

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний ін-т, Транспортний ф-т

(повне найменування інституту, факультету)

Двигуни внутрішнього згорання

(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістра

(ступінь вищої освіти)

на тему Вплив кута випередження запалювання 2-тактного двигуна на запас
міцності деталей циліндро-поршневої групи

Виконав: студент(ка) 2м курсу, групи Тз-419м
Спеціальності 133 Галузеве машинобудування
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Двигуни внутрішнього згорання

Падалко К.Д.

(прізвище та ініціали)

Керівник к.т.н., с.н.с., доцент В.І. Кубіч

(прізвище та ініціали)

Рецензент _____

(прізвище та ініціали)

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

Інститут, факультет Машинобудівний, Транспортний
Кафедра Двигуни внутрішнього згорання
Ступінь вищої освіти магістр
Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
(код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація) Двигуни внутрішнього згорання
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

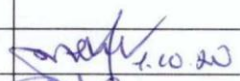
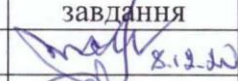
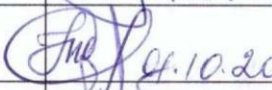
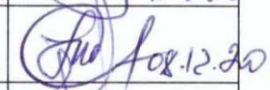
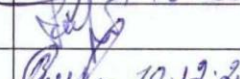
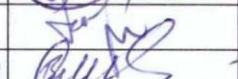
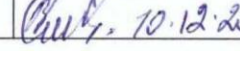
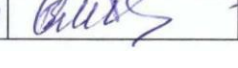
Завідувач кафедри ДВЗ
Слинько Г.І.
“ 08 ” грудня 2020 року

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Падалко Костянтин Дмитрович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Вплив кута випередження запалювання 2-тактного двигуна на запас міцності деталей циліндро-поршневої групи
керівник проекту (роботи) Кубіч В.І., к.т.н., с.н.с., доцент,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом вищого навчального закладу від 30.11.2020 року № 362
2. Строк подання студентом проекту (роботи) 5 грудня 2020 р.
3. Вихідні дані до проекту (роботи) 2-тактний 2-циліндровий бензиновий двигун з іскровим запалюванням «Мотор Січ» МС-40 (ПЛМ-40)
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) аналітичний огляд літератури; тепловий і динамічний розрахунки двигуна ПЛМ-40; розрахунок на міцність деталей ЦПГ; визначення впливу кута випередження запалювання на міцність поршня, пальця і гільзи циліндра двигуна ПЛМ-40; аналіз небезпек та розробка заходів охорони праці при роботі з ДВЗ; розрахунок економічної ефективності дослідження; висновки
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Креслення двигуна, поршня, поршневого пальця, гільзи циліндра, результати теплового та динамічного розрахунків, результати розрахунків на міцність

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	приймав виконане завдання
	Кубіч В.І., к.т.н., с.н.с., доцент каф. ДВЗ	 1.10.20	 8.12.20
	Левченко Н.М., д.н.держ.упр., проф., зав. каф. ПТБД	 04.10.20	 08.12.20
	Лазуткін М.І., к.т.н., доцент каф. ОПіНС		
роль	Слинько В.В., ст. викладач каф. ДВЗ	 10.12.20	

7. Дата видачі завдання «01» 09.2020 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	05.09.20	
2	Аналіз літературних джерел	10.09.20	
3	Методи досліджень та устаткування	15.09.20	
4	Тепловий розрахунок двигуна ПЛМ-40 на номінальному режимі	25.09.20	
5	Динамічний розрахунок двигуна ПЛМ-40 на номінальному режимі	01.10.20	
6	Розрахунок на міцність деталей циліндро-поршневої групи	10.10.20	
7	Вплив кута випередження запалювання на запас міцності деталей ЦПГ	15.10.20	
9	Виконання креслень	20.10.20	
10	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	30.10.20	
11	Економічне обґрунтування наукової роботи	07.11.20	
12	Формування висновків з магістерської роботи	15.11.20	
13	Оформлення магістерської роботи, нормоконтроль	30.11.20	
14	Розробка презентації та доповіді до захисту	04.12.20	
15	Подання роботи до захисту	05.12.20	

Студент(ка)

(підпис)

Падалко К.Д.

(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

(підпис)

Кубіч В.І.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 104 с., 16 табл., 22 рис., 3 дод., 21 джерел.

ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, ЗАПАС МІЦНОСТІ, КУТ
ВИПЕРЕДЖЕННЯ ЗАПАЛЮВАННЯ, МОТОР СІЧ ПЛМ-40,
НАВАНТАЖЕННЯ, ПОТУЖНІСТЬ, ТИСК

Останніми десятиліттями в двигунобудуванні спостерігається покращення ефективних показників, що призводить до зростання механічних та теплових напружень на деталях ДВЗ. Таким чином, підвищення надійності двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) є однією з важливих та актуальних задач сучасного двигунобудування.

Об'єкт дослідження – надійність 2-тактного бензинового ДВЗ.

Предмет дослідження – запас міцності деталей 2-тактного бензинового двигуна (на прикладі двигуна «Мотор Січ» ПЛМ-40).

Метою даної роботи є підвищення надійності 2-тактних бензинових ДВЗ.

Розраховано значення коефіцієнта запасу міцності поршня, поршневого пальця, гільзи двигуна ПЛМ-40 при кутах випередження запалювання $\Delta\varphi_{оп} = 20...38^\circ$ ПКВ. Визначено, що поршень і поршковий палець не мають резерву для збільшення кута випередження запалювання. Гільза циліндрів двигуна ПЛМ-40 має достатній коефіцієнт запасу міцності і може працювати в умовах підвищених навантажень.

ЗМІСТ

ВСТУП

1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1.1 Обґрунтування величини кута випередження в ДВЗ з іскровим запалюванням

1.2 Висновки з розділу

2 МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА УСТАТКУВАННЯ

2.1 Конструкція та технічна характеристика двигуна ПЛМ-40

2.2 Електрообладнання та система запалювання двигуна ПЛМ-40

2.3 Особливості теплового розрахунку циклу ДВЗ за допомогою фізико-математичної моделі другого рівня

2.4 Висновки з розділу

3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА ПЛМ-40 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

3.1 Вихідні дані до розрахунку

3.2 Контроль і аналіз результатів розрахунку

4 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА ПЛМ-40 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

5 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ДЕТАЛЕЙ ДВИГУНА ПЛМ-40

5.1 Перевірка на міцність поршня

5.1.1 Вихідні дані

5.1.2 Розрахунок елементів поршня на міцність

5.1.3 Розрахунок теплових зазорів

5.2 Розрахунок на міцність гільзи циліндра

5.3 Поршневий палець

5.4 Визначення запасу міцності деталей двигуна ПЛМ-40

5.5 Висновки за розділом

6 ВПЛИВ КУТА ВИПЕРЕДЖЕННЯ ЗАПАЛЮВАННЯ ДВИГУНА ПЛМ-40 НА ЗАПАС МІЦНОСТІ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛІНДРОПОРШНЕВОЇ ГРУПИ

6.1 Теплові та динамічні розрахунки двигуна при різних значеннях кута випередження запалювання

6.2 Розрахунок запасу міцності деталей ДВЗ при зміні кута випередження запалювання

6.3 Висновки за розділом

7 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ

7.1 Визначення витрат на проведення магістерської роботи

7.2 Розрахунок економічної ефективності науково-дослідної роботи

8 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

8.1 Аналіз потенційних небезпек

8.2 Заходи по забезпеченню безпеки

8.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

8.4 Заходи з пожежної безпеки та дії надзвичайній ситуації

ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

ДОДАТОК А Протокол теплового розрахунку двигуна «Мотор Січ»

ПЛМ-40 на номінальному режимі

ДОДАТОК Б Протокол динамічного розрахунку двигуна «Мотор Січ»

ПЛМ-40 на номінальному режимі

ДОДАТОК В Специфікації складального креслення двигуна «Мотор Січ»

ПЛМ-40

ВСТУП

Останніми десятиліттями покращення ефективних показників потужності двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) здійснюється за рахунок форсування двигунів, що супроводжується зростанням навантажень на деталі ДВЗ. Економічність сучасних двигунів досягається за рахунок роботи на збіднених паливоповітряних сумішах, що сприяє підвищенню температури в циліндрі та інтенсифікації нагріву деталей ДВЗ. Можна констатувати, що має місце тенденція до зростання механічних та теплових напружень на деталі ДВЗ. Таким чином, підвищення надійності двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) є однією з важливих та актуальних задач сучасного двигунобудування.

Мета і завдання дослідження

Метою даної роботи є підвищення надійності 2-тактних бензинових ДВЗ.

Для досягнення мети, вирішувався ряд завдань:

- проаналізувати літературні джерела та визначити оптимальні значення кута випередження запалювання 2-тактного бензинового ДВЗ;
- визначити перспективність наукового напрямку дослідження;
- розглянути конструкцію двигуна «Мотор Січ» ПЛМ-40, особливості системи запалювання та електрообладнання двигуна;
- обрати методики для дослідження;
- виконати тепловий розрахунок двигуна ПЛМ-40 на номінальному режимі, визначити ефективні показники двигуна, величини максимального тиску p_{max} і максимальної температури T_{max} ;
- виконати динамічний розрахунок двигуна ПЛМ-40 на номінальному режимі, визначити екстремуми сил та моментів, що діють на деталі циліндро-поршневої групи;
- розрахувати на міцність поршень, гільзу, палець поршневий двигуна ПЛМ-40, визначити запаси міцності цих деталей;

- дослідити вплив кута випередження запалювання двигуна ПЛМ-40 на запас міцності його деталей (поршень, гільза, палець поршневий);
- провести аналіз небезпек, що очікують дослідника при виконанні магістерської роботи, та заходів по їх усуненню;
- розрахувати витрати на виконання магістерської роботи;
- розрахувати показник оцінки техніко-економічної ефективності роботи;
- зробити висновки.

Об’єкт дослідження – надійність 2-тактного бензинового ДВЗ.

Предмет дослідження – запас міцності деталей 2-тактного бензинового двигуна (на прикладі двигуна «Мотор Січ» ПЛМ-40).

Наукова цінність роботи полягає в наступному:

- визначено залежність коефіцієнтів запасу міцності поршня, гільзи, поршневого пальця 2-тактного бензинового ДВЗ при різних значеннях кута випередження запалювання.

Практична цінність роботи полягає в наступному:

- результати досліджень можуть бути використані в при конструюванні 2-тактних ДВЗ, їх налаштовуванні та обслуговуванні.

1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1.1 Обґрунтування величини кута випередження в ДВЗ з іскровим запалюванням

Кутом випередження запалювання (КВЗ) прийнято називати кут повороту колінчастого валу, що відповідає моменту подачі іскри, до верхньої мертвої точки (ВМТ) [2]. Для кожного двигуна при певній частоті обертання і навантаженні можна підібрати оптимальні кути випередження запалювання, що відповідають найбільшій потужності або найменшій витраті палива. При роботі з кутами випередження запалювання, які відрізняються від оптимальних, потужність двигуна зменшується, оскільки процес згорання протікає в неоптимальній фазі циклу.

При підвищенні частоти обертання двигуна скорочується час здійснення кожного циклу і, відповідно, зростає хід поршня (кут повороту валу), протягом якого відбувається розвиток початкової стадій процесу горіння (утворення очага горіння і формування фронту полум'я). Тому кут випередження запалювання необхідно збільшувати. Зміна КВЗ при зміні частоти обертання може здійснюватися вручну або автоматично [2].

На рисунку 1.1 показано ідеалізований характер впливу кута випередження запалювання ДВЗ на крутний момент та витрату палива. Збільшення КВЗ сприяє зростанню крутного моменту та зменшенню питомої витрати палива, до досягнення оптимальної величини КВЗ. Подальше зростання КВЗ дає деяке покращення показників ефективності та економічності, проте з'являється детонація – явище, коли паливоповітряна суміш згоряє дуже швидко (досягаючи 2000...2500 м/с) і має вибуховий характер, що супроводжується руйнівним впливом на деталі двигуна і зниженням потужності.



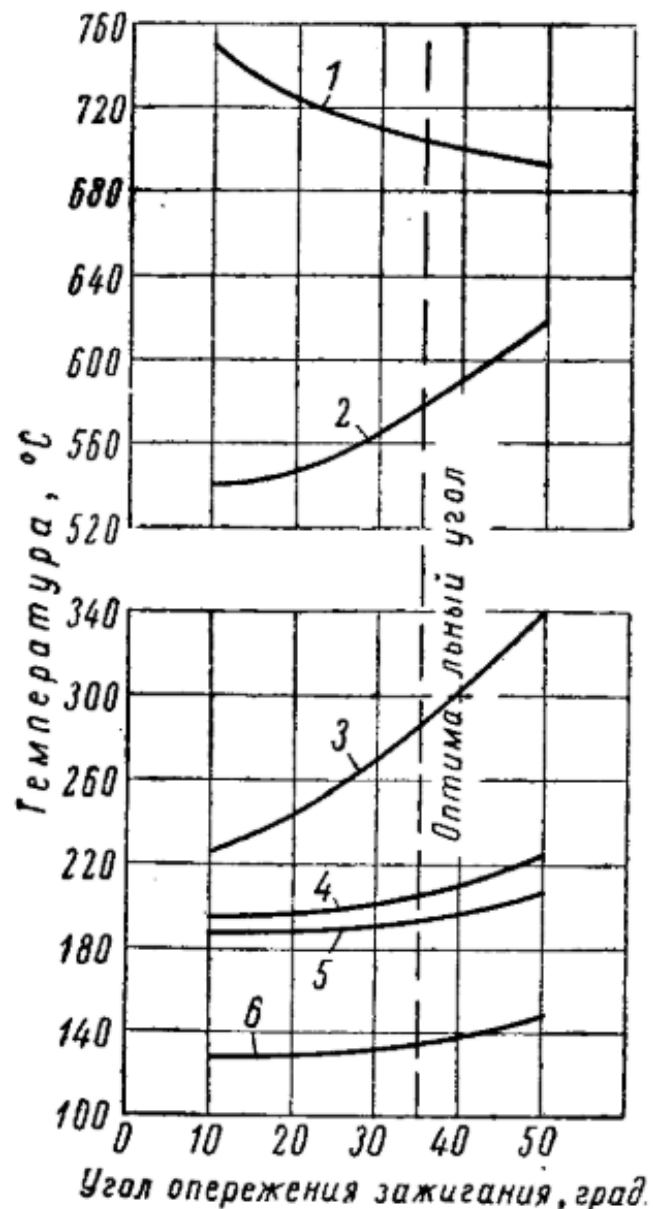
Рисунок 1.1 – Вплив кута випередження запалювання ДВЗ на крутний момент та витрату палива

Чим ближче до ВМТ завершається процес згорання, тим вище економічність і більше потужність двигуна. Експериментально встановлено [4], що для отримання якнайбільшої потужності двигуна необхідно, щоб при досягненні максимального тиску в циліндрі кут повороту колінчастого валу відповідав $10...18^\circ$ після ВМТ. Так як розповсюдження фронту полум'я відбувається з кінцевою швидкістю, то для отримання максимальної потужності паливовітряну суміш необхідно запалювати із випередженням, що залежить від швидкості розповсюдження фронту полум'я, ступеня стиснення двигуна, числа обертів. Зі збільшенням швидкості розповсюдження фронту полум'я і ступеня стиснення КВЗ зменшується.

Зменшення КВЗ відносно оптимального призводить до догорання робочої суміші в кінці такту розширення і далі в такті випуску, що викликає підвищення тиску і температури випускних газів (рис. 1.2) і всієї випускної системи, в результаті чого знижується потужність і зростає витрата палива (рис. 1.3) [4]. При занадто ранньому запалюванні (завеликий КВЗ) потужність

двигуна також знижується, але при цьому зростає і температура паливоповітряної суміші і, як результат, зростає схильність до детонації.

На практиці зменшення кута випередження запалювання використовується для запобігання детонації в тих випадках, коли антидетонаційні властивості палива нижче, ніж потрібні для двигуна.



1 – випускні гази; 2 – центр випускного клапана; 3 – центр днища поршня; 4 – сідло випускного клапана; 5 – перемичка головки між випускними клапанами; 6 – перемичка головки між випускними і впускними клапанами

Рисунок 1.2 – Вплив кута випередження запалювання на температуру окремих деталей. Циліндр типу АМ-40 [4]

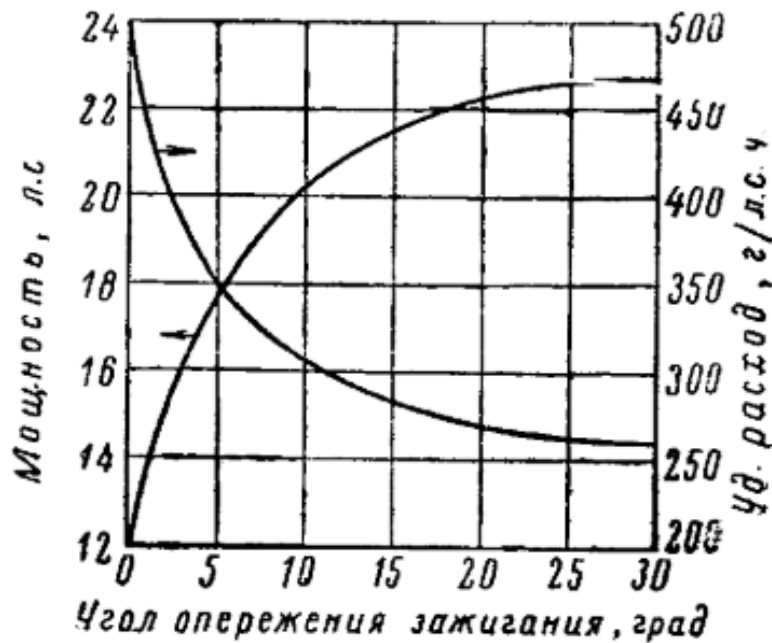


Рисунок 1.3 – Вплив кута випередження запалювання на потужність двигуна та питому витрату палива [4]

На рисунку 1.4 показано залежність кута випередження запалювання від частоти обертання колінчастого валу 4-тактного бензинового двигуна. Лініями 1, 5 показано зміну величини КВЗ при різних виконаннях системи запалювання. Лінія 4 показує зміну КВЗ при несправному відцентровому регуляторі випередження запалювання. Лінія 3 показує характеристику КВЗ, бажану для даного двигуна, проте практично недосяжну через зону детонації (вліво від лінії 2).

Для коригування КВЗ в карбюраторних ДВЗ зазвичай використовуються вакуумні регулятори, відцентрові регулятори, октан-коректори [5,6]. На сучасних інжекторних ДВЗ зміною КВЗ керує бортовий комп'ютер згідно закладеної програми та показань датчиків, в тому числі датчика частоти обертання колінчастого валу, положення розподільного вала, масової витрати повітря, детонації, температури повітря, температури охолоджувальної рідини, тиску повітря, положення дросельної заслінки, положення педалі акселератора, тиску палива, датчик кисню та інші. Номенклатура датчиків на різних моделях автомобілів може відрізнятися.. Зазвичай кожна свіча запалювання має власну

котушку запалювання. Бортовий комп'ютер дозволяє керувати КВЗ кожного циліндра окремо [5].

При зміні швидкості обертання колінчастого вала двигуна датчик частоти обертання колінчастого вала двигуна і датчик положення розподільного валу подають сигнали в електронний блок керування, який в свою чергу здійснює необхідну зміну кута випередження запалювання [6].

При збільшенні навантаження на двигун управління кутом випередження запалювання здійснюється за допомогою датчика масової витрати повітря. Додаткову інформацію про процес займання і згоряння паливо-повітряної суміші дає датчик детонації. Інші датчики надають додаткову інформацію про режими роботи двигуна.

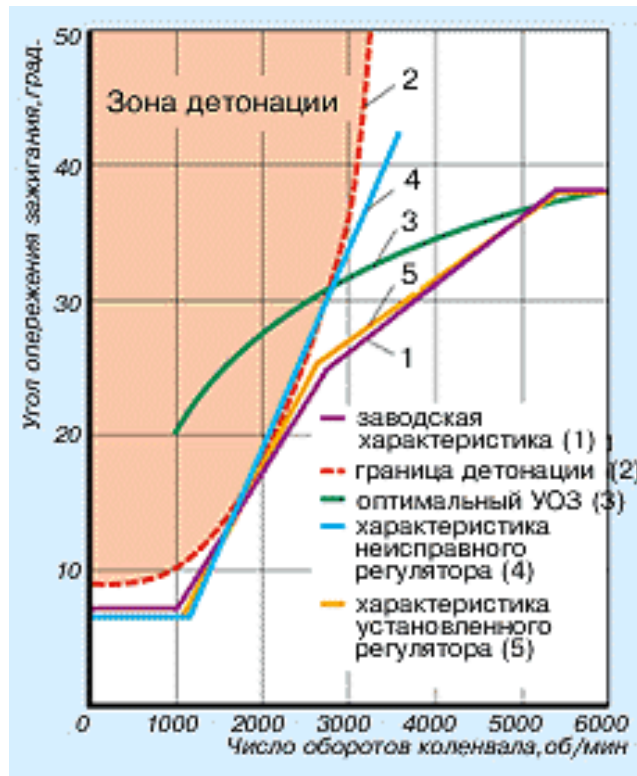


Рисунок 1.4 – Залежність кута випередження запалювання від частоти обертання колінчастого вала двигуна ВАЗ-2106 [3]

На рисунку 1.5 показана залежність кута випередження запалювання від частоти обертання колінчастого вала двигуна і відкриття дросельної заслінки. На обертах 4500 хв^{-1} з КВЗ = 38° при повністю закритому дроселі і КВЗ = 38° при повністю відкритому.

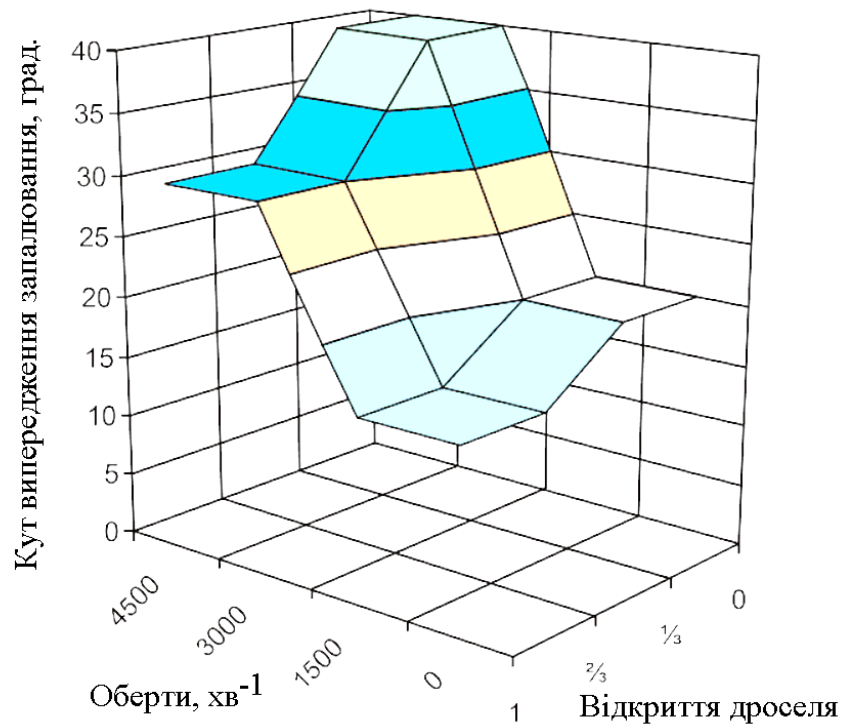


Рисунок 1.5 – Залежність кута випередження запалювання від частоти обертання колінчастого валу двигуна і відкриття дросельної заслінки

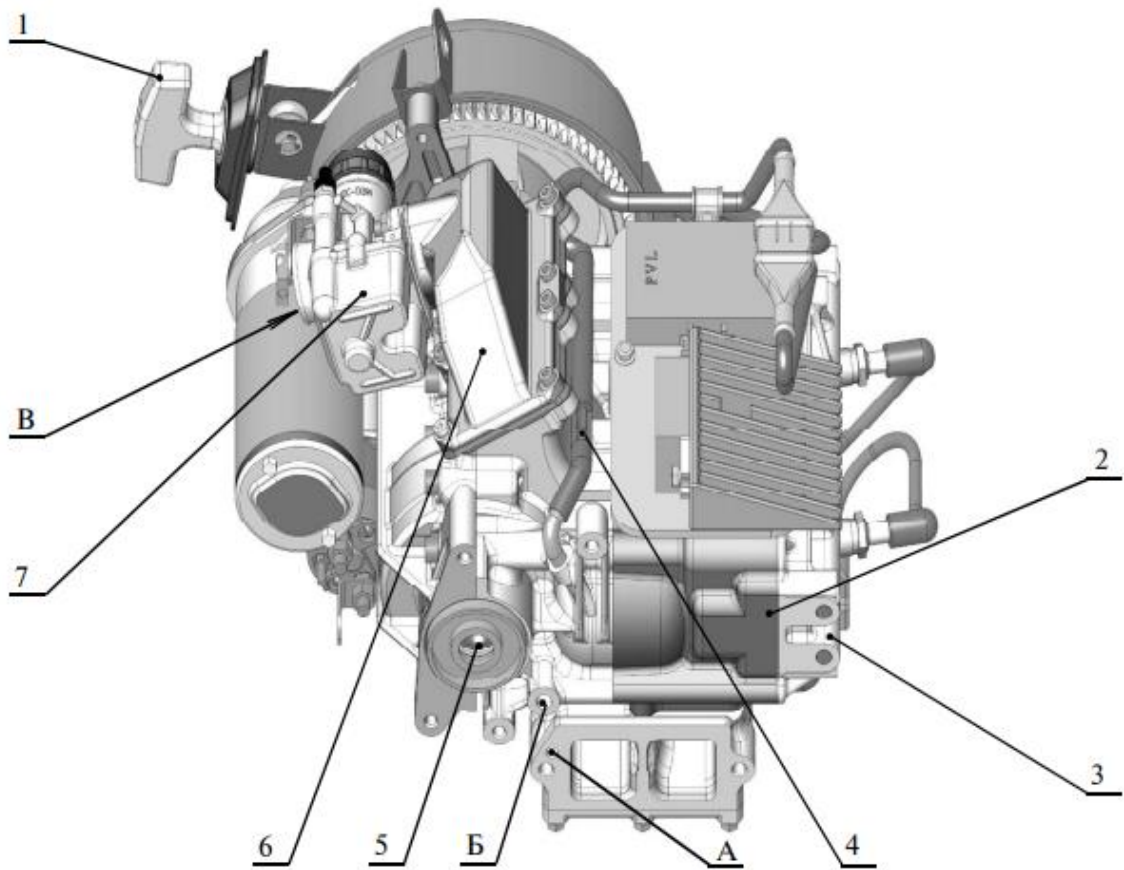
1.2 Висновки з розділу

Проведений аналіз літературних джерел показав, що величина кута випередження запалювання має значний вплив на техніко-економічні показники ДВЗ. Дослідниками проведено чимало науково-дослідних робіт в цій царині, як для 4-тактних, так і для 2-тактних двигунів [7–12], в тому числі щодо визначення оптимальних значень КВЗ, що працюють на альтернативних видах палив [7, 12]. Проте питання визначення впливу кута випередження запалювання 2-тактного двигуна на запас міцності деталей циліндро-поршневої групи залишилось без розгляду. Таким чином можна стверджувати, що тема дослідження є актуальною.

2 МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА УСТАТКУВАННЯ

2.1 Конструкція та технічна характеристика двигуна ПЛМ-40

Двигун «Мотор Січ» ПЛМ-40 (МС-40) (рис. 2.1-2.3) є автономним рухомо-рульовим комплексом, призначеним для використання на глисуючих судах з висотою транця 380 мм, яка допускає установку мотора даної потужності, який може експлуатуватися в водоймах глибиною не менше 0,8 м при температурах навколишнього середовища від мінус 5 ° С до плюс 40 ° С [1].



- 1 – ручний стартер, 2 – блок циліндрів, 3 – головка циліндрів, 4 – зворотний клапан трубопроводу, 5 – вал відбору потужності, 6 – перехідник, 7 – карбюратор, А – відведення води, Б – підведення охолоджуючої води, В – підведення повітря до карбюратора.

Рисунок 2.1 – Загальний вигляд двигуна «Мотор Січ» ПЛМ-40 [1]

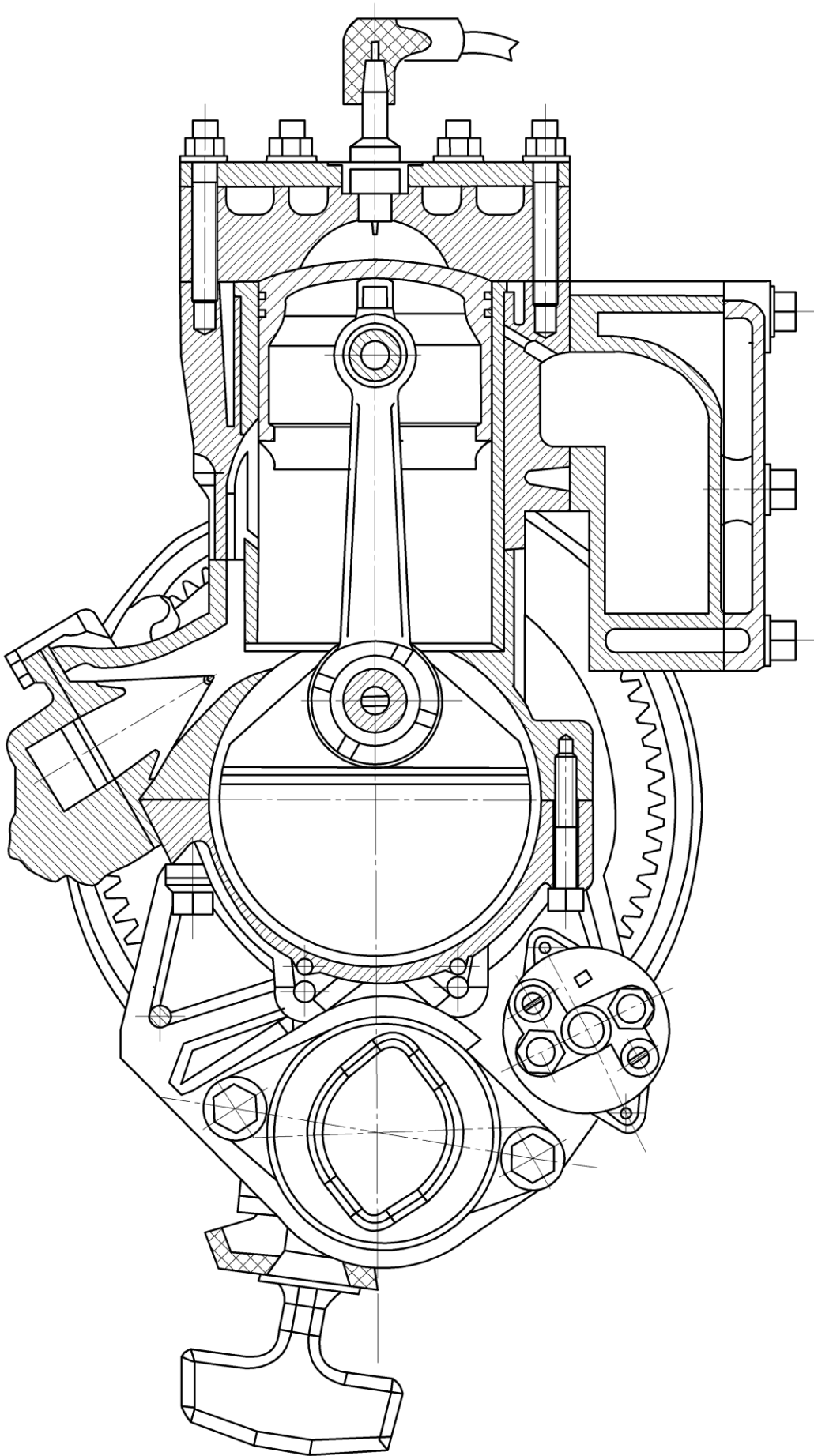


Рисунок 2.2 – Двигун «Мотор Січ» ПЛМ-40. Поперечний переріз

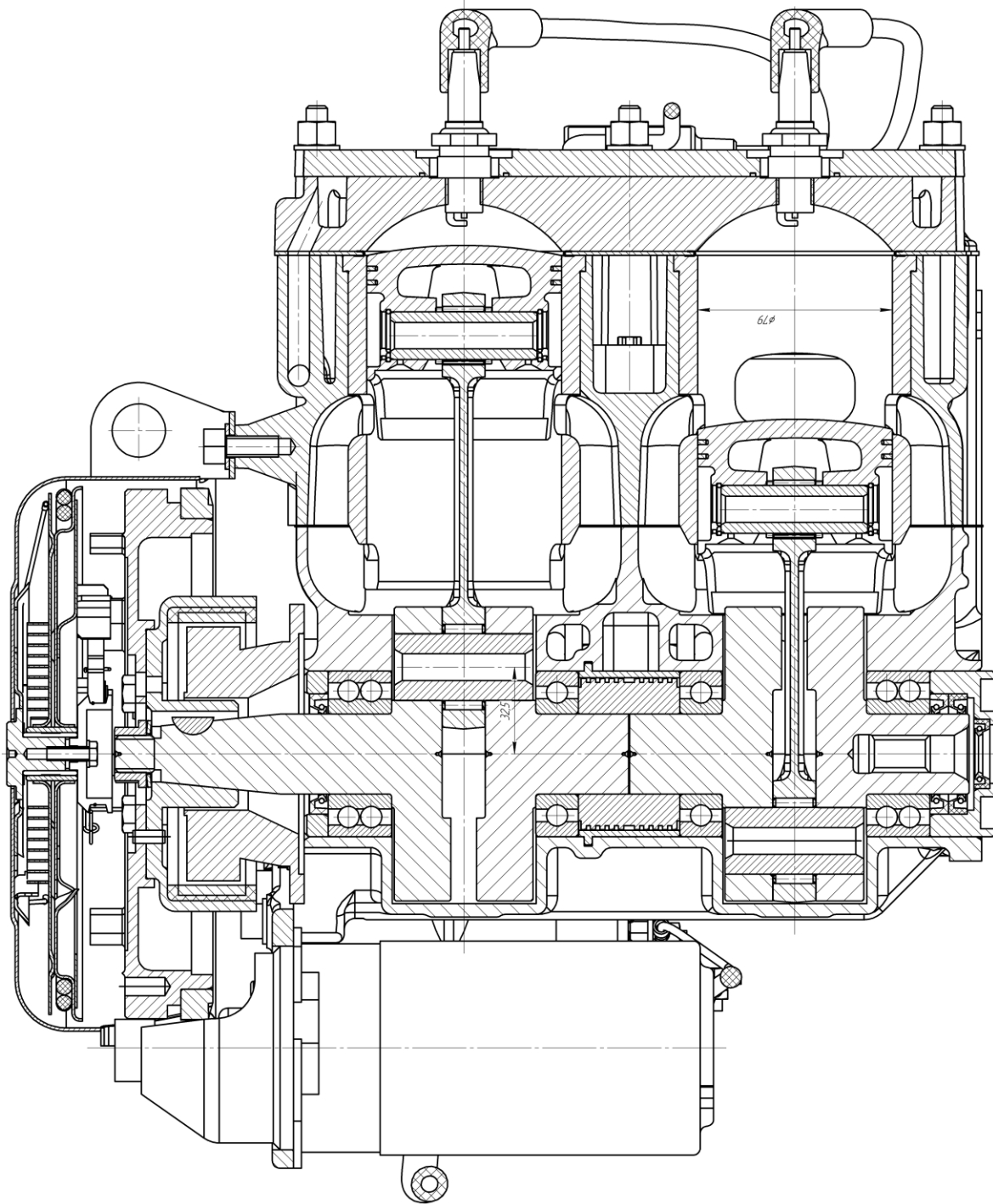


Рисунок 2.3 – Двигун «Мотор Січ» ПЛМ-40. Поздовжній переріз

Двигун закріплений у верхній частині проміжного корпусу (дейдвуда). Колінчастий вал двигуна розташований вертикально. На верхньому кінці колінчастого вала закріплений стартер.

Усередині проміжного корпусу проходить вертикальний вал, що зв'язує колінчастий вал двигуна і редуктор. Також всередині проміжного корпусу розташовані трубки подачі води для охолодження двигуна, тяги управління редуктором. Через проміжний корпус здійснюється вихлоп відпрацьованих газів в воду.

Знизу до проміжного корпусу кріпиться кутовий конічний одноступінчатий понижуючий редуктор, що забезпечує передачу обертання на гребний гвинт.

Поворотно-відкидна підвіска мотора складається з вертикального шарніра, що забезпечує поворот навколо вертикальної осі при управлінні курсом човна, горизонтального шарніра, який забезпечує відкидання мотора, струбцини, що забезпечує кріплення мотора до транця човна, пружних елементів.

Управління підвісним човновим мотором малої і середньої потужності здійснюється за допомогою румпеля. На кінці румпеля зазвичай розташована поворотна рукоятка управління дросельною заслінкою мотора, а в торці румпеля - кнопка «Стоп».

Основними деталями остова двигуна є: картер, нижній картер, блок циліндрів, головка циліндрів [1]. Картер і нижній картер сумісно утворюють кривошипні камери, в порожнинах яких обертаються кривошипи колінчастого валу.

На блоці циліндрів за допомогою шпильок кріпиться головка циліндрів. В головці виконані напівсферичні камери згорання, різьбові отвори для свічок запалювання і канали охолодження.

В таблиці 2.1 наведено технічні характеристики двигуна.

Таблиця 2.1 – Технічна характеристика двигуна МС-40 [1]

Найменування параметра і розміра	«ПЛМ-40» («МС-40»)
1	2
Тип двигуна	Двоциліндровий двотактний з п'ятиканальною зворотно- петлевою продувкою
Максимальна ефективна потужність, кВт (к. с.)	29,4 (40,0)
Максимальний крутний момент Н·м (кгс·м)	60,8 (6,2)
Частота обертання колінчастого вала, хв ⁻¹ : - При максимальній потужності; - При максимальному моменті, що крутить; - При максимально допустимих оборотах	5000±300 4500 5800
Найменша стійка частота обертання колінчастого вала на холостому ході, хв ⁻¹	1200
Робочий об'єм циліндрів, см ³	640
Діаметр циліндрів, мм	79 ^{+0,03}
Хід поршня, мм	65±0,06
Паливо	бензин А-95
Мінімальна питома витрата палива, г / (кВт · год)	325
Часова витрата палива кг / год (л / ч): - при максимальній ефективній потужності - при максимально допустимих обертах - при стійкому глисуванні	13 (18,6) 14 (20) 5,6 (8)
Фази газорозподілу і запалювання (°ПКВ): випуску, впуску, випередження запалювання	$\Delta\varphi_{\text{в}} = 150$, $\Delta\varphi_{\text{вп}} = 120$, $\Delta\varphi_3 = 20$

Продовження таблиці 2.1

1	2
Змазка двигуна	Високоякісне масло для двотактних двигунів рідинного охолодження експлуатаційної категорії NMMA-TC-W3 в складі паливної суміші в пропорції 1:33 (3%) - при обкатці, 1:50 (2%) - при експлуатації
Карбюратор, тип	«PEKAR» K68И
Кривошипно-шатунний механізм кривошипи: розташування кут між кривошипами, °	в одній площині, 180
Механізм газорозподілу	Поршневий з пелюстковими клапанами на впуску
Система запалювання	Електронна безконтактна
Система запуску	Ручний стартер і електростартер
Передаточное число редуктора	1,8
Змащування редуктора	Масло ТАД-17И ГОСТ 23652
Об'єм масла в редукторі, см ³	230
Система охолодження	Водяна примусова
Потужність генератора напругою 12В при номінальній частоті обертання коленвала, Вт	350
Висота транця, мм	389

Продовження таблиці 2.1

1	2
Гвинти гребні: - діаметр, мм	260
- лопаті: - крок, мм	356
- число, шт	3
Напрямок обертання гвинта, якщо дивитися на нього в напрямку переміщення судна	Праве (за годинниковою стрілкою)
Керування	Румпельне з комплектом деталей для підключення дистанційного керування
Здійснення заднього ходу човна	Реверсом редуктора
Габаритні розміри, мм	
- довжина	930±5
- ширина	370±10
- висота	1210±10
Маса суха (без акумуляторних проводів і гребного гвинта), кг	67

Картер, нижній картер, блок циліндрів, головка і кришка циліндрів відлиті з алюмінієвого сплаву, а гільзи з чавуну [1].

Колінчастий вал двигуна складається з нижньої, проміжної та верхньої цапф і пальців колінчастого валу, поєднаних між собою посадкою з натягом.

Шатун стальний з двома нерозумними головками, поєднаними стержнем двотаврового перетину. У верхній головці шатуна встановлені голчасті ролики, в нижній – роликopідшипник.

Поршень відлитий з алюмінієвого сплаву. В його верхній частині виконано дві кільцеві канавки під чавунні поршневі кільця. В кожній канавці встановлено по одному сталюму штифту, що фіксує поршневі кільця в такому

положенні, щоб їх замки не знаходились на одній лінії (для кращого ущільнення) і не співпадали з вікнами гільзи для запобігання поломки. Поршневий палець плаваючого типу встановлюється в поршні та фіксується з обох сторін стопорними кільцями.

Система живлення й змащення слугує для приготування з суміші палива з маслом і повітрям горючого складу, що забезпечує робочий цикл і змащення деталей, які сполучаються, і складається з паливного бака, з'єднувального шланга з ручною грушею для підкачування, бензонасоса, карбюратора пелюсткових клапанів і з'єднувальних трубопроводів.

Бензонасос діафрагменного типу слугує для примусової подачі палива з бака до карбюратора, приводиться в дію зміною тиску в порожнині кривошипної камери в залежності від положення поршня двигуна. Підготовка та регулювання кількості що подається в циліндри робочої суміші здійснюється однодифузорним горизонтальним карбюратором з центральним розташуванням камери поплавця.

Подача палива в карбюратор здійснюється через систему підведення і підтримки постійного рівня палива. Паливо через штуцер, подається до паливного клапана, який за допомогою зведеного поплавка, можна легко повернути на осі, регулює постійний рівень палива в карбюраторі. При зниженні рівня палива голка клапана, яка через пружину і кульку спирається на регулювальний елемент поплавка, разом з поплавком опускаються вниз і збільшують прохідний перетин отвору підведення палива в сидлі клапана. При цьому приплив палива збільшується, а його рівень в камері поплавця підвищується до нормального, поплавок піднімається і голка клапана замикає отвір в сидлі.

Газорозподіл в такому двигуні здійснюється самим поршнем, який відкриває випускне, а потім продувне вікно при ході вниз і закриває їх при ході вгору.

Продувне вікно завжди відкривається пізніше випускного. За попередній випуск відбувається вільний випуск газів з циліндра, тиск в ньому різко падає.

До моменту відкриття продувних вікон тиск в циліндрі має виявитися нижче тиску в картері – інакше проходить зброс відпрацьованих газів в картер.

Випускні гази відводяться через ізольований канал, причому на моторі з меншою кубатурою прохідний перетин каналу зменшено профілюючою вставкою змінного перерізу.

Відвід газів в воду проводиться через похилий канал, патрубок якого розташований в потоці води, що відкидається гвинтом. Внаслідок цього в зоні патрубку виходить розрідження, що сприяє відсмоктуванню продуктів згоряння з випускної системи.

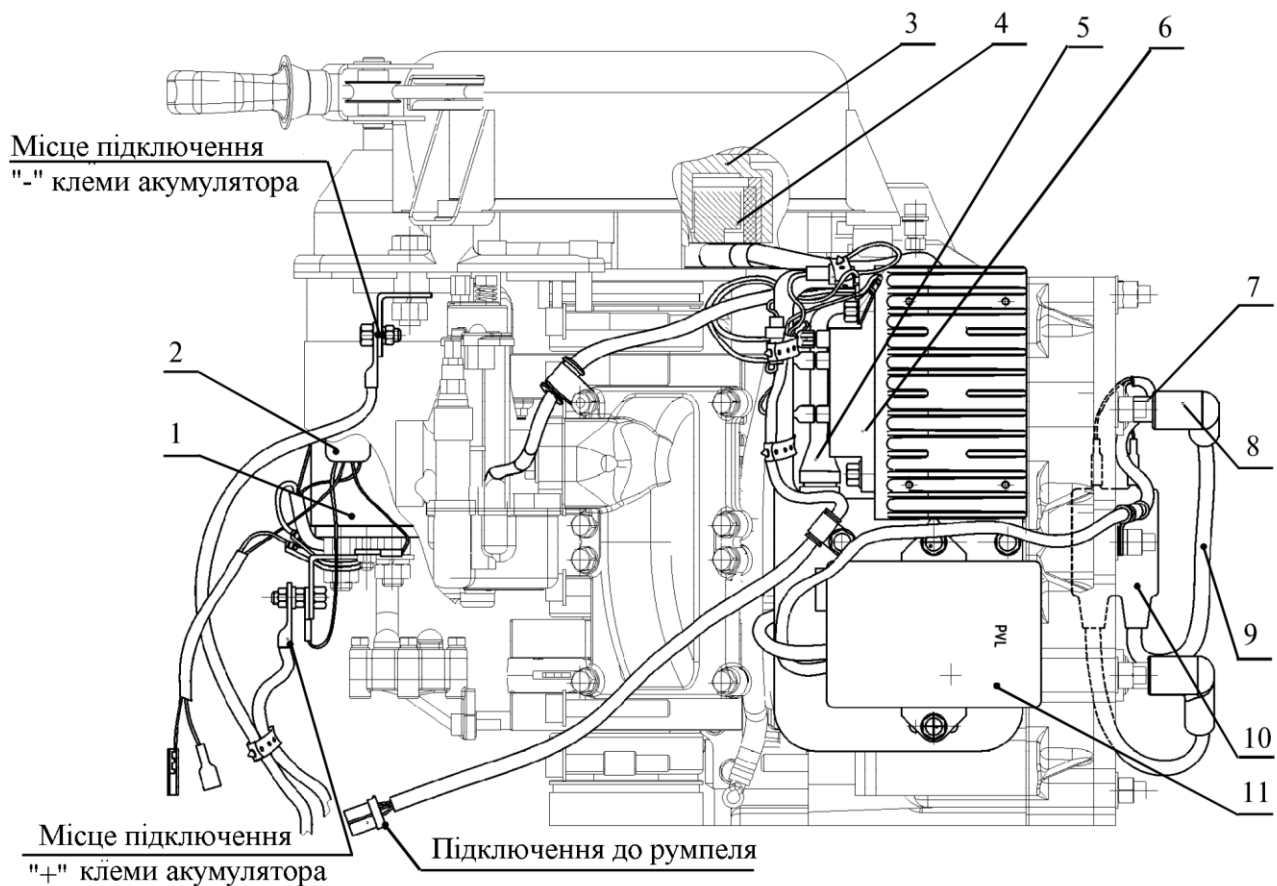
Особливістю даної системи підвісних човнових моторів є пристрій так званого вільного випуску. Для полегшення запуску і роботи двигуна на холостому ходу випуск відпрацьованих газів проводиться не під воду, а в атмосферу.

Випускна система двигуна МС-40 складається з продувних вікон в циліндрі, приймальної коробки і колектора, продовження колектора в дейдвуда; дейдвуд виконує також функції глушника шуму; випускні отвори розташовані: холостого ходу - трохи нижче рівня заборотної води, навантажувальних режимів - в ступиці гребного гвинта.

2.2 Електрообладнання та система запалювання двигуна ПЛМ-40

Електричне обладнання двигуна ПЛМ-40 побудовано за однопровідною схемою, в якій з корпусом поєднано мінусовий (-) провід [1].

На рисунку 2.4 показано розташування і зв'язок елементів електрообладнання двигуна. Електрообладнання включає в себе свічу запалювання, систему запуску і систему електроживлення.



1 – електростартер; 2 – реле стартера; 3 – ротор; 4 – статор; 5 – проводка системи запалювання; 6 – регулятор; 7 – свіча запалювання NGK-BP7HS; 8 – поєднувач свічі; 9 – кабель запалювання; 10 – високовольтний трансформатор; 11 – блок електронний

Рисунок 2.4 – Розташування електрообладнання двигуна ПЛІМ-40 [1]

Система живлення двох іскрова електронна безконтактна PVL 562-01.05 з напругою високовольтного імпульса не менше 25 кВ при навантаженні 50 пф, до якої входить електронний блок (11, див. рис. 2.4), високовольтний трансформатор (10), свічі запалювання NGK-BP7HS (7).

Система електрозапуску включає в себе електростартер (1), реле стартера (2), кнопку стартера.

Система електроживлення побудована на основі вбудованого в двигун генератора потужністю на режимі холостого ходу 25 Вт при обертах колінчастого валу $1000 \pm 250 \text{ хв}^{-1}$ і потужністю 350 Вт при обертах колінчастого валу 5000 хв^{-1} , напругою 12 В.

Акумуляторна батарея повинна мати ємність не менше 40 А·год.

Зміна кута випередження запалювання в залежності від зміни обертів двигуна відбувається автоматично і забезпечується електронним блоком.

2.3 Особливості теплового розрахунку циклу ДВЗ за допомогою фізико-математичної моделі другого рівня

Тепловий розрахунок робочого циклу двигуна виконується за методикою [17], яка реалізована на базі фізико-математичної моделі (ФММ) [18] у вигляді комп'ютерної програми Engine Calculation.

Фізико-математична модель другого рівня має дві модифікації. Перша з них складена з урахуванням зміни складу робочого тіла в циліндрі. У другій модифікації вплив зміни складу врахований приблизно; у процесах впуску і стиснення робочим тілом вважається повітря, в процесах розширення і випуску – продукти згоряння. Застосування моделі другої модифікації істотно спрощує обчислювальні процедури і мало впливає на точність розрахунку. Тому далі описана ФММ другого рівня у другий модифікації.

Крім того, в цій моделі розрахунок виконують для основних процесів (стиснення, згоряння, розширення) при зміні кута повороту кривошипа φ в межах від 0° до 360° для двотактного двигуна. Вплив процесів при впуску і випуску враховано сумарно за статистичними даними.

Дана ФММ включає чотири основні диференціальні рівняння:

- перше кінематичне рівняння, або рівняння зміни об'єму робочої порожнини;
- рівняння балансу маси;
- рівняння енергетичного балансу;
- рівняння стану робочого тіла і ряд інших додаткових рівнянь в диференціальній або кінцевій формі. Ці додаткові рівняння потрібні для

визначення величин, що входять у вигляді окремих членів або множників в основні рівняння.

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

Система (2.1) складається із звичайних нелінійних диференціальних рівнянь зі змінними коефіцієнтами. Сучасними аналітичними методами така система не може бути вирішена. Тому вона вирішується чисельними методами із застосуванням комп'ютерної техніки. Кінцевою метою рішення системи є функції $V(\varphi)$; $m(\varphi)$; $T(\varphi)$; $p(\varphi)$.

2.4 Висновки з розділу

Методи досліджень, використані в роботі, є загальноприйнятими при дослідженні робочих процесів в двигунах внутрішнього згорання [26], а обрання ПЛМ-40 в якості двигуна-прототипа цілком відповідає меті роботи.

З ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА ПЛМ-40 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

3.1 Вихідні дані до розрахунку

В розділі наведено тепловий розрахунок робочого циклу двигуна «Мотор Січ» ПЛМ-40, виконаний за методикою, наведений в розділі 2.3. Приймаємо вихідні дані для розрахунку:

– потужність	$N_e = 29,4 \text{ кВт};$
– частота обертання валу	$n = 5800 \text{ хв}^{-1};$
– число циліндрів	$i = 2;$
– розташування циліндрів:	рядне;
– тиск наддуву	$p_k = 0,101 \text{ МПа};$
– температура повітря	$T_o = 294 \text{ К};$
– ступінь стиснення	$\varepsilon = 9,2;$
– коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 0,87;$
– відношення ходу поршня до діаметра циліндра	$\frac{S}{D} = 0,82;$
– тактність	2
– вид палива:	бензин.

Початкові дані для розрахунку готуються в два етапи. На першому етапі виконують попередні розрахунки, щоб оцінити основні розміри циліндра, необхідні при використанні прийнятої ФММ.

За допомогою графіку на рис. 2.1 [17], побудованого на підставі статистичних даних, виконано оцінку очікуваної величини середнього ефективного тиску p_e залежно від тиску наддуву p_k , температури наддувочного повітря T_k і типу двигуна. Приймаємо $p_k = 0,101 \text{ МПа}$, $T_k = 294 \text{ К}$ (за індивідуальним завданням).

Далі на основі формули ефективної потужності

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

розраховують робочий об'єм даного циліндра

$$V_h = \frac{N_e}{i \cdot p_e} \cdot \frac{\tau}{n} \quad (3.2)$$

$$V_h = \frac{60 \cdot 29,4}{2 \cdot 0,48 \cdot 10^6} \cdot \frac{2}{5800} = 0,0003168 \text{ м}^3$$

Діаметр циліндра (оціночний):

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}} \quad (3.3)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,0003168}{3,14 \cdot 0,82}} = 0,079 \text{ м}$$

Уточнюємо $D = 0,079 \text{ м}$.

Хід поршня

$$S = D \cdot \frac{S}{D} \quad (3.4)$$

$$S = 0,079 \cdot 0,82 = 0,0648 \text{ м},$$

Уточнюємо $S = 0,065 \text{ м}$.

Радіус кривошипа

$$r_k = \frac{S}{2} \quad (3.5)$$

$$r_k = \frac{0,065}{2} = 0,0325 \text{ м}.$$

Уточнюємо робочий об'єм циліндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{3.14 \cdot 0.079^2}{4} 0.065 = 0.0003183 \text{ м}^3.$$

Далі розраховуємо величини, які являються початковими при використанні ФММ.

Код двигуна в програмі впливає на вибір теплоємностей робочого тіла, які залежать від складу і температури робочого тіла. Встановлені коди: для бензинових $Y = 0$.

Вид розрахунку: номінальний або дослідницький

Тип двигуна (бензиновий або дизельний) впливає на вид палива і характер процесу згорання, який залежить від способу сумішоутворення.

1. Теплота згорання палива $H_{uT} = 44 \text{ МДж/кг}$.
2. Показник процесу згорання вибирають на основі рекомендацій за емпіричними даними: для бензинових ДВЗ $m_1 = 3,2...4,0$ [17].

Обираємо 3,4.

3. Кількість циліндрів: 2.
4. Розташування циліндрів – рядне.
5. Діаметр циліндра $D = 0.079 \text{ м}$.
6. Площа поршня є площею плоскої поверхні поршня, перпендикулярної осі циліндра, вона дорівнює

$$F_{\Pi} = \frac{\pi}{4} D^2, \quad (3.6)$$

$$F_{\Pi} = \frac{3.14}{4} 0.079^2 = 0,0048992 \text{ м}^2$$

і може відрізнятися від площі поверхні теплообміну поршня (див. п. 9 цього розділу).

7. Радіус кривошипа $r_k = 0,0325 \text{ м}$.

8. Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна $\frac{r_k}{L_{ш}}$ є конструктивним параметром, що характеризує геометрію кривошипно-шатунного механізму. Величину λ_k вибирають за практичними рекомендаціями: для автотракторних ДВЗ $\lambda_k = 0,25 \dots 0,32$ [17]. Обираємо 0,28.

Тоді

$$L_{ш} = 0,0325 / 0,28 = 0,116 \text{ м.}$$

9. Площа теплообміну поршня $F_{п'}$ залежить від конфігурації днища. Для бензинових ДВЗ $F_{п'} = (1,0 \dots 1,1) \cdot F_{п}$ [17];

$$F_{п'} = 1,0 \cdot F_{п} = 1,0 \cdot 0,0048992 = 0,0048992 \text{ м}^2.$$

10. Площа теплообміну кришки F_k залежить від конструкції камери стиснення. У бензинових ДВЗ застосовують плоскі, шатрові, клиновидні, овальні, напівсферичні та інші камери; для них має місце співвідношення $F_k = (1,1 \dots 1,3) \cdot F_{п}$.

$$F_k = 1,3 \cdot F_{п} = 1,3 \cdot 0,0048992 = 0,0063689 \text{ м}^2.$$

11. Об'єм камери стиснення розраховують за співвідношенням

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1}. \quad (3.7)$$

$$V_c = \frac{3,14}{2} 0,079^2 \cdot 0,0325 \cdot \frac{1}{9,2 - 1} = 0,0000388 \text{ м}^3.$$

12. Тиск наддуву $p_k = 0,101 \text{ МПа}$

13. Температура повітря на вході в двигун $T_o = 294 \text{ К.}$

14. Кут початку згорання φ_c залежить від кута випередження запалювання $\Delta\varphi_{оп}$ у бензинових ДВЗ або від кута випередження впорскування палива в дизельному ДВЗ.

Для бензинових ДВЗ

$$\begin{aligned}\varphi_c &= 360 - \Delta\varphi_{оп}, \\ \varphi_c &= 360 - 25 = 335^\circ,\end{aligned}\tag{3.8}$$

де $\Delta\varphi_{оп} = 10...25^\circ$ – величина, яка залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згорання.

15. Кут кінця згорання пов'язаний з кутовою тривалістю згорання $\Delta\varphi_{сг}$, яка визначається в залежності від типу двигуна

$$\begin{aligned}\varphi_z &= \varphi_c + \Delta\varphi_{сг}, \\ \varphi_z &= 335 + 50 = 385^\circ,\end{aligned}\tag{3.9}$$

де для бензинових ДВЗ $\Delta\varphi_{сг} = 40 \dots 60^\circ$;

Крім типу двигуна, основними чинниками, що впливають на тривалість згорання, є: частота обертання валу, розміри циліндра, турбулентність в заряді.

16. Кутова швидкість обертання кривошипа ω , рад/с, визначається за індивідуальним завданням в залежності від частоти обертання колінчатого валу n , c^{-1} :

$$\begin{aligned}\omega &= 2\pi n, \\ \omega &= 2 \cdot 3,14 \cdot 5800/60 = 607,1 \text{ c}^{-1}.\end{aligned}\tag{3.10}$$

17. Коефіцієнт надлишку повітря α на номінальному режимі відомий за індивідуальним варіантом: $\alpha = 0,87$.

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

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі

$$\Delta m_{\text{вц}} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v, \quad (3.11)$$

$$\Delta m_{\text{вц}} = 0.0003183 \cdot 1.197 \cdot 0.589 = 0.0002244 \text{ кг/цикл},$$

де щільність заряду на вході в циліндр визначається за формулою

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k}; \quad (3.12)$$

$$\rho_o = \frac{102000}{287 \cdot 295} = 1.205 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

коефіцієнт наповнення дорівнює

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_r} \quad (3.13)$$

$$\eta_v = \frac{9,2}{9,2 - 1} \cdot \frac{101000 - 10100}{101000} \cdot \frac{294}{294 + 10 + 0.2 \cdot 1000} = 0,589.$$

У останній формулі

$\Delta p_{\text{вп}} = (0,05 \dots 0,15) \cdot p_k = 0,1 \cdot 101000 = 10100$ – втрата тиску на впуску;

$\Delta T = 0 \dots 30 \text{ К}$ – підігрів заряду на впуску, причому для бензинових ДВЗ $\Delta T = 0 \dots 20 \text{ К}$.

$\gamma = 0 \dots 0,2$ – коефіцієнт залишкових газів. Значення коефіцієнта залишкових газів γ ближче до верхньої межі у бензинових ДВЗ і ближче до нижньої межі у дизельних [17].

T_r – температура залишкових газів, у бензинових ДВЗ $T_r = 900 \dots 1100 \text{ К}$.

Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot \ell_o}. \quad (3.14)$$

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{0.0002244}{0,87 \cdot 14.96} = 0,00001724 \text{ кг/цикл.}$$

19. Середня температура стінок T_w залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки, клапанів, циліндра). На номінальному режимі роботи приймають:

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

Більші значення відносяться до форсованих ДВЗ з наддувом при малих величинах коефіцієнта надлишку повітря. Обираємо $T_w = 450 \text{ К}$.

До початкових умов відносяться усі параметри робочого тіла на початку розрахунку. У цій ФММ початок розрахунку відповідає точці «а» на індикаторній діаграмі, при положенні поршня в НМТ і куті повороту кривошипа $\varphi = 0^\circ$.

20. Початковий тиск дорівнює

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}}, \quad (3.15)$$

$$p_a = 101000 - 10100 = 90900 \text{ Па},$$

де $\Delta p_{\text{вп}}$ визначається за рекомендаціями п. 18 даного розділу.

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

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_r). \quad (3.16)$$

$$T_a = \frac{1}{1 + 0,2} (294 + 10 + 0,2 \cdot 1000) = 420 \text{ К}.$$

Рекомендації по вибору величин, що входять у формулу, дані раніше в п. 18.

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

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вц}}. \quad (3.17)$$

$$m_a = (1 + 0,2) \cdot 0,0002244 = 0,0002693 \text{ кг/цикл.}$$

23. Початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h. \quad (3.18)$$

$$V_a = \frac{9,2}{9,2 - 1} \cdot 0,0003183 = 0,0003571 \text{ м}^3.$$

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

$$P_a V_a = R m_a T_a. \quad (3.19)$$

$$90900 \cdot 0,0003571 = 287 \cdot 0,0002693 \cdot 420$$

$$16,0521 = 16,0515$$

Похибка цього рівняння складає 0,004 %.

Для виконання динамічного розрахунку необхідно знати маси частин, що поступально рухаються і обертаються.

Приведена маса частин, що поступально рухаються, включає масу поршневого комплексу (поршня, пальця, кілець) і частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця:

$$m_A = [m'_n + (0,2 \dots 0,3) \cdot m'_ш] \cdot F_n, \quad (3.20)$$

$$m_A = [100 + 0,25 \cdot 200] \cdot 0,0048992 = 0,735 \text{ кг,}$$

де коефіцієнт 0,25 представляє частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця.

Величини $m'_п$ і $m'_ш$ в правій частині формули визначають на основі статистичних даних існуючих конструкцій ДВЗ (у таблиці 3.1 вказані питомі маси, віднесені до одиниці площі поршня).

Таблиця 3.1 – Питомі маси деталей КШМ [17]

Двигуни	Питома маса поршневого комплекту $m'_п$, кг/м ²	Питома маса комплекту шатуна $m'_ш$, кг/м ²
Бензинові	40...150	50...250

Х. Розрахунковий крок рівний $\Delta\varphi = 10^\circ$.

Інформацію за пунктами I-X заносимо до таблиці 3.2 та проводимо розрахунок у комп'ютерній програмі Engine Calculation.

3.2 Контроль і аналіз результатів розрахунку

Результати розрахунку на ПК отримують у вигляді двох протоколів, в одному з них дані теплового розрахунку, в іншому – дані динамічного розрахунку.

Протокол теплового розрахунку містить запис параметрів робочого тіла (тиску p , температури T , маси m , об'єму V) при різних кутах повороту кривошипа колінчатого валу (п.к.в.) φ . Розрахунковий діапазон зміни кута повороту кривошипа $\varphi = 0... 360^\circ$, що відповідає умовам ФММ моделі другої модифікації для двотактного ДВЗ

У кінці протоколу наведені основні циклові і питомі показники.

- індикаторна робота $L_i = 275,3$ Дж/цикл;
- середній індикаторний тиск $p_i = 0,8645$ МПа;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,385$;

– питома індикаторна витрата палива $g_i = 0,213 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$.

За даними протоколу теплового розрахунку побудовано згорнуту індикаторну діаграму для номінального режиму в системі координат $p(V)$ у (див. рис. 3.1).

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

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m, \quad (3.21)$$

$$N_e = 2 \cdot 275,3 \cdot \frac{5800}{1 \cdot 60} \cdot 0,55 = 29,3 \text{ кВт},$$

де η_m – механічний ККД двигуна, який враховує вплив механічних втрат.

Похибка складає

$$\frac{29,3 - 29,4}{29,4} = 0,4 \%$$

Основними параметрами, які характеризують механічну і термічну напруженість деталей двигуна є тиск і температура робочого тіла. У протоколі теплового розрахунку знаходимо величини максимального тиску $p_{\max} = 5,105 \text{ МПа}$ і максимальної температури $T_{\max} = 2994 \text{ К}$. Для забезпечення надійної і тривалої роботи двигуна треба, щоб вони не перевершували відповідні максимально допустимі $p_{\text{доп}}$ і $T_{\text{доп}}$, наведені в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Максимальний тиск і температура за цикл [17]

Тип двигунів	$p_{\text{доп}}$, МПа	$T_{\text{доп}}$, К
Бензинові	8 ... 10	3000 ... 3200
Дизельні автотракторні без наддува	12 ... 14	2000 ... 2200

Отримані індикаторні показники відповідають відповідним показникам ДВЗ аналогічних конструкцій. Величини максимального тиску $p_{\max}$ і максимальної температури $T_{\max}$ не перевищують критичних значень.

Таблиця 3.2 – Початкові дані для розрахунку робочого циклу двигуна ПЛМ-40 до програми Engine Calculation

№	Найменування величини	Значення величин	Позначення і одиниці виміру
I.	Код двигуна	0	Y
II.	Вид розрахунку	1	—
III.	Тип двигуна 1. Теплота згорання палива 2. Показник процесу згорання	44000000 3,5	$H_{\text{ит}}, \text{Дж/кг}$ m_1
IV.	Конструктивні дані 3. Кількість циліндрів 4. Рядний (1); V-подібний (0) 5. Діаметр циліндра 6. Площа поршня 7. Радіус кривошипа 8. Відношення $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{\text{ш}}}$ 9. Площа теплообміну поршня 10. Площа теплообміну кришки 11. Об'єм камери стиснення	2 1 0.079 0.0048992 0.0325 0.28 0.0048992 0.0063689 0.0000388	i — $D, \text{м}$ $F_{\text{п}}, \text{м}^2$ $r_k, \text{м}$ λ_k $F_{\text{п}}', \text{м}^2$ $F_k, \text{м}^2$ $V_c, \text{м}^3$
V.	Наддув 12. Тиск наддуву 13. Температура повітря	101000 294	$p_k, \text{Па}$ $T_k, \text{К}$
VI.	Регульовальні дані 14. Кут початку згорання 15. Кут кінця згорання	335 385	$\varphi_c, \text{град.}$ $\varphi_z, \text{град.}$
VII.	Режимні дані 16. Кутова швидкість валу 17. Коефіцієнт надлишку повітря 18. Циклова подача палива 19. Середня температура стінок	607,1 0,87 0,01724 450	$\omega, \text{рад/с}$ α $\Delta m_{\text{тл}}, \text{г/цикл}$ $T_w, \text{К}$
VIII.	Початкові умови 20. Тиск 21. Температура 22. Маса робочого тіла 23. Об'єм робочої порожнини	90900 420 0,0002693 0,0003571	$p_a, \text{Па}$ $T_a, \text{К}$ $m_a, \text{кг/цикл}$ $V_a, \text{м}^3$
IX.	Дані до динамічного розрахунку 24. Маса поступально рухомих частин (приведена)	0,735	$m_A, \text{кг}$
X.	Розрахунковий крок	1	$\Delta\varphi, \text{град.}$

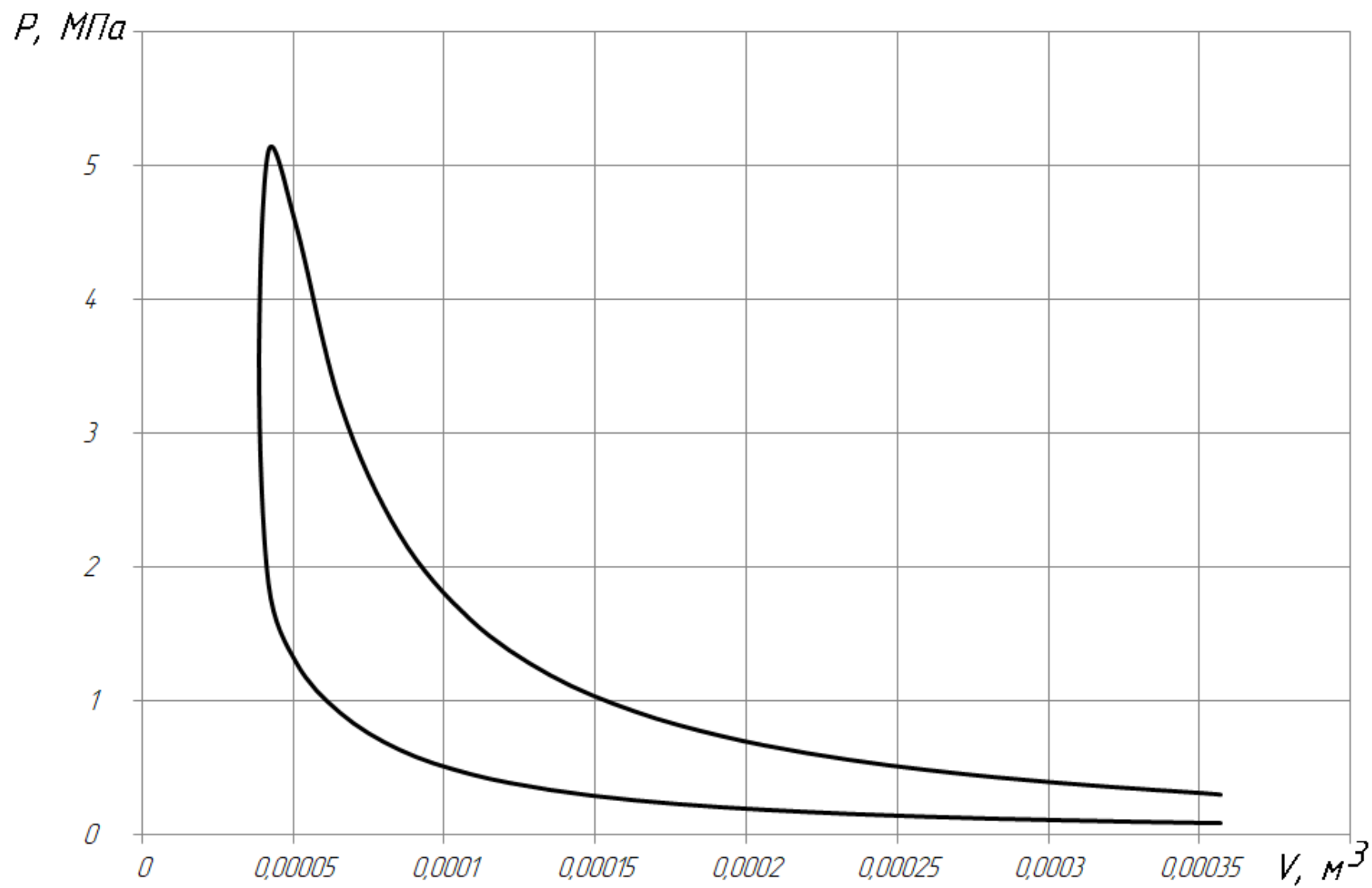


Рисунок 3.1 – Індикаторна діаграма двигуна ПЛМ-40 на номінальному режимі

4 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА ПЛМ-40 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

Динамічний розрахунок виконують з метою визначення сил і моментів, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму, а також моменту на вихідному валу двигуна. Діючі сили і момент в одному циліндрі зображені векторами на схемі (рис. 4.1):

- сила P_p , що діє на поршень уздовж осі циліндра;
- бокова сила N , що діє на поршень
- сила S , що діє на шатун
- тангенціальна сила T , що діє на кривошип
- нормальна сила K , що діє на кривошип уздовж його осі
- крутний момент на кривошипі M

Динамічний розрахунок виконано для номінального режиму роботи двигуна ПЛМ-40.

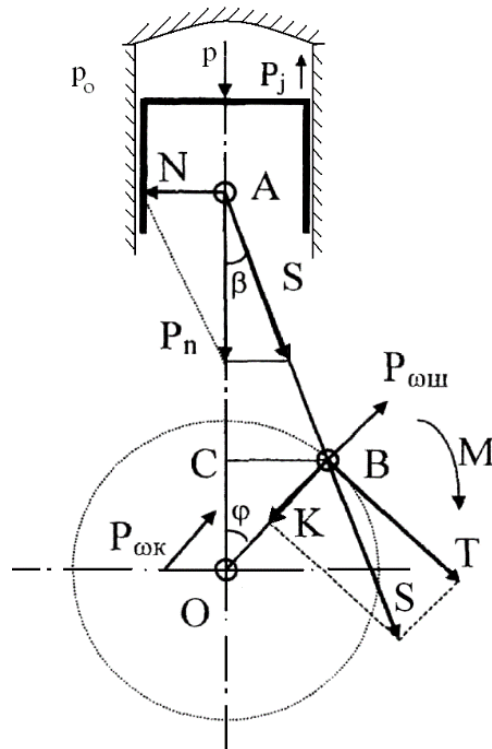


Рисунок 4.1 – Сили і моменти, що діють в КШМ [17]

Результати динамічного розрахунку проілюстровано графіками (див. рис. 4.2, 4.3, 4.4), побудованими на основі даних протоколу (додаток А).

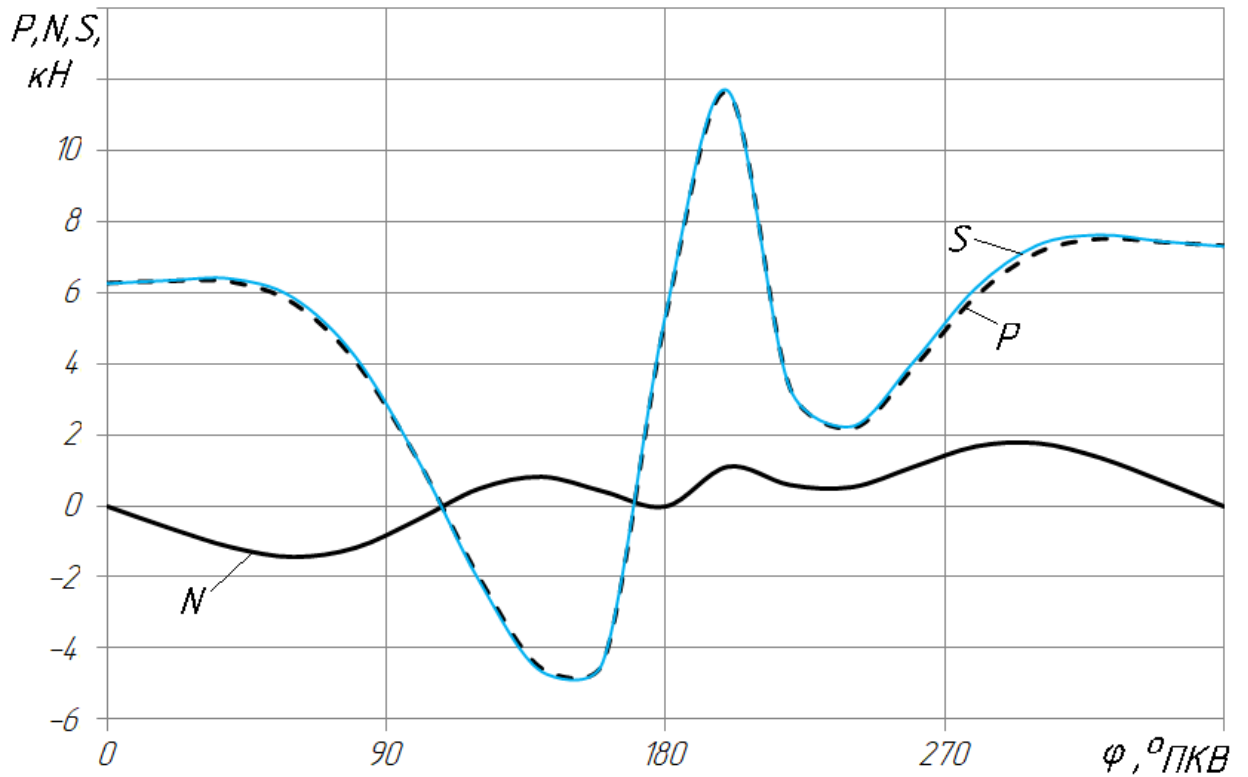


Рисунок 4.2 – Сили, що діють на поршень (P, N) і шатун (S)

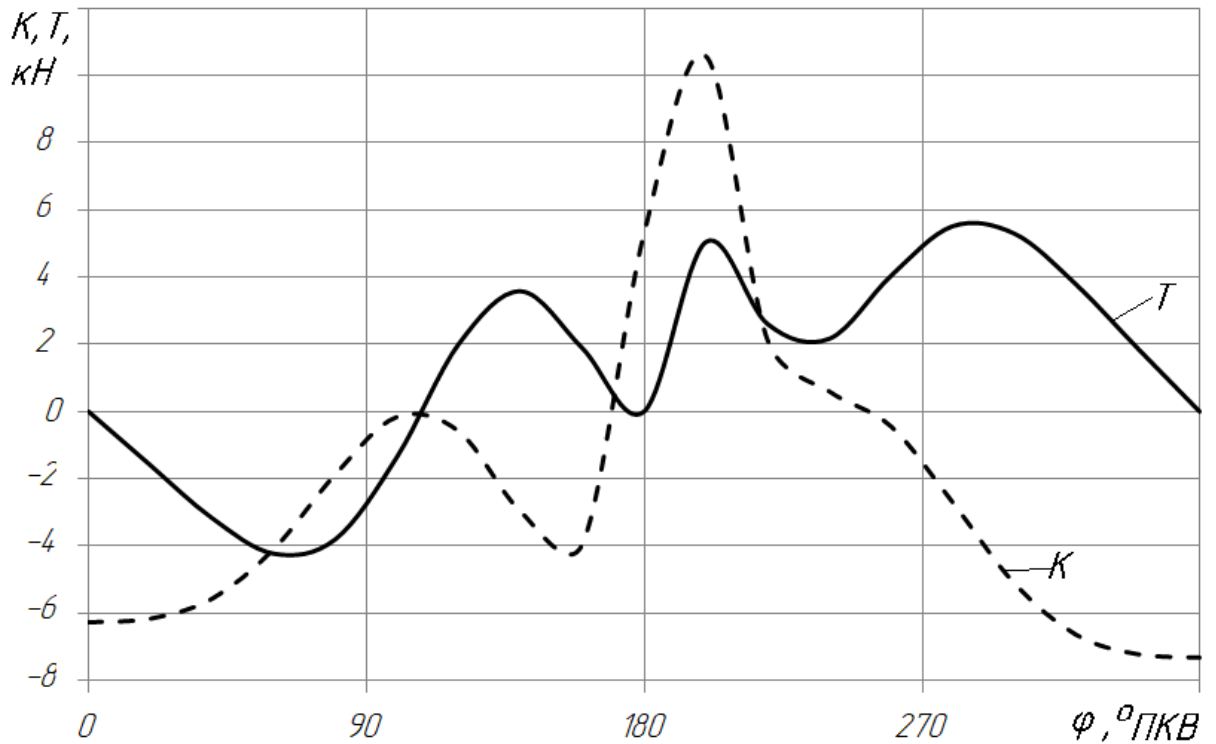


Рисунок 4.3 – Сили K і T, що діють на кривошип двигуна ПЛМ-40

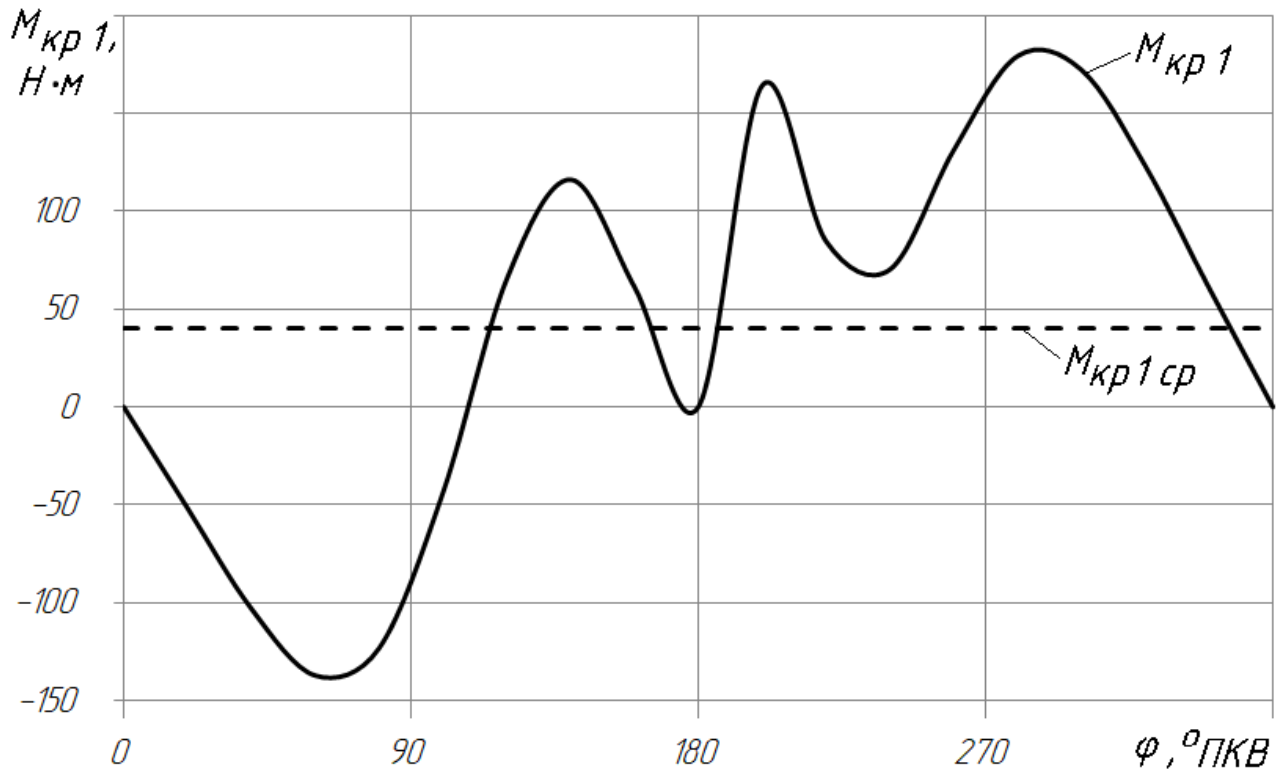


Рисунок 4.4 – Крутний момент від одного циліндра двигуна ПЛМ-40

Крутний момент на кривошипі від одного циліндра підсумовується і визначається середній крутний момент $M_{i ср}$.

Складовою частиною динамічного розрахунку є таблиця набігаючих крутних моментів і графік, що зображує вихідний крутний момент на валу двигуна. Останні (таблиця і графік) складаються з врахуванням числа циліндрів, розташуванням циліндрів та порядку їх роботи, числа і розташування кривошипів на колінчатому валу двигуна.

Важливими параметрами в цьому випадку є кут розвороту кривошипів колінчастого валу $\Delta\varphi_{кр}$, та кут розвалу блоків циліндрів γ в двигунах V-подібної конструкції.

У 2-х циліндровому рядному двигуні:

- порядок роботи циліндрів 1-2.
- шатунні шийки розташовані під кутом 180° .

Таблиця 4.1 – Таблиця набігаючих крутних моментів, для рядного 2-циліндрового двигуна ПЛМ-40, Н·м

φ, °пкв	1-й циліндр $M_{кр1}$	2-й циліндр $M_{кр2}$	Сумарний момент M_{Σ}
0	0	0	0
20	-51,7	164	112,3
40	-103	84,5	-18,5
60	-137	70,1	-66,9
80	-123	131	8
100	-43,6	179	135,4
120	65,3	172	237,3
140	116	123	239
160	61,1	60,6	121,7
180	0	0	0
200	164	-51,7	112,3
220	84,5	-103	-18,5
240	70,1	-137	-66,9
260	131	-123	8
280	179	-43,6	135,4
300	172	65,3	237,3
320	123	116	239
340	60,6	61,1	121,7
360	0	0	0

$$M_{кр1ср} = 42,68 \text{ Н·м}$$

$$M_{кр\Sigmaср} = 85,37 \text{ Н·м}$$

За даними таблиці 4.1 будуюмо діаграму сумарного індикаторного крутного моменту на вихідному валу двигуна (рисунок 4.5).

Величину середнього індикаторного моменту використовують для контролю правильності теплового і динамічного розрахунку.

Знаючи ефективну потужність двигуна, можна знайти середній момент на валу

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} \quad (4.1)$$

$$M_e = \frac{29,4 \cdot 10^3}{607,1} = 48,42 \text{ Н·м.}$$

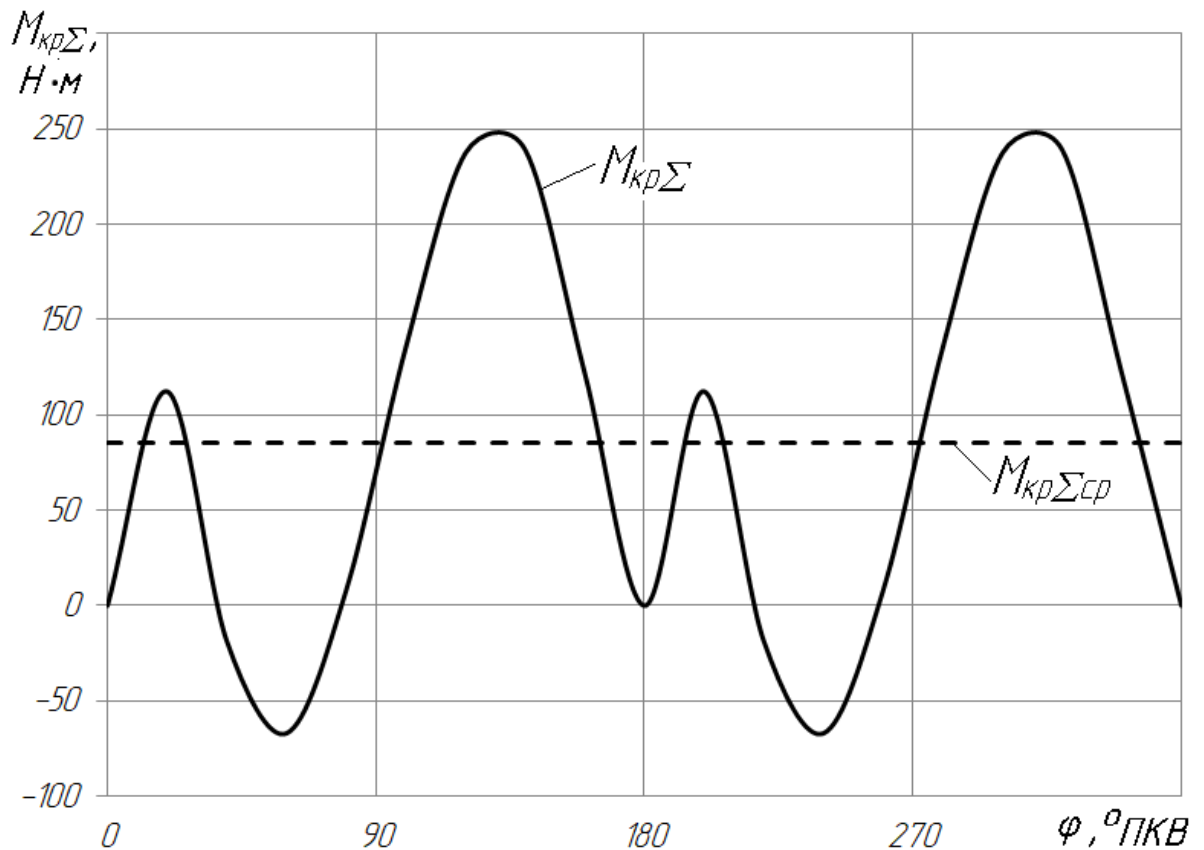


Рисунок 4.5 – Діаграма сумарного індикаторного обертального моменту на валу двигуна ПЛМ-40

З іншого боку середній момент на валу визначається з динамічного розрахунку з урахуванням механічних втрат

$$M_e = M_{крΣср} \cdot \eta_m \quad (4.2)$$

$$M_e = 85,37 \cdot 0,55 = 46,95 \text{ Н·м.}$$

Величини M_e , знайдені за формулами 4.1 і 4.2, мають бути однакові (допустима похибка не більше 10 %). Похибка складає 3,1 %, тобто розрахунок виконано вірно.

З результатів динамічного розрахунку двигуна ПЛМ-40 (див. додаток Б, рисунки 4.2–4.5) визначаємо екстремуми сил та моментів, що діють на деталі циліндро-поршневої групи:

– сила, що діє на поршень уздовж осі циліндра

$$P_{\max} = 11600 \text{ Н при } \varphi = 200^\circ \text{ ПКВ,}$$

$$P_{\min} = -4560 \text{ Н при } \varphi = 140^\circ \text{ ПКВ;}$$

– бокова сила, що діє на поршень

$$N_{\max} = 1780 \text{ Н при } \varphi = 300^\circ \text{ ПКВ,}$$

$$N_{\min} = -1420 \text{ Н при } \varphi = 60^\circ \text{ ПКВ;}$$

– сила, що діє на шатун

$$S_{\max} = 11700 \text{ Н при } \varphi = 200^\circ \text{ ПКВ,}$$

$$S_{\min} = -4640 \text{ Н при } \varphi = 140^\circ \text{ ПКВ;}$$

– тангенціальна сила, що діє на кривошип

$$T_{\max} = 5500 \text{ Н при } \varphi = 280^\circ \text{ ПКВ,}$$

$$T_{\min} = -4220 \text{ Н при } \varphi = 60^\circ \text{ ПКВ;}$$

– нормальна сила, що діє на кривошип уздовж його осі

$$K_{\max} = 10600 \text{ Н при } \varphi = 200^\circ \text{ ПКВ,}$$

$$K_{\min} = -7310 \text{ Н при } \varphi = 360^\circ \text{ ПКВ;}$$

– крутний момент на кривошипі

$$M_{\text{кр1max}} = 179 \text{ Н·м при } \varphi = 280^\circ \text{ ПКВ,}$$

$$M_{\text{кр1min}} = -137 \text{ Н при } \varphi = 60^\circ \text{ ПКВ;}$$

– крутний момент на колінчастому валі

$$M_{\text{кр}\Sigma\max} = 237,3 \text{ Н·м при } \varphi = 120^\circ \text{ ПКВ,}$$

$$M_{\text{кр}\Sigma\min} = -66,9 \text{ Н при } \varphi = 60^\circ \text{ ПКВ;}$$

5 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ДЕТАЛЕЙ ДВИГУНА ПЛМ-40

5.1 Перевірка на міцність поршня

При зміні кута випередження запалювання двигуна ПЛМ-40 суттєво змінюється його тепловий режим, динамічні навантаження. Це критично для найбільш таких деталей, як поршень, поршневий палець, гільза циліндрів.

Розрахунок на міцність виконуємо з метою визначення напруг і деформацій, що виникають при роботі двигуна, за формулами опору матеріалів і деталей машин [13].

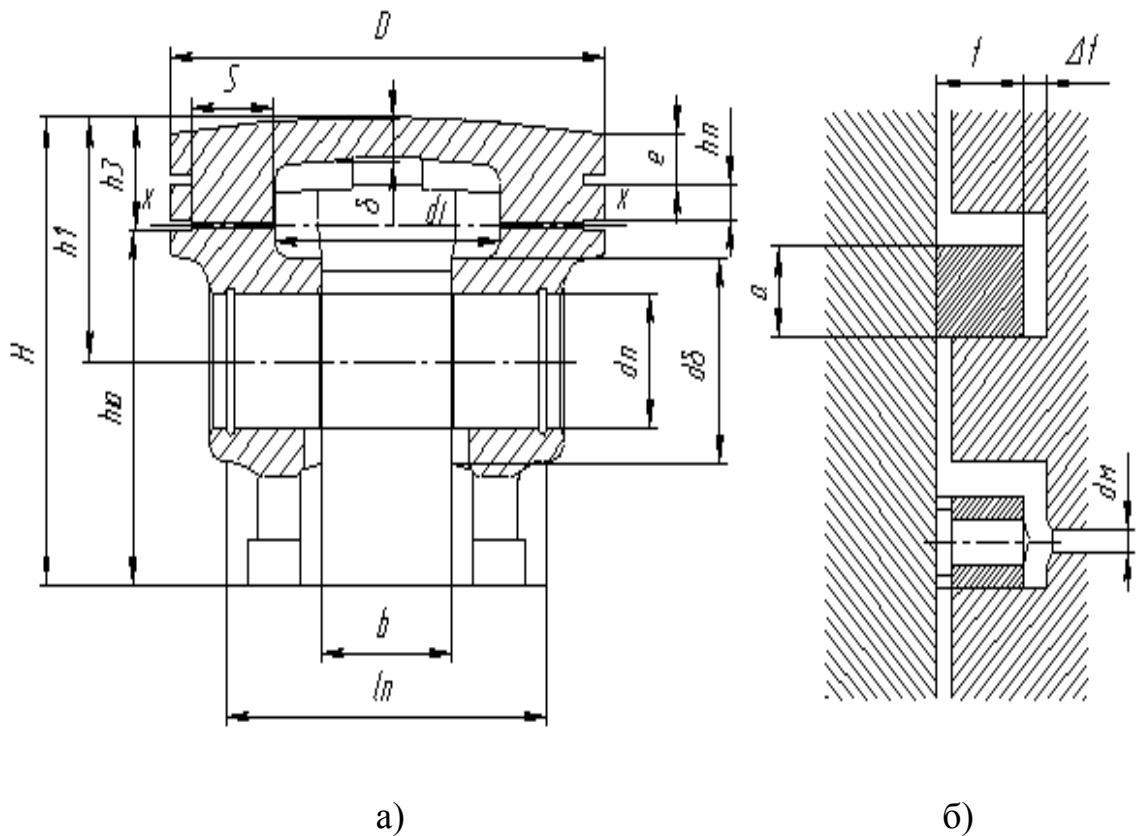
5.1.1 Вихідні дані

Перевірочний розрахунок елементів поршня двигуна ПЛМ-40 (рисунок 5.1) здійснюється без урахування змінних навантажень, величина яких враховується при встановленні відповідних допустимих напружень. Розраховуємо днище, стінку головки, верхню кільцеву перемичку, опорну поверхню і юбку поршня.

На підставі даних теплового і динамічного розрахунків встановлено: діаметр циліндра $D = 79$ мм, хід поршня $S = 65$ мм, максимальний тиск згоряння $p_{z \max} = 5,105$ МПа; номінальна частота обертання $n = 5800$ хв⁻¹, площа поршня $F_{\pi} = 4,8992 \cdot 10^{-3}$ м², найбільша нормальна сила $N_{\max} = 1,780$ кН при $\varphi = 300$ °ПКВ, маса поршневої групи $m_{\pi} = 0,49$ кг, найбільша частота обертання $n_{x.x.\max} = 5800$ хв⁻¹, відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна $\lambda = 0,28$; висота поршня $H = 73,3$ мм, висота юбки поршня $h_{\text{ю}} = 58$ мм, радіальна товщина компресійного кільця $t = 3,4$ мм, радіальний зазор кільця в канавці поршня $\Delta t = 0,4$ мм, товщина верхньої

кільцевої перемички $h_{\pi} = 4,1$ мм, товщина стінки головки поршня $s = 3,5$ мм, число и діаметр масляних каналів у поршні $n'_m = 0$ і $d_m = 0$ мм, висота кільця $a = 1,5$ мм, товщина днища поршня $\delta = 7$ мм.

Матеріал поршня – алюмінієвий сплав АК12М2МгН (Ал25), з коефіцієнтом лінійного розширення $\alpha_{\pi} = 22 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$.



а) поршень; б - поршневі кільця
Рисунок 5.1 – Розрахункова схема поршня

5.1.2 Розрахунок елементів поршня на міцність

Днище поршня розраховується на вигин від дії максимальних газових зусиль $p_{z\max}$ як рівномірно навантажена кругла плита, що вільно спирається на циліндр. Для бензинових двигунів найбільший тиск газів досягається при роботі на режимі максимального крутного моменту.

Напруження вигину в днищі поршня:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{W_{\text{из}}} = p_{\text{zmax}} \cdot \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2, \quad (5.1)$$

$$\sigma_{\text{из}} = 5,105 \cdot \left(\frac{0,0322}{0,007} \right)^2 = 108,0 \text{ МПа},$$

де $M_{\text{из}} = \frac{1}{3} \cdot p_{\text{zmax}} \cdot r_i^3$ – згинаючий момент, МН · м;

$W_{\text{из}} = \frac{1}{3} \cdot r_i \cdot \delta^2$ – момент опору вигину плоского днища, м³;

$p_{\text{zmax}} = p_z = 5,105 \text{ МПа}$ – максимальний тиск згоряння;

r_i – внутрішній радіус днища, м:

$$r_i = \frac{D}{2} - (s + t + \Delta t), \quad (5.2)$$

$$r_i = \frac{0,079}{2} - (0,065 + 0,0034 + 0,0004) = 0,0322 \text{ м};$$

$\delta = 0,007 \text{ м}$ – товщина днища поршня.

Допустимі напруги вигину днища поршня $[\sigma_{\text{из}}] = 20 \dots 150 \text{ МПа}$ (для поршнів з алюмінієвих сплавів), залежно від конструкції поршня (наявності ребер жорсткості) [13]. Для поршня двигуна ПЛМ-40 $\sigma_{\text{из}} = 108,0 \text{ МПа}$, тобто поршень відповідає умові міцності по напруженню на вигин.

Крім напружень від тиску газів в днищі поршня виникають теплові напруження через різницю температур внутрішньої і зовнішньої поверхонь

$$\sigma_{\text{теп}} = \frac{\alpha_{\text{п}} \cdot E \cdot q \cdot \delta}{200 \cdot \lambda_{\text{теп}}}, \quad (5.3)$$

$$\sigma_{\text{теп}} = \frac{22 \cdot 10^{-6} \cdot 1,1 \cdot 10^5 \cdot 1,576 \cdot 10^6 \cdot 0,007}{200 \cdot 215} = 0,621 \text{ МПа},$$

де α – коефіцієнти лінійного розширення, для алюмінієвого сплаву $\alpha_{\text{п}} = 22 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$;

$E = (1.0 \dots 1.2) \cdot 10^5$, МПа – модуль пружності алюмінієвого сплаву, приймаємо $E = 1.1 \cdot 10^5$ МПа;

$\lambda_{\text{теп}} = 215 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ – коефіцієнт теплопровідності алюмінієвого сплаву;

q – питоме теплове навантаження:

$$q = 11.63 \cdot (6000 + 26 \cdot n) \cdot p_i, \quad (5.4)$$

$$q = 11.63 \cdot (6000 + 26 \cdot 5800) \cdot 0,8645 = 1,576 \cdot 10^6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Сумарне напруження в охолоджуваному днищі поршня:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\text{из}} + \sigma_{\text{теп}}, \quad (5.5)$$

$$\sigma_{\Sigma} = 108,0 + 0,621 = 108,6 \text{ МПа}.$$

Допустимі сумарні напруги для поршнів знаходяться в межах $[\sigma_{\Sigma}] = 150 \dots 250$ МПа [13]. Для поршня двигуна ПЛМ-40 $\sigma_{\Sigma} = 108,6$ МПа, що не перевищує межі.

Головка поршня в перерізі х-х (див. рисунок 5.1) перевіряється на стиск і розрив.

Напруження стиснення:

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P_{z \text{ max}}}{F_{x-x}}, \quad (5.6)$$

$$\sigma_{сж} = \frac{0,0250}{0,000746} = 33,516 \text{ МПа},$$

де $P_{z\max} = P_z \cdot F_{\Pi} = 0,0250 \text{ МН}$ – максимальна сила тиску газів на днище поршня;

F_{x-x} – площа перетину x-x:

$$F_{x-x} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_k^2 - d_i^2) - n'_m F', \quad (5.7)$$

$$F_{x-x} = \left[\frac{3,14}{4} \cdot (0,0714^2 - 0,0644^2) - 0 \cdot 0 \right] \cdot 10^{-6} = 0,000746 \text{ м}^2;$$

де $d_i = 2r_i = 2 \cdot 0,0322 = 0,0644 \text{ м}$

d_k – діаметр поршня по дну канавок:

$$d_k = D - 2 \cdot (t + \Delta t), \quad (5.8)$$

$$d_k = 0,079 - 2 \cdot (0,0034 + 0,0004) = 0,0714 \text{ м};$$

де F' – площа поздовжнього діаметрального перетину масляного каналу:

$$F' = \frac{d_k - d_i}{2} \cdot d_m, \quad (5.9)$$

$$F' = \frac{0,0714 - 0,0644}{2} \cdot 0 = 0 \text{ мм}^2.$$

Напруження розриву в перетині x-x:

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{x-x}}, \quad (5.10)$$

$$\sigma_p = \frac{0,003756}{0,000746} = 5,033 \text{ МПа},$$

Сила інерції зворотно поступально рухомих мас визначається для режиму максимальної частоти обертання при холостому ході двигуна:

$$P_j = m_{x-x} \cdot R \cdot \omega_{x.x.max}^2 \cdot (1+\lambda), \quad (5.11)$$

$$P_j = 0,245 \cdot 0.0325 \cdot 607,1^2 \cdot (1 + 0,28) \cdot 10^{-6} = 0.003756 \text{ МН},$$

де $m_{x-x} = (0.4 \dots 0.6) \cdot m_{\Pi}$; приймаємо $m_{x-x} = 0.5 \cdot 0.49 = 0.245 \text{ кг}$;

$m_{\Pi} = 0.49 \text{ кг}$ – маса поршневої групи;

$R = S/2 = 0.0325 \text{ м}$ – радіус кривошипа;

$\omega_{x.x.max}$ – максимальна частота обертання колінчастого валу:

$$\omega_{x.x.max} = \frac{\pi \cdot n_{x.x.max}}{30}, \quad (5.12)$$

$$\omega_{x.x.max} = \frac{3,14 \cdot 5800}{30} = 607,1 \text{ рад/с};$$

де $\lambda = \frac{R}{L_{ш}} = 0.28$ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна.

Допустимі напруження на стиск і розтяг для поршнів з алюмінієвих сплавів $[\sigma_{сж}] = 30 \dots 40 \text{ МПа}$, $[\sigma_p] = 4 \dots 10 \text{ МПа}$. [13]. Оскільки $\sigma_{сж} = 33,516 \text{ МПа}$, $\sigma_p = 5,033 \text{ МПа}$, то умови міцності на розтягування і стиснення витримуються.

Товщина верхньої кільцевої перемички h_{Π} (див. рисунок 5.1) розраховується на зріз і на вигин від дії максимальної газової сили P_{zmax} . Перемичка розраховується як кільцева пластина, затиснена по окружності діаметром d_k і рівномірно навантажена по площі $F_{к.п.}$ силою P_k :

$$P_k = 0.9 \cdot p_{zmax} \cdot F_{к.п.}; \quad (5.13)$$

$$P_k = 0.9 \cdot 5,105 \cdot 0.00359 = 0.0165 \text{ МН};$$

$$F_{к.п.} = \pi \cdot (D^2 - d_k^2); \quad (5.14)$$

$$F_{к.п.} = 3.14 \cdot (0.079^2 - 0.0714^2) = 0.00359 \text{ м}^2.$$

Напруження зрізу кільцевої перемички:

$$\tau = \frac{0,0314 \cdot p_{z \max} \cdot D}{h_{п}}, \quad (5.15)$$

$$\tau = \frac{0,0314 \cdot 5,105 \cdot 0,079}{0,0041} = 3,089 \text{ МПа},$$

де $D = 0.079 \text{ м}$ – діаметр циліндра;

$h_{п} = 0.0041 \text{ м}$ – товщина верхньої кільцевої перемички.

Напруження вигину верхньої кільцевої перемички:

$$\sigma_{из} = 0.0045 \cdot p_{z \max} \cdot \left(\frac{D}{h_{п}} \right)^2, \quad (5.16)$$

$$\sigma_{из} = 0.0045 \cdot 5,105 \cdot \left(\frac{0,079}{0,0041} \right)^2 = 8,529 \text{ МПа}.$$

Складне напруження по третій теорії міцності:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau^2}, \quad (5.17)$$

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{8,529^2 + 4 \cdot 3,089^2} = 10,531 \text{ МПа}.$$

Допустимі сумарні напруги в верхніх кільцевих перемичках з врахуванням значних температурних навантажень знаходяться в межах $[\sigma_{\Sigma}] = 30 \dots 40 \text{ МПа}$ [13]. Значення $\sigma_{\Sigma} = 10,531 \text{ МПа}$ задовольняє вимоги міцності.

Максимальні питомі тиски юбки поршня $h_{ю}$ і поршня по всій висоті H на стінку циліндра визначаємо відповідно з рівнянь:

$$q_1 = \frac{N_{\max}}{h_{\text{ю}} \cdot D}, \quad (5.18)$$

$$q_1 = \frac{0,00178}{0,058 \cdot 0,079} = 0.3885 \text{ МПа},$$

$$q_2 = \frac{N_{\max}}{H \cdot D}, \quad (5.19)$$

$$q_2 = \frac{0,00178}{0,0733 \cdot 0,079} = 0.3074 \text{ МПа},$$

де $N_{\max}$ – найбільша нормальна сила, що діє на стінку циліндра при роботі двигуна на режимі максимальної потужності і визначається за даними динамічного розрахунку.

Для сучасних двигунів $q_1 = 0.3 \dots 1.0$ и $q_2 = 0.2 \dots 0.7$ МПа [13].

Вимога виконується

5.1.3 Розрахунок теплових зазорів

З метою запобігання заклинювання поршнів при роботі двигуна розміри діаметрів головки D_{Γ} і юбки $D_{\text{ю}}$ поршня визначаємо, виходячи з наявності необхідних монтажних зазорів Δ_{Γ} і $\Delta_{\text{ю}}$ між стінками циліндра і поршня в холодному стані. За статистичними даними [13] для алюмінієвих поршнів з нерозрізними юбками приймаємо:

$$\Delta_{\Gamma} = (0.006 \dots 0.008)D = 0.007 \cdot 0.079 = 0.000553 \text{ м},$$

$$\Delta_{\text{ю}} = (0.001 \dots 0.002)D = 0.002 \cdot 0.079 = 0.000158 \text{ м}.$$

Встановивши Δ_{Γ} и $\Delta_{\text{ю}}$, визначаємо

$$D_{\Gamma} = D - \Delta_{\Gamma}, \quad (5.20)$$

$$D_{\Gamma} = 0.079 - 0.000553 = 0.078447 \text{ м},$$

$$D_{\text{ю}} = D - \Delta_{\text{ю}}, \quad (5.21)$$

$$D_{\text{ю}} = 0.079 - 0.000158 = 0.078842 \text{ м.}$$

Правильність встановлених розмірів $D_{\text{г}}$ і $D_{\text{ю}}$ перевіряємо з урахуванням теплового розширення в робочому стані за формулами

$$\Delta_{\text{г}}' = D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\text{г}} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\text{г}} - T_0)], \quad (5.22)$$

$$\Delta_{\text{г}}' = 0.079 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} \cdot (463 - 294)] - 0.078447 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (610 - 294)] = 0.00015 \text{ м}$$

$$\Delta_{\text{ю}}' = D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\text{ю}} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\text{ю}} - T_0)], \quad (5.23)$$

$$\Delta_{\text{ю}}' = 0.079 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (463 - 294)] - 0.078842 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (500 - 294)] = 0.00009 \text{ м,}$$

де $\Delta_{\text{г}}'$ і $\Delta_{\text{ю}}'$ – діаметральні зазори в гарячому стані відповідно між стінкою циліндра і головкою поршня і між стінкою циліндра і юбкою поршня;

$\alpha_{\text{ц}}$ і $\alpha_{\text{п}}$ – коефіцієнти лінійного розширення матеріалів циліндра і поршня. Для алюмінієвих сплавів $\alpha_{\text{п}} = 22 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$; для чавуну $\alpha_{\text{ц}} = 11 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$;

$T_{\text{ц}} = 443 \dots 463 \text{ К}$, приймаємо $T_{\text{ц}} = 463 \text{ К}$ – температура стінок циліндра;

$T_{\text{г}} = 573 \dots 873 \text{ К}$, приймаємо $T_{\text{г}} = 610 \text{ К}$ – температура головки;

$T_{\text{ю}} = 483 \dots 613 \text{ К}$, приймаємо $T_{\text{ю}} = 500 \text{ К}$ – температура юбки поршня;

$T_0 = 294 \text{ К}$ – початкова температура циліндра і поршня.

Позитивні значення $\Delta_{\text{г}}'$ і $\Delta_{\text{ю}}'$ є умовою нормальної роботи поршня в циліндрі, і свідчить про неможливість їх заклинювання при роботі.

Висновок: виконані розрахунки на міцності показують, що поршень двигуна ПЛМ-40 має значний запас міцності і може працювати в умовах підвищених навантажень.

5.2 Розрахунок на міцність гільзи циліндра

Гільзи циліндрів є найбільш навантаженими деталями двигуна. На гільзи здійснюється напруження від дії сил газів, бічного тиску поршня і теплових навантажень. Важкі умови роботи гільз циліндрів призводять до необхідності використовувати для їх виготовлення високоякісні леговані чавуни або азотовану сталь. Гільзи циліндрів двигуна «Мотор Січ» ПЛМ-40 виготовлено з антифрикційного чавуну АЧС-1.

«Мокрі» чавунні чи сталеві гільзи алюмінієвих блоків зазвичай встановлюються з деяким перевищенням (0.03 ... 0.7 мм) над площиною сорочки блоку, що забезпечує достатню ущільнення після установки прокладки і головки блоку і затягування болтів. При цьому низ гільзи герметизується гумовими кільцями ущільнювачів.

Товщину стінки гільзи двигуна ПЛМ-40 перевіряємо за формулою, яка застосовується для розрахунку циліндричних судин

$$\delta_{г.р.} = 0.5 \cdot D \cdot (\sqrt{(\sigma_z + 0.4 \cdot p_z)/(\sigma_z - 1.3 \cdot p_z)} - 1), \quad (5.24)$$

$$\delta_{г.р.} = 0.5 \cdot 0.079 \cdot (\sqrt{(55 + 0.4 \cdot 5,105)/(55 - 1.3 \cdot 5.105)} - 1) = 0.0034 \text{ м},$$

де D – діаметр циліндра, м;

σ_z – допустиме напруження на розтяг, для чавунних втулок $\sigma_z = 50 \dots 60$ МПа, приймаємо $\sigma_z = 55$ МПа;

p_z – тиск газів в кінці згоряння, МПа.

Товщину стінки гільзи вибирають з деяким запасом міцності, так як $\delta_g > \delta_{г.р.}$; в розрахунку приймаємо $\delta_g = 0.005$ м.

При розрахунку гільзи циліндрів на міцність визначають напруження тільки основних навантажень: максимального тиску газів, бічного тиску поршня і перепаду температур в стінці.

Найбільш небезпечним навантаженням є максимальний тиск згоряння $p_{z\max}$, що викликає напруження розтягу по утворюючій циліндра і по його кільцевому перетину (див. рис. 5.2.).

Напруження розтягу σ_p від дії сил газів визначають за наближеною залежності, яка не враховує нерівномірності розподілу напружень по товщині гільзи

$$\sigma_p = p_{z\max} \cdot D / (2 \cdot \delta_r), \quad (5.25)$$

$$\sigma_p = 5.105 \cdot 0.079 / (2 \cdot 0.005) = 40,330 \text{ МПа}$$

де $p_{z\max}$ – максимальний тиск газів, умовно віднесений до положення поршня в н.м.т.;

δ_r – товщина стінки гільзи циліндра.

Розтягуюче напруження по кільцевому перетину гільзи

$$\sigma'_p = p_{z\max} \cdot D / (4 \cdot \delta_r), \quad (5.26)$$

$$\sigma'_p = 5.105 \cdot 0.079 / (4 \cdot 0.005) = 20,165 \text{ МПа.}$$

Величина σ'_p визначається в основному для несучих гільз двигунів повітряного охолодження, у яких розрив по утворюючій циліндра менше можливий за рахунок посилення стінок ребрами.

Проектований двигун водяного охолодження, тому для подальших розрахунків приймаємо $\sigma'_p = 20,165 \text{ МПа}$.

Напруження від нормальної сили $N_{\max}$, що діє на несучу втулку (рис. 5.2), визначають зазвичай в двигунах з окремими циліндрами.

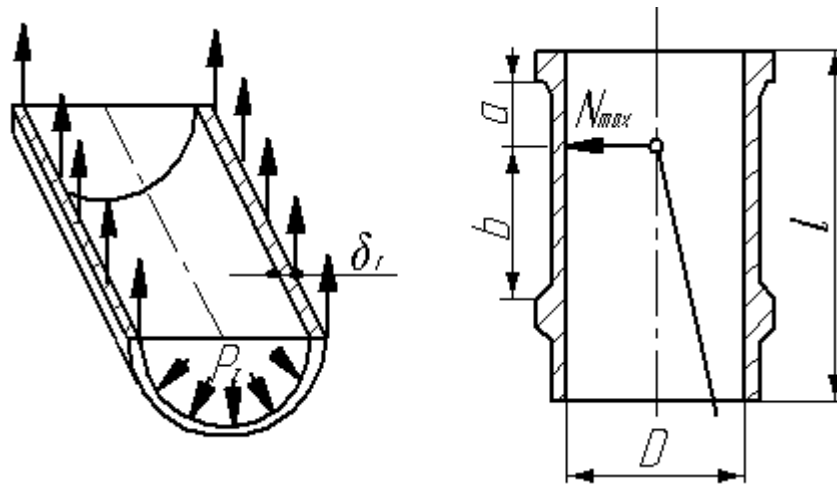


Рисунок 5.2 – Розрахункова схема гільзи циліндра.

Згинальний момент від сили $N_{\max}$, яка додається в середині поршневого пальця

$$M_{\text{из}} = N_{\max} \cdot a \cdot b / (a + b), \quad (5.27)$$

$$M_{\text{из}} = 1780 \cdot 0.0276 \cdot 0.0374 / (0.0276 + 0.0374) = 28,263 \text{ МПа},$$

де $N_{\max}$ – максимальне значення нормальної сили визначається з динамічного розрахунку;

$a = S_x + h = 0.0197 + 0.0079 = 0.0276$ м – відстань від осі пальця до в.м.т.;

$$S_x = R \cdot [(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi)], \quad (5.28)$$

$$S_x = 0.0325 \cdot [(1 - \cos 300^\circ) + \frac{0.28}{4} \cdot (1 - \cos 2 \cdot 300^\circ)] = 0.0197 \text{ м},$$

де $h = V_c / F_{\text{п}} = 0.0000388 / 0.0048992 = 0.0079$ м – висота камери стиснення;

V_c – об'єм камери стиснення, прийнятий з теплового розрахунку, м^3 ;

$F_{\text{п}}$ – площа поршня, прийнята з теплового розрахунку, м^2 ;

$b = S - a = 0.065 - 0.0276 = 0.0374$ м – відстань від осі пальця до н.м.т.;

S – хід поршня.

Напруження згину

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W}, \quad (5.29)$$

$$\sigma_{из} = \frac{28,263}{26,263} = 1,057 \text{ МПа},$$

де W – момент опору поперечного перерізу гільзи:

$$W = 0.1 \cdot \frac{D_1^4 - D^4}{D_1}, \quad (5.30)$$

$$W = 0.1 \cdot \frac{0,089^4 - 0,079^4}{0,089} = 26,733 \text{ МПа}.$$

Сумарна напруження від розтягу і вигину в стінках несучого циліндра

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma'_p + \sigma_{из}, \quad (5.31)$$

$$\sigma_{\Sigma} = 20,165 + 1,057 = 21,222 \text{ МПа}.$$

Для чавунних гільз величина σ_{Σ} не повинна перевищувати 60 МПа – вимога виконується.

Під час роботи двигуна між внутрішньою і зовнішньою поверхнями гільзи виникає значний перепад температур, що викликає теплові напруження

$$\sigma_t = E \cdot \alpha_{ц} \cdot \Delta T / (2 \cdot (1 - \mu)), \quad (5.32)$$

$$\sigma_t = 1 \cdot 10^5 \cdot 11 \cdot 10^{-6} \cdot 100 / (2 \cdot (1 - 0.26)) = 74,324 \text{ МПа}$$

де $E = 1.0 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності чавуну;

$\alpha_{\text{ц}} = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/К – коефіцієнт лінійного розширення чавуну;

ΔT – перепад температур, за дослідними даним для верхньої частини втулки $\Delta T = 100 \dots 150$ К [13], приймаємо $\Delta T = 100$ К;

μ – коефіцієнт Пуассона, для чавуну $\mu = 0.23 \dots 0.27$, приймаємо $\mu = 0.26$.

Сумарні напруження від тиску газів і перепаду температур:

– на зовнішній поверхні гільзи циліндра

$$\sigma_{\Sigma}' = \sigma_p + \sigma_t, \quad (5.33)$$

$$\sigma_{\Sigma}' = 40,330 + 74,324 = 114,654 \text{ МПа};$$

– на внутрішній поверхні

$$\sigma_{\Sigma}'' = \sigma_p - \sigma_t, \quad (5.34)$$

$$\sigma_{\Sigma}'' = 40,330 - 74,324 = -33,995 \text{ МПа}.$$

Сумарне напруження $[\sigma_{\Sigma}']$ в чавунної гільзи не повинно перевищувати 100...130 МПа, а в сталевій – 180...200 МПа [13] – вимога виконується. Знак «–» вказує на напрямок дії напруження.

5.3 Поршневий палець

Під час роботи поршневий палець піддається впливу змінних за величиною навантажень, які носять здебільшого ударний характер. У поршневому пальці з'являються напруження згину, зрізу і овалізації, що викликають його поломку.

Зносостійкість пальця оцінюють за питомими тисками між втулкою

шатуна $q_{ш}$ і бобишками поршня q_6 і опорними поверхнями пальця [13].

$$q_{ш} = \frac{P_z + P_{jп}}{d_{п} \cdot a} \leq [q_{ш}], \quad (5.35)$$

де P_j – сила інерції від маси поршневої групи

$$P_j = -m_{п} \cdot R \cdot \omega_m^2 \cdot (1 + \lambda), \quad (5.36)$$

$$P_j = -0.49 \cdot 0.0325 \cdot 607,1^2 \cdot (1 + 0.28) \cdot 10^{-3} = -7,513 \text{ кН}.$$

Тоді

$$q_{ш} = \frac{P}{d_{п} \cdot l_{ш}}, \quad (5.37)$$

$$q_{ш} = \frac{18,7 \cdot 10^{-3}}{0,018 \cdot 0,018} = 57,715 \text{ МПа},$$

$$q_6 = \frac{P}{d_{п} \cdot (l_{п} - b)} \leq [q_6], \quad (5.38)$$

$$q_6 = \frac{18,7 \cdot 10^{-3}}{0,018 \cdot (0,06 - 0,026)} = 30,555 \text{ МПа},$$

де $l_{ш} = 0,018 \text{ м}$ – довжина опорної поверхні пальця в головці шатуна.

P – розрахункова сила, що діє на поршковий палець:

$$P = p_{z\max} F_{п} + kP_j, \quad (5.39)$$

$$P = 5.105 \cdot 10^6 \cdot 0.004899 + 0.84 \cdot (-7,513) = 18,7 \text{ кН};$$

де $k=0.84$ – коефіцієнт, що враховує масу поршневого пальця;

$l_{п} = 0,06 \text{ м}$ – довжина пальця;

$d_{п} = 0.018 \text{ м}$ – зовнішній діаметр пальця;

$b = 0.026$ м – відстань між торцями бобишек.

Для сучасних двигунів $[q_{ш}] = 20 \dots 60$ МПа, $[q_6] = 15 \dots 50$ МПа [13].

Розраховані значення задовольняють цим умовам.

Напруження вигину в середньому перетині пальця:

$$\sigma_{из} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{P \cdot (l_{п} + 2 \cdot b - 1,5 \cdot l_{ш})}{d_{п}^3 \cdot 1,2 \cdot (1 - \alpha^4)} \leq [\sigma_{из}], \quad (5.40)$$

$$\sigma_{из} = \frac{18,700 \cdot (0,06 + 2 \cdot 0,026 - 1,5 \cdot 0,018)}{0,018^3 \cdot 1,2 \cdot (1 - 0,444^4)} = 236,339 \text{ МПа},$$

де $\alpha = \frac{d_b}{d_{п}} = \frac{0,008}{0,018} = 0,444$ – відношення внутрішнього діаметра поршневого

пальця до зовнішнього діаметра.

Розраховане значення $\sigma_{из}$ задовольняє умові $\sigma_{из} \leq [\sigma_{из}] = 100 \dots 250$ МПа.

Максимальні дотичні напруження:

$$\tau = \frac{0,85 \cdot P \cdot (1 + \alpha + \alpha^2)}{d_{п}^2 \cdot [1 - \alpha^4]}, \quad (5.41)$$

$$\tau = \frac{0,85 \cdot 18,700 \cdot (1 + 0,444 + 0,444^2)}{0,018 \cdot (1 - 0,444^4) \cdot 1000} = 83,822 \text{ МПа}$$

Розраховане значення задовольняє умові $[\tau] = 60 \dots 250$ МПа .

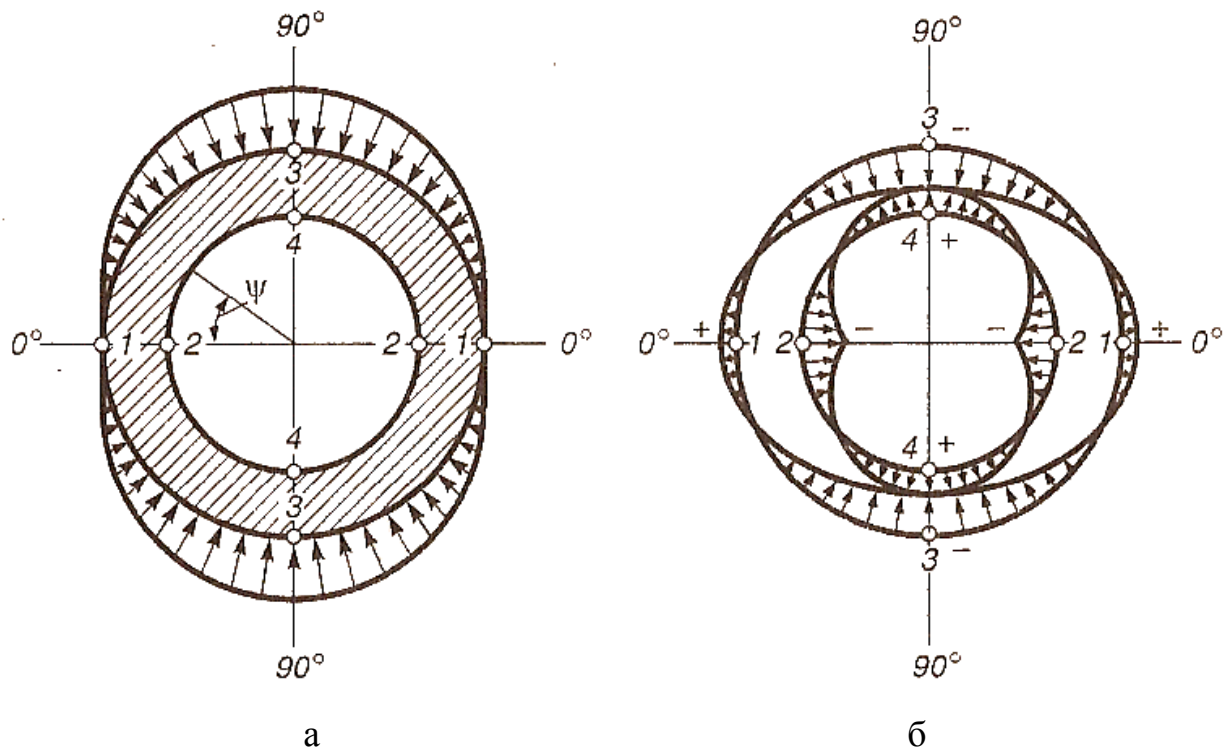
Найбільше збільшення горизонтального діаметра пальця при овалізації:

$$\Delta d_{пmax} = \frac{1,35 \cdot P}{E \cdot l_{п}} \cdot \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 \cdot (0,1 - (\alpha - 0,4)^3), \quad (5.42)$$

$$\Delta d_{пmax} = \frac{1,35 \cdot 18,700}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,06} \cdot \left(\frac{1 + 0,444}{1 - 0,444} \right)^3 \cdot (0,1 - (0,444 - 0,4)^3) = 0,004 \text{ мм},$$

де $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності сталі.

Значення $\Delta d_{\text{пmax}}$ не повинно бути більше 0.02 ... 0.05 мм – умова виконується.



а – розподіл навантаження; б – епюри напружень

Рисунок 5.3 – Розрахункова схема поршневого пальця

Напруження овалізації на зовнішній поверхні пальця:

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

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = \frac{15P}{l_n d_n} \left[0,19 \frac{(2 + \alpha)(1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{1}{1 - \alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (5.43)$$

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = \frac{15 \cdot 18,700 \cdot 10^{-3}}{0,06 \cdot 0,018} \left[0,19 \frac{(2 + 0,444)(1 + 0,444)}{(1 - 0,444)^2} - \frac{1}{1 - 0,444} \right] \times$$

$$\times [0,1 - (0,444 - 0,4)^3] = 9,694 \text{ МПа}$$

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

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = -\frac{15P}{l_n d_n} \left[0,174 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} + \frac{0,636}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (5.44)$$

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = -\frac{15 \cdot 18,700 \cdot 10^{-3}}{0,06 \cdot 0,018} \left[0,174 \frac{(2+0,444)(1+0,444)}{(1-0,444)^2} + \frac{0,636}{1-0,444} \right] \times$$

$$\times [0,1 - (0,444 - 0,4)^3] = -81,359 \text{ МПа} .$$

Напруження овалізації на внутрішній поверхні пальця:

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

$$\sigma_{i0^\circ} = -\frac{15P}{l_n d_n} \left[0,19 \frac{(1+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \cdot \alpha} + \frac{1}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (5.45)$$

$$\sigma_{i0^\circ} = -\frac{15 \cdot 18,700 \cdot 10^{-3}}{0,06 \cdot 0,018} \left[0,19 \frac{(1+0,444)(1+0,444)}{(1-0,444)^2 \cdot 0,444} + \frac{1}{1-0,444} \right] \times$$

$$\times [0,1 - (0,444 - 0,4)^3] = -121,697 \text{ МПа}$$

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

$$\sigma_{i90^\circ} = \frac{15P}{l_n d_n} \left[0,174 \frac{(1+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \cdot \alpha} - \frac{0,636}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (5.46)$$

$$\sigma_{i90^\circ} = \frac{15 \cdot 18,700 \cdot 10^{-3}}{0,055 \cdot 0,018} \left[0,174 \frac{(1+0,444)(1+0,444)}{(1-0,444)^2 \cdot 0,444} - \frac{0,636}{1-0,444} \right] \times$$

$$\times [0,1 - (0,444 - 0,4)^3] = 38,968 \text{ МПа}$$

Найбільша напруга овалізації виникає на внутрішній поверхні пальця в горизонтальній площині $\sigma_{i0^\circ} = -121,697 \text{ МПа}$. Це напруження не повинно перевищувати 300...350 МПа – умова виконується. Знак «-» вказує напрямок дії напруження.

5.4 Визначення запасу міцності деталей двигуна ПЛМ-40

При розрахунках на міцність по допустимим напруженням коефіцієнт запасу міцності розраховується за формулою [14]

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma} \text{ або } n = \frac{[\tau]}{\tau}, \quad (5.47)$$

де σ, τ – максимальне напруження в об'ємі тіла;

$[\sigma], [\tau]$ – допустиме напруження.

Визначимо коефіцієнти запасу міцності для поршня двигуна ПЛМ-40:

– за сумарним напруженням в днищі поршня

$$n_{\text{п.дн.}} = \frac{200}{108,6} = 1,84;$$

– за напруженням стиснення в перетині х-х:

$$n_{\text{п.ст.х-х}} = \frac{40}{33,516} = 1,19;$$

– за напруженням розриву в перетині х-х:

$$n_{\text{п.р.х-х}} = \frac{10}{5,033} = 1,99;$$

– складне напруження верхньої кільцевої перемички

$$n_{п.в.к.п.} = \frac{40}{10,531} = 3,80.$$

Визначимо коефіцієнти запасу міцності для гільзи двигуна ПЛМ-40:

– сумарне напруження від розтягу і вигину в стінках несучого циліндра

$$n_{г.ст.} = \frac{60}{21,222} = 2,83;$$

– сумарне напруження від тиску газів і перепаду температур на зовнішній поверхні гільзи циліндра

$$n_{г.зовн.} = \frac{130}{114,654} = 1,13;$$

– сумарне напруження від тиску газів і перепаду температур на внутрішній поверхні гільзи циліндра

$$n_{г.внутр.} = \frac{130}{33,995} = 3,82.$$

Визначимо коефіцієнти запасу міцності для поршневого пальця двигуна ПЛМ-40:

– питомий тиск між втулкою шатуна і опорними поверхнями пальця

$$n_{пш} = \frac{60}{57,715} = 1,04;$$

– питомий тиск між втулкою шатуна і опорними поверхнями пальця

$$n_{qб} = \frac{50}{30,555} = 1,64;$$

– напруження вигину в середньому перетині пальця

$$n_{qш} = \frac{250}{236,339} = 1,06;$$

– максимальні дотичні напруження

$$n_{\tau} = \frac{250}{83,822} = 2,98;$$

– напруження овалізації на зовнішній поверхні пальця в горизонтальній площині

$$n_{\alpha 0} = \frac{350}{9,694} = 36,10;$$

– напруження овалізації на зовнішній поверхні пальця у вертикальній площині

$$n_{\alpha 90} = \frac{350}{81,359} = 4,30;$$

– напруження овалізації на внутрішній поверхні пальця в горизонтальній площині

$$n_{i0} = \frac{350}{121,697} = 2,88;$$

– напруження овалізації на внутрішній поверхні пальця у вертикальній площині

$$n_{i90} = \frac{350}{38,968} = 8,98.$$

5.5 Висновки за розділом

Виконані розрахунки на міцності поршня, поршневого пальця, гільзи двигуна «Мотор Січ» ПЛМ-40 показують, що всі розраховані деталі мають запас міцності $n > 1,0$ і можуть працювати в умовах підвищених навантажень.

6 ВПЛИВ КУТА ВИПЕРЕДЖЕННЯ ЗАПАЛЮВАННЯ ДВИГУНА ПЛМ-40 НА ЗАПАС МІЦНОСТІ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛІНДРОПОРШНЕВОЇ ГРУПИ

В проведеному тепловому розрахунку двигуна ПЛМ-40 (розділ 3) за прототипом прийнято кут випередження запалювання (КВЗ) $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 25^\circ$. З аналізу літератури відомо, що КВЗ для 2-тактних та 4-тактних ДВЗ при аналогічних частотах обертання може сягати до $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 38^\circ$. Тому поставлена задача дослідити вплив КВЗ двигуна ПЛМ-40 на запас міцності його деталей (поршень, гільза, палець поршневий).

6.1 Теплові та динамічні розрахунки двигуна при різних значеннях кута випередження запалювання

Проведено ряд теплових та динамічних розрахунків при кутах випередження запалювання $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 20^\circ$, $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 25^\circ$, $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 30^\circ$, $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 35^\circ$, $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 38^\circ$. Розраховано відповідні значення кута початку згорання, кута закінчення згорання. Всі інші значення до теплового розрахунку (див. табл. 3.2) залишились незмінними.

З протоколів теплового розрахунку визначаємо величини, необхідні для виконання розрахунків на міцність (див. 5 розділ):

- максимальний тиск згорання p_z , МПа;
- середній індикаторний тиск p_i , МПа,

заносимо ці величини до таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Значення тисків

$\Delta\varphi_{оп}, ^\circ \text{ПКВ}$	20	25	30	35	38
$p_z, \text{МПа}$	4,574 при 197° ПКВ	5,105 при 190° ПКВ	5,550 при 188° ПКВ	6,375 при 185° ПКВ	6,861 при 183° ПКВ
$p_i, \text{МПа}$	0,8056	0,8645	0,9052	0,9201	0,9171

За результатами динамічного розрахунку побудовано графіки сил, діючих в двигуні (рис. 6.1–6.4).

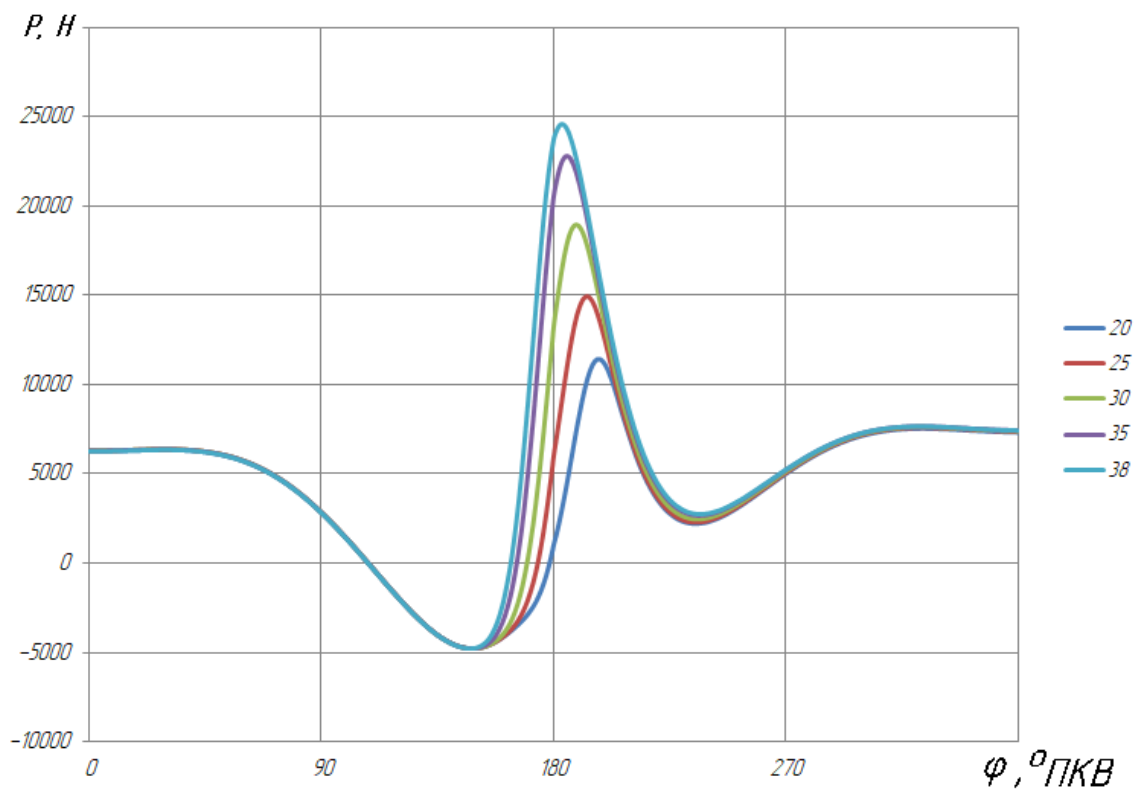


Рисунок 6.1 – Сила P , що діє на поршень, при різних значеннях кута випередження запалювання

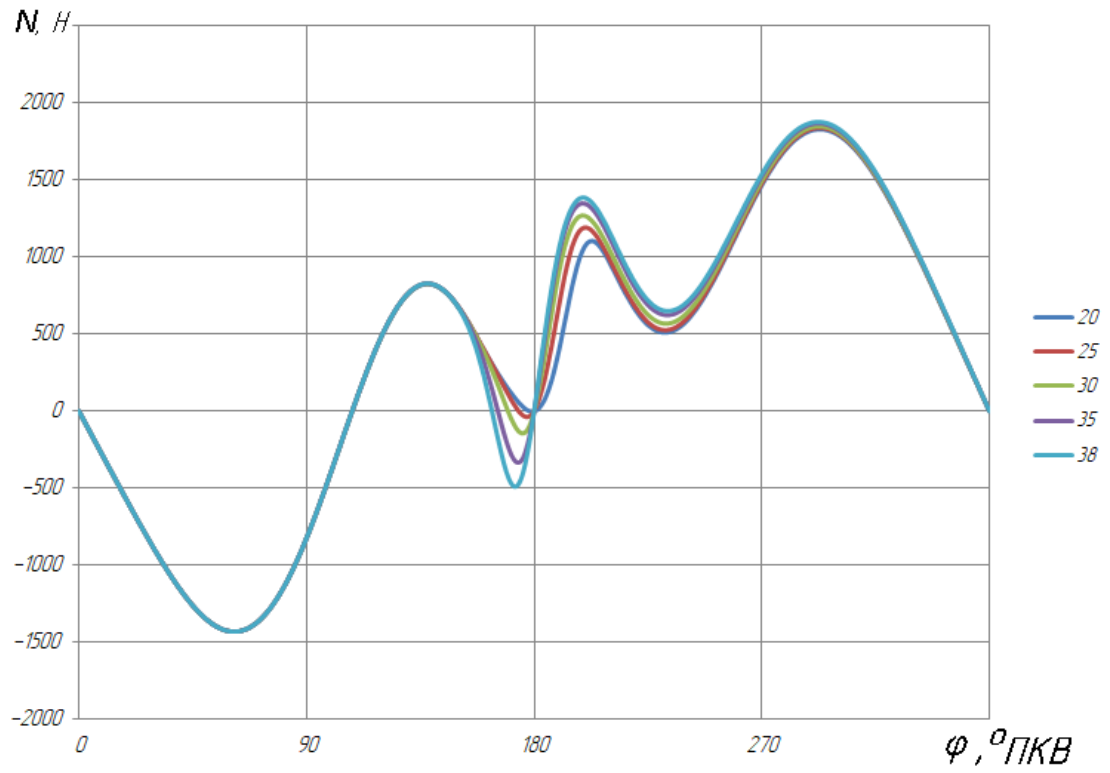


Рисунок 6.2 – Сила N , що діє на поршень, при різних значеннях кута випередження запалювання

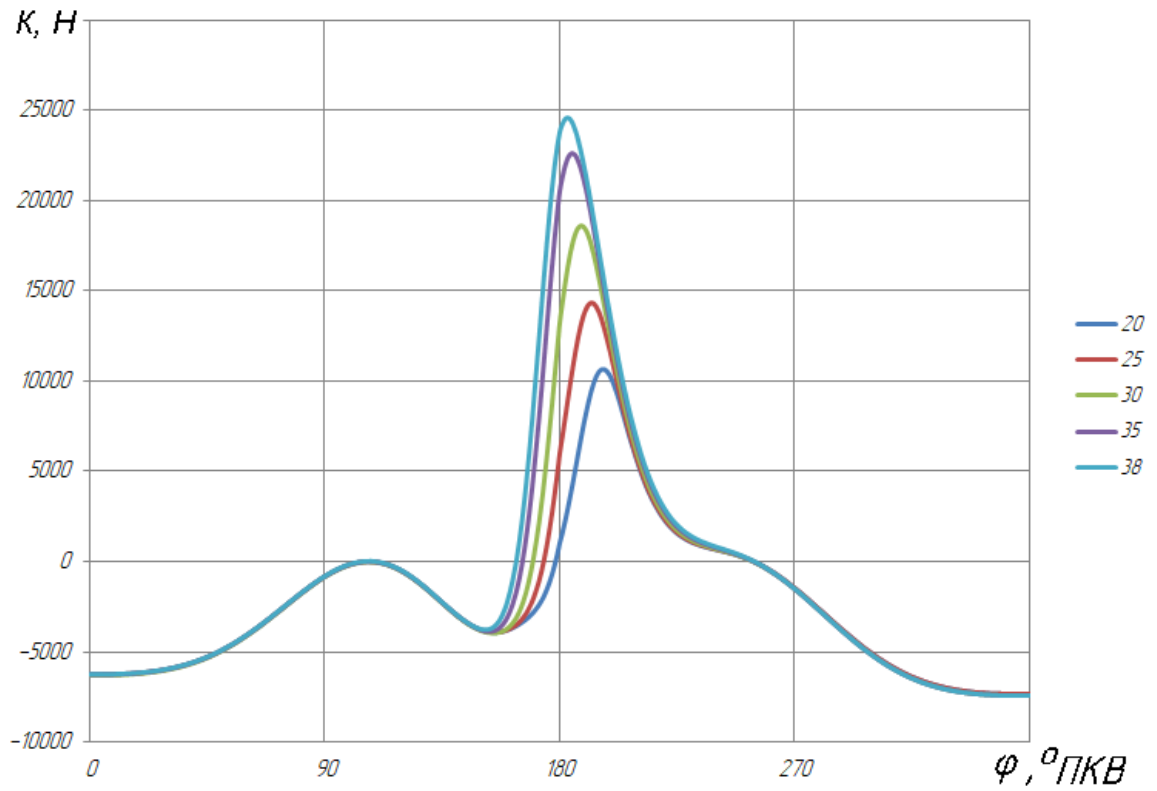


Рисунок 6.3 – Сила P , що діє на кривошип, при різних значеннях кута випередження запалювання

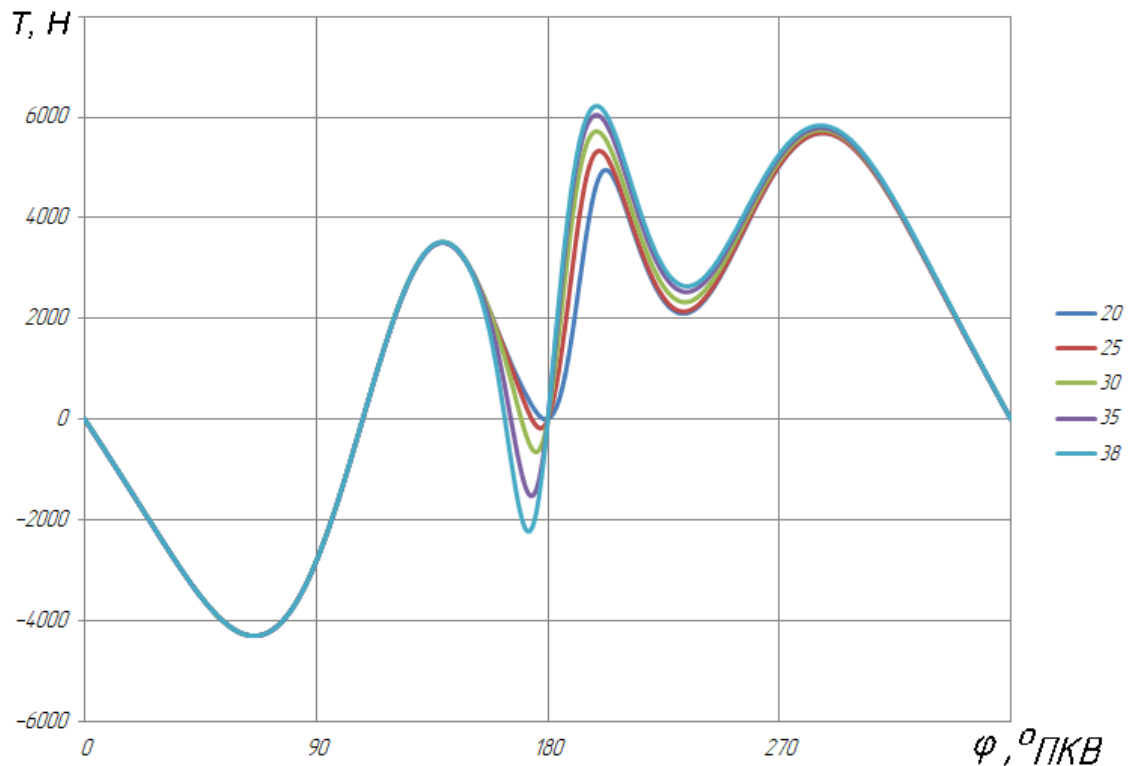


Рисунок 6.4 – Сила T , що діє на кривошип, при різних значеннях кута випередження запалювання

З протоколів теплового і динамічного розрахунків, і з рисунків 6.1–6.4 визначаємо максимальна значення сил і моментів, що діють в КШМ двигуна ПЛМ-40. З рисунка 6.2 видно, що максимальне значення бічної сили $N_{\max}$, що діє на поршень, практично не змінюється.

6.2 Розрахунок запасу міцності деталей ДВЗ при зміні кута випередження запалювання

За методикою, наведеною в розділах 5.1–5.3 розраховуємо навантаження, що діють на поршень, поршневий палець і гільзу двигуна ПЛМ-40. За методикою (див. розділ 5.4) визначаємо коефіцієнти запасу

міцності елементів цих деталей, результати розрахунків заносимо до таблиць 6.2–6.4.

Таблиця 6.2 – Коефіцієнти запасу міцності поршня двигуна ПЛМ-40

Коефіцієнти запасу міцності	$\Delta\varphi_{оп}, ^\circ$ ПКВ				
	20	25	30	35	38
за сумарним напруженням в днищі поршня $n_{п.дн.}$	2,05	1,84	1,69	1,48	1,37
за напруженням стиснення в перетині х-х $n_{п.ст.х-х}$	1,33	1,19	1,10	0,96	0,89
за напруженням розриву в перетині х-х $n_{п.р.х-х}$	1,99	1,99	1,99	1,99	1,99
складне напруження верхньої кільцевої перемички	4,24	3,80	3,49	3,04	2,83

Таблиця 6.3 – Коефіцієнти запасу міцності гільзи двигуна ПЛМ-40

Коефіцієнти запасу міцності	$\Delta\varphi_{оп}, ^\circ$ ПКВ				
	20	25	30	35	38
сумарного напруження від розтягу і вигину в стінках несучого циліндра $n_{г.ст.}$	3,14	2,83	2,61	2,29	2,13
сумарного напруження від тиску газів і перепаду температур на зовнішній поверхні гільзи циліндра $n_{г.зовн.}$	1,18	1,13	1,10	1,04	1,01
сумарного напруження від тиску газів і перепаду температур на внутрішній поверхні гільзи циліндра $n_{г.внутр.}$	3,40	3,82	4,27	5,43	6,46

Таблиця 6.4 – Коефіцієнти запасу міцності поршневого пальця двигуна ПЛМ-40

Коефіцієнти запасу міцності	$\Delta\varphi_{оп}, ^\circ$ ПКВ				
	20	25	30	35	38
питомого тиску між втулкою шатуна і опорними поверхнями пальця $n_{qш}$	1,21	1,04	0,93	0,78	0,71
питомого тиску між втулкою шатуна і опорними поверхнями пальця $n_{qб}$	1,90	1,64	1,47	1,23	1,12
напруження вигину в середньому перетині пальця $n_{qш}$	1,23	1,06	0,95	0,79	0,72
максимальних дотичних напружень n_τ	3,46	2,98	2,67	2,24	2,04
напруження овалізації на зовнішній поверхні пальця в горизонтальній площині $n_{\alpha 0}$	41,94	36,10	32,33	27,09	24,73
напруження овалізації на зовнішній поверхні пальця у вертикальній площині $n_{\alpha 90}$	5,00	4,30	3,85	3,23	2,95
напруження овалізації на внутрішній поверхні пальця в горизонтальній площині n_{i0}	3,34	2,88	2,58	2,16	1,97
напруження овалізації на внутрішній поверхні пальця у вертикальній площині n_{i90}	10,43	8,98	8,04	6,74	6,15

6.3 Висновки за розділом

З аналізу отриманих результатів можна зробити наступні висновки:

1. Збільшення кута випередження запалювання бензинового 2-тактного ДВЗ ПЛМ-40 викликає зростання максимального тиску в циліндрі p_z , що призводить до зростання газової сили, що діє на деталі двигуна.
2. Зростання величини p_z в двигуні ПЛМ-40 не призводить до зростання екстремуму бічної сили N , діючої на поршень.
3. При збільшенні кута випередження запалювання двигуна ПЛМ-40 $\Delta\varphi_{оп} \geq 35^\circ$ ПКВ коефіцієнт запасу міцності за напруженням стиснення в перетині х-х поршня набуває величини $n < 1$, тобто поршень не має запасу міцності для роботи в розрахованих умовах.
4. При збільшенні кута випередження запалювання двигуна ПЛМ-40 $\Delta\varphi_{оп} \geq 30^\circ$ ПКВ коефіцієнт запасу міцності питомого тиску між втулкою шатуна і опорними поверхнями пальця і коефіцієнт запасу міцності напруження вигину в середньому перетині поршневого пальця набуває величини $n < 1$, тобто поршневий палець не має запасу міцності для роботи в розрахованих умовах.
5. Гільза циліндрів двигуна ПЛМ-40 має достатній коефіцієнт запасу міцності і може працювати в умовах підвищених навантажень.

7 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ

Магістерська робота за темою «Вплив кута випередження запалювання 2-тактного двигуна на запас міцності деталей циліндро-поршневої групи» – наукового спрямування, тому визначаємо витрати на її проведення, використовуючи методики [15, 16].

7.1 Визначення витрат на проведення магістерської роботи

Розраховуємо **витрати на матеріали** (табл. 7.1), використані при виконанні магістерської роботи

Таблиця 7.1 – Розрахунок витрат на матеріали

№ п/п	Матеріал	Одиниця виміру	Витрати матеріалу на тему	Ціна за одиницю виміру	Сума витрат, грн.
1	Папір А4 ZOOM 80 г\м2	пачка	1	86,70	86,70
2	Настольний набір Norma 15 предметів	набір	1	175,00	175,00
	Підсумок за винятком зворотних витрат	—	—	—	261,70
	Транспортно-заготівельні витрати	%	10	10	26,17
	Разом із транспортно-заготівельн. витратами	—	—	—	287,87

Витрати на силову енергію E_c визначаємо за формулою [15]:

$$E_c = \frac{P_y \cdot \Phi_{\text{еф}} \cdot K_v \cdot C_e}{\text{ККД}}, \quad (7.1)$$

$$E_{\text{с ноутбук}} = \frac{0,033 \cdot 480 \cdot 0,85 \cdot 0,75}{0,85} = 11,88 \text{ грн.};$$

$$E_{\text{с ноутбук}} = \frac{0,023 \cdot 16 \cdot 0,85 \cdot 0,75}{0,85} = 0,28 \text{ грн.};$$

$$E_{\text{с ноутбук}} = \frac{0,012 \cdot 240 \cdot 0,85 \cdot 0,75}{0,85} = 11,88 \text{ грн.},$$

де P_y – установлена потужність енергетичних струмоприймачів устаткування, кВт;

$\Phi_{\text{еф}}$ – ефективний фонд часу роботи даного виду устаткування, годин. Приймаємо $\Phi_{\text{еф}} = 480$ год із розрахунку роботи ноутбука 8 годин кожного робочого дня (20 днів/місяць), виконання магістерської роботи займає 3 місяці;

K_b – коефіцієнт використання енергетичних установок по потужності і часу ($K_b \approx 0,8 \dots 0,9$);

C_e – ціна 1 кВт·години електроенергії, грн./(кВт·год);

ККД = 0,8.....0,9.

Виконані розрахунки заносимо до таблиці 7.2.

Таблиця 7.2 – Розрахунок вартості енергоресурсів

Устаткування	Вид енерго-ресурсів	P_y , Вт	$\Phi_{\text{еф}}$	Ціна чи вартість, грн.	Вартість енерго-ресурсів, грн.
Ноутбук Asus X541S	електрична енергія	33	480	0,75	11,88
МФУ Canon PIXMA TS704	електрична енергія	23	16	0,75	0,28
Лампа освітлення MAXUS 12W	електрична енергія	12	240	0,75	2,16
Разом					14,32

Розрахунок амортизації універсального устаткування

Суму амортизаційних відрахувань від балансової вартості універсального устаткування, апаратів і приладів, що відносяться до основних фондів, розраховується у відповідності із зайнятістю їх для даної роботи [15]. Норму амортизації для комп'ютерної техніки приймаємо 40 %.

Результати розрахунку зводимо до таблиці 7.3.

Таблиця 7.3 – Розрахунок суми амортизаційних відрахувань

Устаткування, прилади	Балансова вартість, грн.	Норма амортизації, %	Зайнятість устаткування, год	Річний ефективний фонд часу, год	Сума амортизації, грн.
Ноутбук Asus X541S	8000	40	480	1920	800,00
МФУ Canon PIXMA TS704	2895	40	16	64	289,50
Разом					1089,50

Розрахунок заробітної плати

У цю статтю включається заробітна плата всіх категорій працівників, що безпосередньо зайняті в процесі проведення всіх етапів робіт [15]. Сума заробітної плати розраховується на основі зайнятості виконавців по окремих етапах робіт і середньоденного заробітку для кожної категорії персоналу. Основний виконавець – студент-магістрант виконує роботу 3 місяці, протягом робочих днів – 61 день. Керівник роботи працює протягом того ж часу, проте розподіляє свої обов'язки між

5 магістрантами, тому $61/5 = 12$ днів.

Розрахунок основної заробітної плати зводимо до таблиці 7.4.

Таблиця 7.4 – Розрахунок основної і заробітної плати

Посада виконавця	К-ть, людей	Місячний оклад, грн.	Середньоденна зарплата, грн.	Зайнятість НДР, днів	Підсумкова сума основної зарплати, грн.
Студент	1	1700,00	85,00	61	5185,00
Керівник	1	7500,00	375,00	12	45,00
Консультант з економіки	1	6500,00	325,00	6	1950,00
Консультант з охорони праці	1	6500,00	325,00	9	2925,00
Нормоконтролер	1	5500	275,00	2	550,00
Підсумок	5	—	—	90	15110,00

Таким чином, основана заробітна плата $ЗП_0 = 15110,00$ грн. До підсумкової суми основної зарплати робітників додається премія в розмірі 10 % [15]:

$$ЗП_д = 15110 \cdot 0,1 = 1511,00 \text{ грн.}$$

Таким чином, основна і додаткова зарплата складає

$$ЗП = ЗП_0 + ЗП_д = 15110 + 1511 = 16621,00 \text{ грн.}$$

Внески на соціальні заходи визначаємо у процентному відношенні від суми основної і додаткової зарплати з урахуванням премій [15]:

$$B_{\text{сз}} = \frac{(3\Pi_o + 3\Pi_d) \cdot Y_{\text{сз}}}{100\%} \quad (7.2)$$

$$B_{\text{сз}} = \frac{(15110,00 + 1511,00) \cdot 22}{100} = 3656,62 \text{ грн.},$$

де $Y_{\text{с/стр}}$ – питома вага внесків на соціальні заходи, визначається за даними діючого законодавства, %. Приймаємо 22%.

Накладні витрати (витрати на переїзд, оплата Інтернет тощо) розраховуємо у відсотках від основної заробітної плати виконавців (50 %).

$$B_{\text{н}} = 3\Pi_o \cdot 0,5, \quad (7.3)$$

$$B_{\text{н}} = 15110,00 \cdot 0,5 = 7555,00 \text{ грн.}$$

Результати розрахунків витрат заносимо до таблиці 7.5.

Таблиця 7.5 – Кошторис витрат на виконання НДР

Витрати	Сума, грн.	Питома вага до підсумку, %
Матеріали за винятком зворотних відходів	287,87	0,99
Паливо й енергія з боку	14,32	0,05
Амортизація універсального устаткування	1089,50	3,73
Заробітна плата основна і додаткова	16621,00	56,87
Відрахування на соціальні заходи	3656,62	12,51
Накладні витрати	7555,00	25,85
Усього	29224,31	100

7.2 Розрахунок економічної ефективності науково-дослідної роботи

В зв'язку з тим, що результати дослідження мають теоретичний характер визначаємо техніко-економічну ефективність роботи з урахуванням наступних показників [15]:

- важливості дослідження для народного господарства;
- складності розробки;
- результативності й можливості використання.

Важливість теоретичного дослідження оцінюють по його призначенню:

- рішення проблемних питань;
- задоволення вимог спеціальної техніки;
- пошук принципово нових конструктивних і технологічних рішень і т. і.

Складність виконання роботи визначають порівнянням отриманих результатів даного дослідження з результатами відомих аналогічних досліджень з обліком грошових і трудових витрат на їхнє проведення.

Результативність роботи можна визначити по повноті рішень поставленого завдання: отриманий результат відповідає планованому, задовільний (часткове рішення) чи негативний.

Аналіз залежності між цими показниками й витратами на їхнє досягнення дає можливість кількісної оцінки техніко-економічної ефективності теоретичних робіт за формулою:

$$K_{\text{НДР}} = \frac{J^n \cdot R \cdot T}{B_{\text{НДР}} \cdot t_{\text{НДР}}}, \quad (7.4)$$

$$K_{\text{НДР}} = \frac{3^2 \cdot 3 \cdot 2}{29,22431 \cdot \frac{3}{12}} = 7,39,$$

де $K_{\text{НДР}}$ – рівень ефективності дослідження (коефіцієнт техніко-економічної ефективності робіт);

J^n – важливість роботи;

R – результативність роботи;

T – технічна складність виконання НДР;

$V_{\text{НДР}}$ – витрати на проведення НДР, тис грн;

n – показник використання результатів НДР:

$n = 0$ – результати НДР не використовуються;

$n = 1$ – результати НДР використовуються частково;

$n = 2$ – результати НДР використовуються в дослідно-конструкторських роботах (ДКР);

$n = 3$ – результати НДР можуть бути використані без проведення ДКР.

При значенні $K_{\text{НДР}} \geq 1$ науково-дослідницька робота вважається ефективною.

Таблиця 7.6 – Значення оцінних факторів

Оцінні фактори	J	R	T	C	t_{ϕ}	n
Припустимі значення	2...5	1...4	1...3	–	–	1...8
Прийняті значення	3	3	2	–	–	3

Розрахований показник оцінки техніко-економічної ефективності вище 1, що підтверджує економічну ефективність роботи. При впровадженні отриманих результатів роботи в технологічний процес обслуговування ДВЗ дозволить підтвердити якість робіт без використання трудомістких робіт.

8 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Згідно теми магістерської роботи стосується дослідження надійності 2-тактних бензинових ДВЗ, проведено аналіз небезпек при проведенні досліджень, розглянуто методи та засоби їх усунення [19, 20].

8.1 Аналіз потенційних небезпек

Виявлено наступні небезпеки, які можуть підстерігати дослідника:

- можливості отримання механічних травм при виконанні робіт з двигуном, зокрема використання ручного інструмента;

- можливості ураження електричним струмом. Основною причиною є порушення правил з електробезпеки, зокрема допуск до виконання робіт осіб, які не пройшли навчання та перевірку знань з електробезпеки, або несправності енергоспоживаючого обладнання, що може призвести до електричних травм або до летальних наслідків;

- недоліки в організації робочих місць дослідників в приміщенні дослідницької лабораторії, зокрема порушення правил стосовно облаштувань робочих місць, що призводить до зниження працездатності та подальших захворювань опорно-рухового апарату;

- небезпеки, які пов'язані з використанням комп'ютера (електростатичні поля, електромагнітне випромінювання, наявність потужних іонізуючих випромінювань, локальне стомлення, загальна втома, стомленість очей, небезпека ураження електричним струмом, пожежонебезпека);

- недостатній рівень освітлення, що може бути пов'язаний з неправильним розрахунком системи штучного та природного освітлення

приміщення дослідницької лабораторії;

- незадовільні параметри мікроклімату на робочому місці дослідника внаслідок неефективності опалення та вентиляції;
- можливість отруєння парами бензину та відпрацьованими газами внаслідок відсутності або несправності місцевої витяжної вентиляції;
- можливості загорянь внаслідок порушення правил з пожежної безпеки, що може призвести до пожежі.

8.2 Заходи по забезпеченню безпеки

Згідно ДСТУ 8604:2015 «Дизайн і ергономіка. Робоче місце для виконання робіт у положенні сидячи. Загальні ергономічні вимоги» конструкція робочого місця повинна забезпечувати оптимальне положення для ніг. Підставка для ніг має регулюватись по висоті. Ширина повинна бути не менше 300 мм, довжина – не менш 400 мм. Поверхня підставки повинна бути рифленою. По передньому краю слід передбачати бортик висотою 10 мм. Важливим фактором є простір під столом, його має бути досить, щоб можна було зручно згинати та розгинати коліна. Стіл повинен мати криволінійну форму. Крісло повинно забезпечувати фізіологічну раціональну робочу позу, при якій не порушується циркуляція крові і не було б іншого шкідливого впливу. Для цього необхідно, щоб у крісла була пружна спинка анатомічної форми, яка зменшить навантаження на хребет. Також крісло обов'язково повинно бути з підлокітниками і мати можливість повороту, зміни висоти кута нахилу сидіння й спинки. Монітор повинен розташовуватись на робочому столі прямо, і віддаленням від очей мінімум на 50...60 см. Верхня границя екрану повинна бути на рівні очей або не нижче 15 см від рівня очей. Клавіатура повинна розташовуватись в 10...15 см (в залежності від довжини ліктя) від краю стола. Глибина стола

повинна дозволяти повністю положити лікті на стіл, відсунути клавіатуру до монітора.

З метою вирішення можливих питань стосовно електробезпеки, необхідним є знання основних заходів, для попередження уражень електричним струмом, згідно ДНАОП 1.1.10-1.01-2000 «Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів».

Обов'язковим є захисне заземлення або занулення. Обов'язковим є використання індивідуальних засобів захисту, зокрема гумовий діелектричний килимок, опір якого слід періодично перевіряти. Обов'язковим є встановлення автоматичних блокуючих пристроїв згідно ДНАОП 0.00-1.32-01 «Правила будови електроустановок. Електрообладнання спеціальних установок», які запобігають небезпечним діям людини, зокрема кінцеві вимикачі. Блокуючі пристрої розподіляють на механічні, електричні, та електричнотехнічні.

Небезпекою фізичного характеру може бути механічне травмування, яке пов'язано з руйнуванням ручного інструменту при порушенні режимів навантаження. Також до механічного травмування працюючих може призвести порушення правил з охорони праці, зокрема, робота без спеціального одягу.

При роботі з ручним інструментом необхідно виконувати наступні правила техніки безпеки:

- гайковий ключ повинен обертатися у напрямку тільки до себе, а не від себе;
- на поверхні ручного інструменту не повинно бути ніяких мастильних забруднень;
- користуватися допоміжним пристроєм для збільшення моменту обертання гайкового ключа заборонено. Якщо потрібно збільшити зусилля, використовуйте більш інструмент з більшим плечем;
- при роботі застосовується тільки той інструмент, який призначений для виконання операції;

- при перегріві інструменту слід перервати роботу;
- використовувати несправний та зношений інструмент заборонено.

При роботі з інструментом необхідне виконання НПАОП 0.00-1.30-01 «Правила безпечної роботи з інструментом та пристроями».

Персонал, що працює на комп'ютері, зобов'язаний дотримуватися вимог інструкції, розробленої на підставі ДСанПін 3.3.2.007-98 «Гігієнічні вимоги до організації роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин», а також нести особисту відповідальність за дотримання вимог безпеки своєї праці і за створення небезпечного чи шкідливого виробничого фактора для інших працюючих і поломку комп'ютера.

Для забезпечення оптимальної працездатності і збереження здоров'я протягом часу роботи з комп'ютером повинні встановлюватися регламентовані перерви. Монітори комп'ютера оснащуються антибліковим покриттям з коефіцієнтом відбиття не більше 0,5. Покриття повинне також забезпечувати зняття електростатичного заряду з поверхні екрана, іскріння і накопичення пилу. Корпус монітора повинен забезпечувати захист від іонізуючих та неіонізуючих випромінювань. Відстань між стіною з віконними прорізами і столом має бути не менше 0,8 м. При невеликій кількості робочих місць бажано розташовувати столи біля протилежної стіни щодо віконних прорізів. Відстань між робочими столами повинна бути не менше 1,2 м.

8.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

Для ефективної роботи слід забезпечити належні метеоумови на робочому місці. Параметри мікроклімату приміщення встановлюють згідно ДСН 3.3.6.042-99 в залежності від категорії робіт за важкістю. Для

забезпечення цих параметрів передбачають системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря.

Оскільки висота дослідницького приміщення становить 4,90 м, встановлюємо люмінесцентні лампи типів ЛБ чи ЛД потужністю 60 Вт, що буде відповідають В класу зорової роботи відповідно до ДБН В.2.5-28-2018.

Захист персоналу від шуму двигуна, в виробничих приміщеннях і на робочих місцях забезпечується згідно вимог ДБН В.1.1-31:2013.

Для захисту від шуму передбачають наступні заходи:

- віброізоляція стенду з двигуном, застосування індивідуальних віброізованих фундаментів для обладнання зі значними динамічними навантаженнями, а також віброізоляція трубопроводів інженерних мереж;

При роботі на ПК проводимо заміри шкідливих факторів на робочому місці та вносимо наявні фактори умов праці та виробничого середовища що впливають на працівника в процесі трудової діяльності їх фактичне значення та час дії вносимо до стовпчиків 1–3 таблиці 8.1.

2. Відповідно до додатка А [20], за витратами енергії, визначаємо категорію робіт для інженера-дослідника центральній заводської лабораторії обладнаної ПК. Умови праці, за витратами енергії, не перевищують 139 Вт (90-120 ккал/год) та повинні відповідати легким фізичним роботам – категорії І-а.

3. З додатків [20], відповідно до категорії робіт І-а, розряду зорових робіт Б-1 та виявлених показників умов та напруженості праці, визначаємо ГДК (ГДР) виявлених факторів і показників та вносимо їх значення до стовпчика 4 таблиці 8.1.

Таблиця 8.1 – Результати оцінювання за бальною шкалою

Фактор (показник)	Виміряні показники $\Pi_{\text{вим}}$	Час дії, год.	ГДК, ГДР, показники, $P_{\text{доп}}$	$X_{\text{визн}}$, бали	Клас умов праці	X_i , бали
Мікроклімат за ТНС-індексом, $t, ^\circ\text{C}$	27,5	9	23,5- 26,4	3	3,3	3
Освітленість приміщення E , лк	200	10	300	—	3,1	1
Розряд і підрозряд зорових робіт, $Z_{\text{ор}}$	Б-1	—	—	—	—	—
Рівень шуму L , дБА	95	5	80	—	3,2	1,25
Загальні енергозатрати організму, Вт	190	7	290	0,57	3,3	3
Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук)	63000	7	40000	1,38		
Тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни)	81	7	75	0,95		
Тривалість робочого дня, год.	10	10	8	0,23		

4. Для окремих факторів і показників за методикою, визначеною «Гігієнічною класифікацією праці», визначаємо розрахункові коефіцієнти $X_{\text{визн}}$ та вносять їх значення до стовпчика 5 таблиці 8.1:

– для гігієнічної оцінки мікроклімату використовуємо ТНС- індекс, додаток Б [20]. Розрахунковий коефіцієнт $X_{\text{визн}}$ при оцінка мікроклімату визначаємо в балах, за формулою:

$$X_{\text{визн}} = \frac{3 \cdot t_3}{T} = \frac{3 \cdot 9}{10} = 2,7; \quad (6.1)$$

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

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} \cdot T \cdot K_{\text{знач}}}{8 \cdot P_{\text{доп}}}; \quad (6.2)$$

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

$$X_{\text{визн}} = \frac{190 \cdot 7 \cdot 1}{8 \cdot 290} = 0,57;$$

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

$$X_{\text{визн}} = \frac{63000 \cdot 7 \cdot 1}{8 \cdot 40000} = 1,38;$$

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

$$X_{\text{визн}} = \frac{81 \cdot 7 \cdot 1}{8 \cdot 75} = 0,95;$$

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

$$X_{\text{визн}} = \frac{10 \cdot 10 \cdot 0,15}{8 \cdot 8} = 0,23.$$

5. Визначаємо клас та ступінь шкідливості умов праці для кожного з виявлених факторів і показників та вносимо їх значення до стовпчика 6, таблиці 8.1:

- для мікроклімату, відповідно до значення розрахункового коефіцієнта $X_{\text{визн}} = 2,7$, з таблиці 7.2 [20] – 3 клас, 3 ступінь (3.3);
- при оцінці освітленості робочої зони приміщення, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до $\Pi_{\text{вим}} = 200$ лк, за додатками Г та табл. Г.1 [20] – 3 клас, 1 ступінь (3.1);
- для гігієнічної оцінки рівня шуму, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до виміряного значення рівня шуму $\Pi_{\text{вим}} = 95$ дБА, за додатками Д та табл. Д.1 [20] – 3 клас, 2 ступінь (3.2);
- клас і ступінь важкості та напруженості праці визначаємо як суму розрахованих балів усіх показників $X_{\text{визн}}$ за формулою

$$X_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n X_i = 0,57 + 1,38 + 0,95 + 0,23 = 3,13. \quad (6.3)$$

З таблиці 7.3 [20] за значенням суми розрахованих балів показників $X_{\text{сум}} = 3,13$ – 3 клас, 3 ступінь (3.3);

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

7. Оскільки при гігієнічній оцінці виявлена наявність шкідливих та особливо шкідливих, важких та особливо важких умов праці, проводимо дослідження фактичного стану умов праці, з метою визначення розмірів доплат за ступені шкідливості факторів виробничого середовища та показників важкості та напруженості праці за бальною шкалою, та вносимо їх значення до стовпчика 7, таблиці 8.1:

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

– при оцінці впливу освітленості виходимо з того, що вона відповідає 3 класу, 1 ступеню умов праці та діє протягом 10 годин, тому $X_{\text{ст}} = X_i = 1$;

– для оцінки впливу шуму виходимо з того, що його рівень відповідає 3 класу, 1 ступеню умов праці та діє протягом 5 годин, тому значення X_i визначаємо по формулою

$$X_i = X_{\text{ст}} \cdot \frac{T}{8} = 2 \cdot 0.625 = 1,25; \quad (6.4)$$

– для оцінки впливу важкості та напруженості праці, виходимо з того що вони відповідають 3 класу, 2 ступеню умов праці, а час їх дії уже врахований, тому $X_{\text{ст}} = X_i = 3$;

Для визначення конкретного розміру доплати, умови праці оцінюємо по сумі значень X_i , за формулою

$$X_{\text{факт}} = \sum_{i=1}^n X_i = 3 + 1 + 1,25 + 3 = 8,25. \quad (6.5)$$

8. Розмір доплати за умовами праці визначаємо в залежності від їх фактичного стану – $X_{\text{факт}} = 8,25$, на підставі Типового положення «Про оцінку умов праці на робочих місцях і порядок застосування галузевих переліків робіт, на яких можуть установлюватися доплати робітникам за умови праці», з таблиці 7.4 [20]. Розмір доплати до тарифної ставки (окладу) – 20 %.

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

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

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

- мікрокліматичні умови, за інтегральним показником теплового навантаження середовища - ТНС-індексом – $21,0 \dots 23,4^{\circ} \text{C}$;
- освітленість кабінетів та робочих кімнат відповідає розряду зорових робіт Б-1, нормована загальна освітленість якого – $E = 300 \text{ лк}$;
- рівень шуму в робочий зоні дослідника – 80 дБА ;
- загальні енергозатрати організму – до 139 Вт ;
- стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук) – до 40000 ;
- тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни) – до 75% ;
- тривалість робочого дня – 6 або 7 год.

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

- для приведення мікрокліматичних умов до відповідності, необхідно забезпечити припливно-витяжну механічну вентиляцію та кондиціонування приміщення;

- освітленість приміщення відповідає нормам тому корегувати немає необхідності;
- для зниження рівня шуму в робочий зоні дослідника лабораторії необхідно замість матричних принтерів застосувати лазерні; з метою зниження зовнішнього шуму замінити вікна на пластикові з трикамерним склопакетом;
- для зменшення загальних енергозатрат організму, необхідно скоротити тривалість робочого дня до 6 або 7 год.
- для зменшення напруженості праці від стереотипних рухів за зміну при локальному навантаженні кистей рук та пальців необхідно передбачити перерви, не менш 15 хвилин, кожні 1...2 години;
- для зменшення тривалості зосередження уваги, необхідно скоротити тривалість робочого дня, передбачити додаткові перерви.

4. Якщо, з об'єктивних причин, вищезазначені заходи неможливо виконати, необхідно забезпечити доплати до тарифної ставки (окладу) за особливо шкідливі та особливо важкі умови праці, відповідно до таблиці 7.4 [20], у розмірі 20 %.

8.4 Заходи з пожежної безпеки та дії надзвичайній ситуації

Для попередження пожеж передбачається використовувати первинні засоби пожежогасіння. В приміщенні, де експлуатуються ПК, відповідно до «Правил пожежної безпеки в Україні» та «Типових норм належності вогнегасників» НАПБ Б.03.308-2018 при площі 20 м² належить розміщувати 1 вогнегасник ВВК-2, тому для дослідницької лабораторії площею 72 м² з ПЕОМ необхідно 4 вуглекислотних вогнегасника ВВК-2.

Також необхідно періодично проводити інструктажі, навчання, та тренування персоналу.

У разі загорання проводки, спробувати загасити вогнище вогню за допомогою вогнегасників, та звернутися до Державної служби України з надзвичайних ситуацій. Якщо пожежу не вдалося загасити вогнегасником, виникає можливість розповсюдження пожежі по приміщенню.

З цивільного захисту відомо, що в умовах надзвичайних ситуацій найголовніше знати свої дії і чітко їх наслідувати. Для цього необхідне регулярне проведення інструктажів по пожежній безпеці відповідно до НАПБ А.01.001-2004 "Правила пожежної безпеки в Україні".

Для ефективнішого управління персоналом проводити навчання по пожежній безпеці. При пожежі дзвонити в пожежну службу і включити сигнал тривоги. Відключити усі електроприлади за допомогою автоматів на щитку.

У випадках неможливості загасити пожежу, слід прикрити ніс і рот тканиною, бажано вологою, і повзучи пробиратися поряд із стінкою до виходу.

Якщо спалахнув одяг, потрібно лягти на підлогу (землю) і, перекочуючись, збити вогонь або накинути на себе пальто, плащ і щільно притиснути, щоб припинити приплив повітря до вогню.

Необхідно триматися чимдалі від вікон, дзеркал, світильників, уважно стежити, щоб не впала на голову штукатурка.

Коли приїдуть пожежники, якомога більше розповісти про причину пожежі, описати матеріали, що горять, надати усю інформацію про пожежу.

У разі спалаху випробувального двигуна внутрішнього згорання, спробувати загасити вогонь за допомогою вогнегасників порошкового типу.

ВИСНОВКИ

В першому розділі проведений аналіз літературних джерел, який показав, що величина кута випередження запалювання має значний вплив на техніко-економічні показники ДВЗ. Дослідниками проведено чимало науково-дослідних робіт в цій царині, як для 4-тактних, так і для 2-тактних двигунів, багатопаливних ДВЗ. Проте питання визначення впливу кута випередження запалювання 2-тактного двигуна на запас міцності деталей циліндро-поршневої групи залишилось без розгляду. Таким чином визначено актуальність теми дослідження.

В другому розділі виконано аналітичний огляд конструкції об'єкта дослідження – двигуна ПЛМ-40, його електрообладнання, розглянуто технічну характеристику двигуна. Розглянуто особливості розрахункової методики теплового розрахунку циклу ДВЗ за допомогою фізико-математичної моделі другого рівня.

В третьому розділі наведено результати теплового розрахунку двигуна ПЛМ-40 на номінальному режимі роботи, при куті випередження запалювання 25° . Використана комп'ютерна програма Engine Calculation. Побудовано індикаторну діаграму двигуна, розраховані ефективні показники роботи двигуна.

В четвертому розділі наведено результати динамічного розрахунку двигуна ПЛМ-40 на номінальному режимі роботи. Визначено сили і моменти, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму, а також крутного моменту на вихідному валу двигуна.

В п'ятому розділі наведено результати розрахунку на міцність поршня, поршневого пальця, гільзи циліндра двигуна ПЛМ-40. Після визначення навантажень, що діють на вказані деталі, визначено коефіцієнти запасу міцності деталей. Виконані розрахунки на міцності поршня,

поршневого пальця, гільзи двигуна «Мотор Січ» ПЛМ-40 показують, що всі розраховані деталі мають запас міцності $n > 1,0$.

В шостому розділі наведено результати теплового і динамічного розрахунку при різних кутах випередження запалювання $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 20 \dots 38^\circ$ ПКВ. Згідно розрахованих коефіцієнтів запасу міцності можна стверджувати, що в двигуна ПЛМ-40 не має резерву для збільшення кута випередження запалювання.

При збільшенні кута випередження запалювання двигуна ПЛМ-40 $\Delta\varphi_{\text{оп}} \geq 35^\circ$ ПКВ коефіцієнт запасу міцності за напруженням стиснення в перетині х-х поршня набуває величини $n < 1$, тобто поршень не має запасу міцності.

При збільшенні кута випередження запалювання двигуна ПЛМ-40 $\Delta\varphi_{\text{оп}} \geq 30^\circ$ ПКВ коефіцієнт запасу міцності питомого тиску між втулкою шатуна і опорними поверхнями пальця і коефіцієнт запасу міцності напруження вигину в середньому перетині поршневого пальця набуває величини $n < 1$.

Гільза циліндрів двигуна ПЛМ-40 має достатній коефіцієнт запасу міцності і може працювати в умовах підвищених навантажень.

Зважаючи на показники запасу міцності, для двигуна ПЛМ-40 кут випередження запалювання $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 25^\circ$ ПКВ є максимально допустимим.

В сьомому розділі складено кошторис витрат на проведення магістерської роботи загальною сумою 29224,31 грн.

Розраховано показник оцінки техніко-економічної ефективності $K_{\text{ндр}} = 7,39$, що підтверджує економічну ефективність дослідницької роботи.

У восьмому розділі проведено аналіз потенційних небезпек, які можуть підстерігати дослідника при проведенні дослідження бензинового двотактного двигуна, розроблено заходи по їх усуненню, розглянуті питання дій персоналу в надзвичайній ситуації.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Моторы лодочные подвесные «Мотор Січ ПЛМ-40Э» («МС-40Э»), «Мотор Січ ПЛМ-40ЭД» («МС-40ЭД») : Руководство по эксплуатации 0585100000-02 РЭ. – Запорожье : Мотор Сич, 2012. – 32 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 289 с.
3. Регулировка зажигания ВАЗ 2106 [Электронный ресурс]. – Сайт «etlib.ru». – Режим доступа: <https://etlib.ru/blog/65-regulirovka-zazhiganiya-vaz-2106>
4. Основы применения нефтепродуктов [Текст]. – 2-е изд., доп. и перераб. / Б. В. Лосиков, Н. Г. Пучков, Б. А. Энглин. – М.: Гос. науч.-техн. изд-во нефтяной и горно-технической литературы, 1959. –
5. Випередження запалювання [Електронний ресурс]. – Сайт «Вікіпедія. Вільна енциклопедія». – Режим доступа: https://uk.wikipedia.org/wiki/Випередження_запалювання
6. Автомобільні двигуни: Підручник [Текст] / Ф. І. Абрамчук, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долганов, І. І. Тимченко – К.: Арістей, 2006. – 476 с.
7. Береснев, М.А. Оптимизация угла опережения зажигания для достижения максимального крутящего момента двигателя внутреннего сгорания с помощью бинарного топлива [Текст] / М.А. Береснев // Известия ЮФУ. Технические науки. – 2012. – №1. – С. 33–38.
8. Геращенко, В.В. Интеллектуальная система регулирования угла опережения зажигания [Текст] / В.В. Геращенко, М.Я. Яскевич, А.В. Геращенко и др. // Автомобильная промышленность. – 2008. – № 6. – С. 11-14.
9. Витковский, С.Л. Корректировка угла опережения зажигания по цилиндрам в процессе эксплуатации ДВС [Текст] / С.Л. Витковский //

Системы. Методы. Технологии. – 2006. – Т. 2. – С. 158-160.

10. Береснев, М.А. Алгоритм расчета угла опережения зажигания для достижения максимального давления в цилиндре двигателя внутреннего сгорания в целевом диапазоне [Текст] / М.А. Береснев // Известия ЮФУ. Технические науки. – 2010. – № 3 (104). – С. 232-240.

11. Дзюбенко, А.А. Параметрическая оптимизация системы автоматического управления зажиганием [Текст] / А.А. Дзюбенко // Автомобильный транспорт. – 2009. – № 25. – С. 13-17.

12. Смирнов, П.Г. Влияние установочного угла опережения зажигания на эффективную мощность и токсичность бензинового двигателя при переводе на работу на сжиженном газе [Текст] / П.Г. Смирнов, А.Ф. Найдыш // Вестник АГАУ. – 2008. – №10. – С. 58–61.

13. 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.

14. Коэффициент запаса [Электронный ресурс]. – Сайт «Википедия». – Режим доступа: https://ru.wikipedia.org/wiki/Коэффициент_запаса

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

16. Методичні рекомендації щодо виконання економічного розділу дипломного проекту здобувачами вищої освіти технічних спеціальностей за освітнім ступенем «магістр» [Текст]. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. – 12 с.

17. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія ДВЗ» для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання [Текст] / Укл.: Г.І. Слинько, Я.О. Єгоров. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – 50 с.

18. Егоров, Я. А. Физико-математическая модель рабочего цикла

двигателя внутреннего сгорания автотракторного типа [Текст] : Учеб. пособие / Я.А. Егоров. – К.: УМК ВО, 1991. – 56 с.

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

20. Методичні вказівки до виконання розділу «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях» в магістерських дипломних роботах (проектах) зі спеціальності 133 – «Галузеве машинобудування» за освітньою програмою (спеціалізацією) – «Двигуни внутрішнього згорання» для усіх форм навчання [Текст] / Укл. : М. І. Лазуткін – Запоріжжя: Каф. ОП і НС. НУ «Запорізька політехніка», 2020 – 34 с.

21. Методичні вказівки до переддипломної практики, виконання та захисту кваліфікаційної роботи магістрів, що навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування», освітня програма «Двигуни внутрішнього згорання» [Текст] / Укл.: Г. І. Слинько, В. І. Кубіч, Р. Ф. Сухонос. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2018. – 38 с.

ДОДАТОК А

Протокол теплового розрахунку двигуна «Мотор Січ» ПЛМ-40
на номінальному режимі

φ , °П.К.В.	P, Па	T, К	M, кг	V, м ³
0	85740	420	0,000254	0,0003572
10	86380	421,1	0,000254	0,0003555
20	88240	423,8	0,000254	0,0003503
30	91480	428,4	0,000254	0,0003415
40	96340	434,9	0,000254	0,0003292
50	103200	443,7	0,000254	0,0003135
60	112700	455,1	0,000254	0,0002944
70	125800	469,6	0,000254	0,0002722
80	143900	488	0,000254	0,0002473
90	169100	510,9	0,000254	0,0002203
100	204900	539,6	0,000254	0,000192
110	256900	575,2	0,000254	0,0001632
120	334300	619,5	0,000254	0,0001351
130	452100	674,3	0,000254	0,0001088
140	633800	740,9	0,000254	0,00008526
150	908600	818,6	0,000254	0,0000657
160	1288000	901	0,000254	0,00005101
170	1875000	1075	0,000255	0,00004189
180	3488000	1823	0,000259	0,0000388
190	5105000	2794	0,000267	0,00004189
200	4551000	2994	0,00027	0,00005101
210	3214000	2722	0,00027	0,0000657
220	2243000	2465	0,00027	0,00008526
230	1606000	2251	0,00027	0,0001088
240	1192000	2077	0,00027	0,0001351
250	920000	1936	0,00027	0,0001632
260	736000	1821	0,00027	0,000192
270	608500	1728	0,00027	0,0002203
280	518000	1651	0,00027	0,0002473
290	452700	1588	0,00027	0,0002722
300	404900	1536	0,00027	0,0002944
310	369600	1493	0,00027	0,0003135
320	343600	1458	0,00027	0,0003292
330	324800	1429	0,00027	0,0003415
340	311500	1406	0,00027	0,0003503
350	302900	1388	0,00027	0,0003555
360	298500	1374	0,00027	0,0003572

$$L_i = 275,3 \text{ Дж/цикл};$$

$$p_i = 0,8645 \text{ МПа};$$

$$\eta_i = 0,385;$$

$$g_i = 0,213 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}.$$

ДОДАТОК Б

Протокол динамічного розрахунку двигуна «Мотор Січ» ПЛМ-40
на номінальному режимі

φ, °П.К.В.	P, Н	N, Н	S, Н	K, Н	T, Н	Мкр, Н·м
0	6260	0	6260	-6260	0	0
20	6320	-608	6350	-6150	-1590	-51,7
40	6290	-1150	6400	-5560	-3160	-103
60	5690	-1420	5870	-4080	-4220	-137
80	4050	-1160	4220	-1850	-3790	-123
100	1300	-372	1350	-141	-1340	-43,6
120	-2030	507	-2090	-575	2010	65,3
140	-4560	835	-4640	-2960	3570	116
160	-4350	418	-4370	-3940	1880	61,1
180	5320	0	5320	5320	0	0
200	11600	1120	11700	10600	5030	164
220	3320	607	3370	2150	2600	84,5
240	2180	544	2240	617	2160	70,1
260	3900	1120	4050	-424	4030	131
280	5890	1690	6120	-2690	5500	179
300	7120	1780	7340	-5100	5280	172
320	7500	1370	7630	-6630	3770	123
340	7410	713	7450	-7210	1870	60,6
360	7310	0	7310	-7310	0	0

ДОДАТОК В

Специфікації складального креслення двигуна «Мотор Січ» ПЛМ-40

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
						Документация			
		A1			ПЛМ.40.0584900000 СБ	Двигун			
						Деталі			
Справ. №				1	ПЛМ.40.1002015	Блок циліндрів	1		
		A1		2	ПЛМ.40.1002021	Циліндр	2		
				3	ПЛМ.40.11003015	Головка блоку циліндрів	1		
		A1		4	ПЛМ.40.1004013	Поршень	2		
		A3		5	ПЛМ.40.1004020	Палец поршневий	2		
				6	ПЛМ.40.1005015	Вал колінчастий, 1-а секція	1		
				7	ПЛМ.40.1005015	Вал колінчастий, середня секція	2		
				8	ПЛМ.40.1005015	Вал колінчастий, 4-а секція	1		
				9	ПЛМ.40.1005120	Маховик	1		
				10	ПЛМ.40.1004045	Шатун	2		
				11	ПЛМ.40.1007010	Клапан перепускний пелюстковий	2		
				12	ПЛМ.40.3707000	Свіча запалювання	2		
				13	ПЛМ.40.3707210	Ковпачок	2		
				14	ПЛМ.40.3707110	Провід запалювання	2		
				15	ПЛМ.40.3708000	Стартер	1		
				16	ПЛМ.40.3708178	Втягуючий пристрій стартера	1		
				17	ПЛМ.40.1008064	Корпус рубашки охолодження	1		
				18	ПЛМ.40.1008172	Кришка рубашки охолодження	1		
		ПЛМ.40.0584900000 СП							
		Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
		Разраб.	Падалко К.Д.						
		Пров.	Кудіч В.І.						
		Н.контр.	Слинько В.В.						
		Утв.	Слинько Г.І.						
		Двигун					Лит.	Лист	Листов
								1	4
							НУ "Запорізька політехніка"		
							Група Т-419м		

Копіював

Формат А4

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		19	ПЛМ.40.1005131	Підшипник колінчатого валу крайній	2	
		20	ПЛМ.40.1005133	Підшипник колінчатого валу середній	2	
		21	ПЛМ.40.307056	Ручка заводна	1	
		22	ПЛМ.40.1005125	Обод зубчатий маховика	1	
		23	ПЛМ.40.1005174	Кільце упорне колінчатого валу	1	
		24	ПЛМ.40.1004030	Кільце компресійне верхнє	2	
		25	ПЛМ.40.1004031	Кільце компресійне нижнє	2	
		26	ПЛМ.40.1004022	Кільце поршневого пальця стопорне	4	
		27	ПЛМ.40.1004058	Підшипник поршневої головки шатуна	2	
		28	ПЛМ.40.1004059	Підшипник нижньої головки шатуна	2	
		29	ПЛМ.40.1005198	Втулка колінчатого валу поєднувальна центральна	1	
		30	ПЛМ.40.1005176	Втулка колінчатого валу поєднувальна	2	
		31	ПЛМ.40.1005133	Шпонка колінчатого валу	1	
		32	ПЛМ.40.1005034	Сальник колінчатого валу	3	
		33	ПЛМ.40.1005034	Сальник кришки колінчатого валу	1	
		34	ПЛМ.40.1002167	Корпус нижній	1	
		35	ПЛМ.40.1002137	Корпус середній	1	
		36	ПЛМ.40.1005152	Крышка колінчатого валу	1	
			ПЛМ.40.0584 9000000 СП			Лист
						2
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Копировал

Формат А4

<i>Формат</i>	<i>Зона</i>	<i>Поз.</i>	<i>Обозначение</i>	<i>Наименование</i>	<i>Кол.</i>	<i>Примечание</i>
		37	ПЛМ.40.1002275	Вухо кріпильне	1	
		38	ПЛМ.40.1003264	Кришка головки циліндрів	1	
		39	ПЛМ.40.1003274	Шпилька головки циліндрів	6	
		40	ПЛМ.40.1003276	Гайка головки циліндрів	6	
		41	ПЛМ.40.1003275	Шайба головки циліндрів	6	
		42	ПЛМ.40.1002195	Болт кришки ріддашки охолодження	4	
		43	ПЛМ.40.1002196	Шайба кришки ріддашки охолодження	4	
		44	ПЛМ.40.11003270	Прокладка головки циліндрів	1	
		45	ПЛМ.40.1002448	Болт кріпильний	1	
		46	ПЛМ.40.1002458	Шайба кріпильна	1	
		47	ПЛМ.40.3105165	Болт центральний	1	
		48	ПЛМ.40.310583	Шайба	1	
		49	ПЛМ.40.310586	Втулка	1	
		50	ПЛМ.40.1005177	Упор колінчатого валу	1	
		51	ПЛМ.40.3708120	Опора крепильна стартера	1	
		52	ПЛМ.40.1005124	Болт маховика	4	
		53	ПЛМ.40.3708166	Болт кріплення стартера	2	
		54	ПЛМ.40.3708168	Шайба кріплення стартера	2	
		55	ПЛМ.40.3708150	Кожух устройства заводного	1	
		56	ПЛМ.40.1002162	Болт кріплення клапана перепускного	4	
				<u>Стандартні вироби</u>		
		57		Шпилька М8-6dх112.35.019 ГОСТ 9066-75	6	

ПЛМ.40.0584 900000 СП Лист 3

