,99                | -25    | -24,1  | -23,99 | -22,82 |
| <b>5800</b>            | -30,92                | -28,84 | -27,91 | -27,79 | -26,57 |
| <b>6000</b>            | -35,05                | -32,89 | -31,92 | -31,79 | -30,54 |
| <b>6200</b>            | -39,44                | -37,19 | -36,19 | -36,07 | -34,75 |

На основі отриманих напружень в критичній перерізах шатуна досліджуваного двигуна розраховані запаси міцності. Дані занесено до табл.6.11. За умовами розрахунку для всіх перерізів запаси міцності розраховувались за допустимими напруженнями витривалості.

Таблиця 6.11 – Запаси міцності шатуна в критичних перерізах

| Переріз    | $n$            | $n_{\min}$  | $n_{\text{сер}}$ | $n_{\max}$ | $[n]$        |
|------------|----------------|-------------|------------------|------------|--------------|
| <b>I-I</b> | $n_{\sigma}$   | 4,68        | 4,68             | 4,68       | [2.5...5]    |
| <b>A-A</b> | $n_{\sigma}$   | <b>2,35</b> | 2,71             | 3,15       | [2.5...5]    |
| <b>B-B</b> | $n_{\sigma x}$ | 3,08        | 4,31             | 5,95       | $[\geq 1,5]$ |
|            | $n_{\sigma y}$ | 2,97        | 4,17             | 5,77       | $[\geq 1,5]$ |

Шатун досліджуваного двигуна має значні запаси міцності. Лише для одного перерізу – А-А (місце переходу головки шатуна в стрижень - заділка головки, виділено жирним шрифтом) мінімальний запас міцності поршневої головки шатуна від дії сумарних (газових та інерційних) сил нижче допустимого. Водночас це значення досягається при підвищенні потужності двигуна майже на 60%. Збільшення цього значення до допустимих меж можливо шляхом мінімального доопрацювання конструкції, наприклад шляхом збільшення кута заділки поршневої головки.

## ВИСНОВКИ

В результаті виконання магістерської випускної роботи були отримані наступні головні результати:

1. Виконано аналіз існуючих конструкцій шатунів бензинових двигунів, а також методів і способів покращення їхньої надійності та довговічності, що підтвердило актуальність подальших досліджень навантажень що діють на шатун двигуна ПЛМ-40.

2. Запропоновано методику дослідження навантажень на шатун для двотактних двигунів.

3. За результатами проведених розрахунково-аналітичних досліджень визначенні сили і навантаження, що діють на шатун, виконано аналіз залежностей навантажень в основних критичних перерізах шатуна, співставлення результатів розрахунків з допустимими запасами міцності деталі аналогічних двигунів.

4. Дано рекомендації щодо поліпшення конструкції серійного двигуна за умови значного форсування.(шляхом мінімального доопрацювання конструкції, наприклад шляхом збільшення кута заділки поршневої головки)

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Двигун ПЛМ-40 [Електронний ресурс] // Сайт «[motolodka.ru](http://motolodka.ru)». – 2015. – Режим доступу: <https://motolodka.ru/motors/MS40.htm>
2. Основні переваги [Електронний ресурс] // Сайт «[arsenal-grand.com.ua](http://arsenal-grand.com.ua)». – 2014. – Режим доступу: <https://arsenal-grand.com.ua/ru/p/30245-dvigatel-lodochnyj-podvesnoj-laquomotor-sich-plm-40eraquo>
3. Ремонт шатунів [Електронний ресурс] // Сайт «[uk.avtotachki.com](http://uk.avtotachki.com)». – 2011. – Режим доступу: <https://uk.avtotachki.com/chto-takoe-shatun-dvigatelya-avtomobilya/#105510861095107710841091-109610721090109110851099-1074109910931086107611031090-10801079-10891090108810861103/>
4. Шатун [Електронний ресурс] // Сайт «[vils.ru](http://vils.ru)». – 2017. – Режим доступу: <https://vils.ru/articles/shatun-porshnya-konstruktsiya-prichiny-neispravnosti-remont/>
5. Причини виникнення дефектів шатунів [Електронний ресурс] // Сайт «<http://ua.ovva.com.ua>». – 2010. – Режим доступу: <http://ua.ovva.com.ua/catalog/remont-shatunov.html>
6. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія ДВЗ» для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання / Укл.: Г.І. Слинько, Я.О. Єгоров. - Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. - 50 с.
7. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст] : учеб. пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1980. – 400 с.
8. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей [Текст] : учебник для вузов / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под ред. А.С. Орлина и М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
9. Физико-математическая модель рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания автотракторного типа [Текст] : учеб. пособие / Я. А. Егоров. – К.: УМК ВО, 1991. – 56 с.
10. Методичні вказівки до виконання комплексної курсової роботи для магістрантів спеціальності 8.05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання / Укл.: Г.І. Слинько, Р.Ф. Сухонос – Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – 14 с.
11. Мазин В. А. Методические указания к контрольной работе №1 по дисциплине «Основы конструирования и расчёты ДВЗ» для студентов специальности 8.090210 «Двигуни внутрішнього згорання» заочної форми обучения [Текст] / сост.: В. А. Мазин. – Запорожье: ЗНТУ, 2008. – 20 с.

12. Мазин В. А. Методические указания к контрольной работе №2 по дисциплине «Основи 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.

13. 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.

14. 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.

15. 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.

16. 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.

**ДОДАТОК А**  
**РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ ПОВНОГО РОБОЧОГО ЦИКЛУ**  
**ДВЗ**

Таблиця А.1 – Протокол результатів теплового розрахунку

| $\varphi^\circ$ | $p, \text{Па}$ | $T, \text{К}$ | $M, \text{кг}$ | $V, \text{м}^3$ |
|-----------------|----------------|---------------|----------------|-----------------|
| 0               | 81040          | 433           | 0,0002424      | 0,0003717       |
| 10              | 81620          | 434           | 0,0002424      | 0,0003699       |
| 20              | 83340          | 436,7         | 0,0002424      | 0,0003646       |
| 30              | 86330          | 441,3         | 0,0002424      | 0,0003556       |
| 40              | 90800          | 447,8         | 0,0002424      | 0,0003431       |
| 50              | 97100          | 456,5         | 0,0002424      | 0,0003271       |
| 60              | 105800         | 467,8         | 0,0002424      | 0,0003077       |
| 70              | 117600         | 482,2         | 0,0002424      | 0,0002853       |
| 80              | 133600         | 500,1         | 0,0002424      | 0,0002603       |
| 90              | 155800         | 522,3         | 0,0002424      | 0,0002333       |
| 100             | 186500         | 549,6         | 0,0002424      | 0,000205        |
| 110             | 230000         | 583,1         | 0,0002424      | 0,0001764       |
| 120             | 292400         | 623,7         | 0,0002424      | 0,0001484       |
| 130             | 382700         | 672,6         | 0,0002424      | 0,0001223       |
| 140             | 512700         | 729,5         | 0,0002424      | 0,000099        |
| 150             | 692000         | 792,4         | 0,0002424      | 0,00007966      |
| 160             | 911800         | 853,8         | 0,0002424      | 0,00006515      |
| 170             | 1115000        | 899,8         | 0,0002424      | 0,00005615      |
| 180             | 1249000        | 952,4         | 0,0002426      | 0,0000531       |
| 190             | 1496000        | 1197          | 0,0002445      | 0,00005615      |
| 200             | 2088000        | 1896          | 0,00025        | 0,00006515      |
| 210             | 2405000        | 2602          | 0,0002566      | 0,00007966      |
| 220             | 2001000        | 2667          | 0,0002588      | 0,000099        |
| 230             | 1500000        | 2468          | 0,000259       | 0,0001223       |
| 240             | 1146000        | 2289          | 0,000259       | 0,0001484       |
| 250             | 901800         | 2140          | 0,000259       | 0,0001764       |
| 260             | 731000         | 2016          | 0,000259       | 0,000205        |
| 270             | 609800         | 1914          | 0,000259       | 0,0002333       |
| 280             | 522200         | 1829          | 0,000259       | 0,0002603       |
| 290             | 458000         | 1758          | 0,000259       | 0,0002853       |
| 300             | 410400         | 1699          | 0,000259       | 0,0003077       |
| 310             | 374900         | 1650          | 0,000259       | 0,0003271       |
| 320             | 348600         | 1609          | 0,000259       | 0,0003431       |
| 330             | 329200         | 1575          | 0,000259       | 0,0003556       |
| 340             | 315500         | 1548          | 0,000259       | 0,0003646       |
| 350             | 306500         | 1526          | 0,000259       | 0,0003699       |
| 360             | 301600         | 1508          | 0,000259       | 0,0003717       |

Таблиця А.2 – Протокол результатів динамічного розрахунку

| $\varphi^\circ$ | P,Н   | N,Н   | S,Н   | K,Н   | T,Н     | Mi, Н•м |
|-----------------|-------|-------|-------|-------|---------|---------|
| 0               | 4450  | 0     | 4450  | -4450 | 0       | 0       |
| 10              | 4460  | -203  | 4460  | -4420 | -574    | -18,7   |
| 20              | 4470  | -402  | 4480  | -4330 | -1150   | -37,4   |
| 30              | 4460  | -589  | 4500  | -4150 | -1720   | -55,8   |
| 40              | 4390  | -750  | 4450  | -3840 | -2250   | -73     |
| 50              | 4220  | -865  | 4310  | -3380 | -2680   | -87     |
| 60              | 3910  | -911  | 4020  | -2740 | -2930   | -95,3   |
| 70              | 3420  | -870  | 3530  | -1990 | -2920   | -94,9   |
| 80              | 2750  | -733  | 2840  | -1200 | -2580   | -83,8   |
| 90              | 1880  | -511  | 1950  | -511  | -1880   | -61,2   |
| 100             | 865   | -231  | 895   | -77,3 | -892    | -29     |
| 110             | -240  | 61    | -248  | -24,8 | 246     | 8,01    |
| 120             | -1340 | 312   | -1370 | -399  | 1310    | 42,7    |
| 130             | -2300 | 472   | -2350 | -1120 | 2070    | 67,2    |
| 140             | -2980 | 510   | -3030 | -1960 | 2310    | 75,1    |
| 150             | -3250 | 429   | -3280 | -2600 | 2000    | 64,9    |
| 160             | -3060 | 275   | -3070 | -2780 | 1300    | 42,4    |
| 170             | -2620 | 119   | -2620 | -2560 | 572     | 18,6    |
| 180             | -2150 | 0     | -2150 | -2150 | 0       | 0       |
| 190             | -750  | -34,2 | -751  | -733  | -164    | -5,33   |
| 200             | 2710  | 244   | 2720  | 2470  | 1160    | 37,6    |
| 210             | 5150  | 680   | 5190  | 4120  | 3160    | 103     |
| 220             | 4310  | 737   | 4370  | 2830  | 3340    | 108     |
| 230             | 3180  | 651   | 3240  | 1540  | 2850    | 92,7    |
| 240             | 2850  | 663   | 2920  | 849   | 2800    | 90,9    |
| 250             | 3050  | 776   | 3150  | 315   | 3130    | 102     |
| 260             | 3530  | 944   | 3660  | -316  | 3640    | 118     |
| 270             | 4110  | 1120  | 4260  | -1120 | 4110    | 133     |
| 280             | 4650  | 1240  | 4810  | -2030 | 4360    | 142     |
| 290             | 5090  | 1290  | 5250  | -2960 | 4340    | 141     |
| 300             | 5400  | 1260  | 5550  | -3790 | 4050    | 132     |
| 310             | 5580  | 1140  | 5700  | -4470 | 3540    | 115     |
| 320             | 5650  | 966   | 5730  | -4950 | 2890    | 94      |
| 330             | 5650  | 746   | 5700  | -5260 | 2180    | 70,8    |
| 340             | 5600  | 504   | 5630  | -5440 | 1440    | 46,9    |
| 350             | 5560  | 253   | 5560  | -5520 | 716     | 23,3    |
| 360             | 5530  | 0     | 5530  | -5530 | 0       | 0       |
|                 |       |       |       |       | (Mi)ср= | 34,13   |

Таблиця А.3 – Протокол розрахунку набігаючих моментів

| $\varphi^\circ$ | $M_1, \text{Н}\cdot\text{м}$ | $M_2, \text{Н}\cdot\text{м}$ | $M_{\text{кр}}, \text{Н}\cdot\text{м}$ | $M_{\text{крср}}, \text{Н}\cdot\text{м}$ |
|-----------------|------------------------------|------------------------------|--|--|
| 0               | 0                            | 0                            | 0                                      |  |
| 10              | -18,7                        | -5,33                        | -24                                    |  |
| 20              | -37,4                        | 37,6                         | 0,235                                  |  |
| 30              | -55,8                        | 103                          | 47                                     |  |
| 40              | -73                          | 108                          | 35,4                                   |  |
| 50              | -87                          | 92,7                         | 5,67                                   |  |
| 60              | -95,3                        | 90,9                         | -4,33                                  |  |
| 70              | -94,9                        | 102                          | 6,94                                   |  |
| 80              | -83,8                        | 118                          | 34,7                                   |  |
| 90              | -61                          | 133                          | 72                                     |  |
| 100             | -29                          | 142                          | 113                                    |  |
| 110             | 8,01                         | 141                          | 149                                    |  |
| 120             | 42,7                         | 132                          | 174                                    |  |
| 130             | 67,2                         | 115                          | 182                                    |  |
| 140             | 75,1                         | 94                           | 169                                    |  |
| 150             | 64,9                         | 70,8                         | 136                                    |  |
| 160             | 42,4                         | 46,9                         | 89,3                                   |  |
| 170             | 18,6                         | 23,3                         | 41,9                                   |  |
| 180             | 0                            | 0                            | 0                                      | 68,27                                    |
| 190             | -5,33                        | -18,7                        | -24                                    |  |
| 200             | 37,6                         | -37,4                        | 0,235                                  |  |
| 210             | 103                          | -55,8                        | 47                                     |  |
| 220             | 108                          | -73                          | 35,4                                   |  |
| 230             | 92,7                         | -87                          | 5,67                                   |  |
| 240             | 90,9                         | -95,3                        | -4,33                                  |  |
| 250             | 102                          | -94,9                        | 6,94                                   |  |
| 260             | 118                          | -83,8                        | 34,7                                   |  |
| 270             | 133                          | -61                          | 72                                     |  |
| 280             | 142                          | -29                          | 113                                    |  |
| 290             | 141                          | 8,01                         | 149                                    |  |
| 300             | 132                          | 42,7                         | 174                                    |  |
| 310             | 115                          | 67,2                         | 182                                    |  |
| 320             | 94                           | 75,1                         | 169                                    |  |
| 330             | 70,8                         | 64,9                         | 136                                    |  |
| 340             | 46,9                         | 42,4                         | 89,3                                   |  |
| 350             | 23,3                         | 18,6                         | 41,9                                   |  |
| 360             | 0                            | 0                            | 0                                      |  |