

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 Дослідження ефективності 4-циліндрового ДВЗ від кута
випередження запалювання

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

Освітня програма (спеціалізація)

Двигуни внутрішнього згорання

Пугач А.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник к.т.н., доцент С.О. Беженев

(прізвище та ініціали)

Рецензент Дядя С.І.

(прізвище та ініціали)

2020

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 _____

Слинько Г.І. _____

“ ” _____ 2020 року

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

Пугач Анастасія Вадимівна

(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) Беженів С.О., к.т.н. доцент,

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від 30.11.2020 року № 362

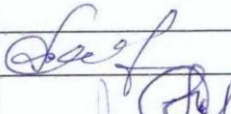
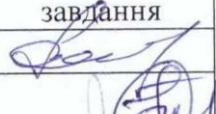
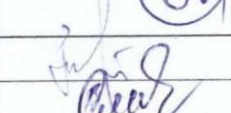
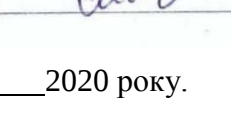
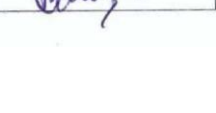
2. Строк подання студентом проекту (роботи) 5 грудня 2020 р.

3. Вихідні дані до проекту (роботи) 4-тактний 4-циліндровий бензиновий двигун з іскровим запалюванням МеМЗ-307

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) аналітичний огляд літератури; тепловий, динамічний розрахунки двигуна МеМЗ-307; розрахунок на міцність деталей ДВЗ; визначення впливу кута випередження запалювання на ефективність двигуна МеМЗ-307; 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) Презентація

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

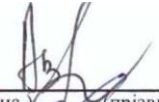
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-6	Беженов С.О., к.т.н., доцент каф. ДВЗ		
7	Левченко Н.М., д.н.держ.упр., проф., зав. каф. ПТБД		
8	Лазуткін М.І., к.т.н., доцент каф. ОПіНС		
н/контроль	Слинько В.В., ст. викладач каф. ДВЗ		

7. Дата видачі завдання « _____ » _____ 2020 року.

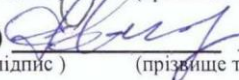
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ 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 МеМЗ-307 на номінальному режимі	25.09.20	
5	Динамічний розрахунок двигуна МеМЗ-307 на номінальному режимі	01.10.20	
6	Розрахунок на міцність деталей поршневої та шатунної груп	10.10.20	
7	Вплив кута випередження запалювання на ефективність двигуна МеМЗ-307	15.10.20	
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)

 Пугач А.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

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

РЕФЕРАТ

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

ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, ЗАПАС МІЦНОСТІ, КУТ
ВИПЕРЕДЖЕННЯ ЗАПАЛЮВАННЯ, МЕМЗ-307, НАВАНТАЖЕННЯ,
ПОТУЖНІСТЬ, ТИСК

Останніми десятиліттями в двигунобудуванні спостерігається підвищення вимог до економічності та екологічності двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ). Одним із шляхів підвищення ефективних показників є покращення робочого процесу двигунів. Таким чином, підвищення ефективності ДВЗ є однією з актуальних задач.

Об'єкт дослідження – ефективність 4-тактного бензинового ДВЗ.

Предмет дослідження – ефективні показники 4-тактного бензинового двигуна (на прикладі двигуна МемЗ-307).

Метою даної роботи є підвищення ефективних показників 4-тактних бензинових ДВЗ.

Розраховані значення ефективної потужності, крутного моменту, питомої ефективної витрати палива при кутах випередження запалювання $\Delta\varphi_{оп} = 10...30^\circ$ ПКВ. Визначено оптимальний кута випередження запалювання з урахуванням міцності деталей шатунно-поршневої групи.

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	7
Зміст	8
Умовні позначення	10
ВСТУП	11
1 аналіз літературних джерел	13
1.1 Обґрунтування величини кута випередження в ДВЗ з іскровим запалюванням	13
1.2 Висновки з розділу	18
2 МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ОБЛАДНАННЯ	19
2.1 Конструкція і технічна характеристика базового двигуна	19
2.2. Модернізація двигуна	21
2.3. Визначення особливостей розрахунку	23
2.4 Тепловий розрахунок	24
2.5 Контроль результатів розрахунку	35
3. Динамічний розрахунок двигуна на номінальному режимі	37
3.1 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму	38
3.2 Сили інерції обертових мас	39
3.3 Сили, що діють на шатунну і корінну шийки колінчастого валу	41
3.4 Моменти, що діють в кривошипно-шатунному механізмі	47
4. Розрахунок врівноваження двигуна	49
5. Розрахунок маховика	52
6 Розрахунок на міцність	56
6.1 Розрахунок на міцність поршня	56
6.2 Розрахунок поршневих кілець	62
6.3 Розрахунок на міцність поршневого пальця	66
7 Вплив кута випередження запалювання НА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА МЕМЗ-307	71
7.1 Теплові розрахунки двигуна при різних значеннях кута випередження запалювання	71
7.2 Висновки за розділом	73
8. Економічне обґрунтування проекту	74
8.1 Характеристика продукції	74
8.2 Оцінка ринку збуту та маркетингова програма	75
8.3 Розрахунок витрат на дослідження, розробку і проектування ДВЗ	76

8.4 Розрахунок собівартості проектного ДВЗ	77
8.5 Розрахунок експлуатаційних витрат	80
8.6 Економічний ефект від виробництва і експлуатації і нового ДВЗ	82
9 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	85
9.1 Аналіз потенційних небезпек.....	85
9.2 Заходи по забезпеченню безпеки	86
9.3 Заходи по забезпеченню гігієнічної санітарії та гігієни праці	89
9.4 Заходи по забезпеченню пожежної безпеки.....	95
9.5 Заходи з безпеки в надзвичайних ситуаціях	97
ВИСНОВКИ.....	98
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	99
ДОДАТКИ.....	104

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

к/в – колінчастий вал;

λ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

ППС – паливо-повітряна суміш;

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

КШМ – кривошипно-шатунний механізм;

ГРМ – газорозподільний механізм;

КВЗ – кут випередження запалювання;

ЗВГ – зріджений вуглеводневий газ (пропан-бутан);

ТНКП – теоретично необхідна кількість повітря;

ГБО – газобаллонное оборудование;

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 4-тактного бензинового ДВЗ;
- визначити перспективність наукового напрямку дослідження;
- розглянути конструкцію двигуна MeM3-307, особливості системи запалювання та електрообладнання двигуна;
- обрати методики для дослідження;
- виконати тепловий розрахунок двигуна MeM3-307 на номінальному режимі, визначити ефективні показники двигуна, величини максимального тиску $p_{\max}$ і максимальної температури $T_{\max}$;
- виконати динамічний розрахунок двигуна MeM3-307 на номінальному режимі, визначити екстремуми сил та моментів, що діють на деталі шатунно-поршневої групи;
- виконати розрахунок врівноваження та маховика двигуна MeM3-307;

- розрахувати на міцність поршень, палець поршневий, поршневе кільце двигуна MeM3-307, визначити запаси міцності цих деталей;
- дослідити вплив кута випередження запалювання двигуна MeM3-307 на його ефективні показники;
- 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 – ефективність 4-тактного бензинового ДВЗ.

Предмет дослідження – ефективні показники 4-тактного бензинового двигуна (на прикладі двигуна MeM3-307).

Наукова цінність роботи полягає в наступному:

- визначено залежності ефективних показників 4-тактного бензинового ДВЗ при різних значеннях кута випередження запалювання.

Практична цінність роботи полягає в наступному:

- результати досліджень можуть бути використані при проектуванні 4-тактних ДВЗ, їх налаштуванні 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 стадії 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.



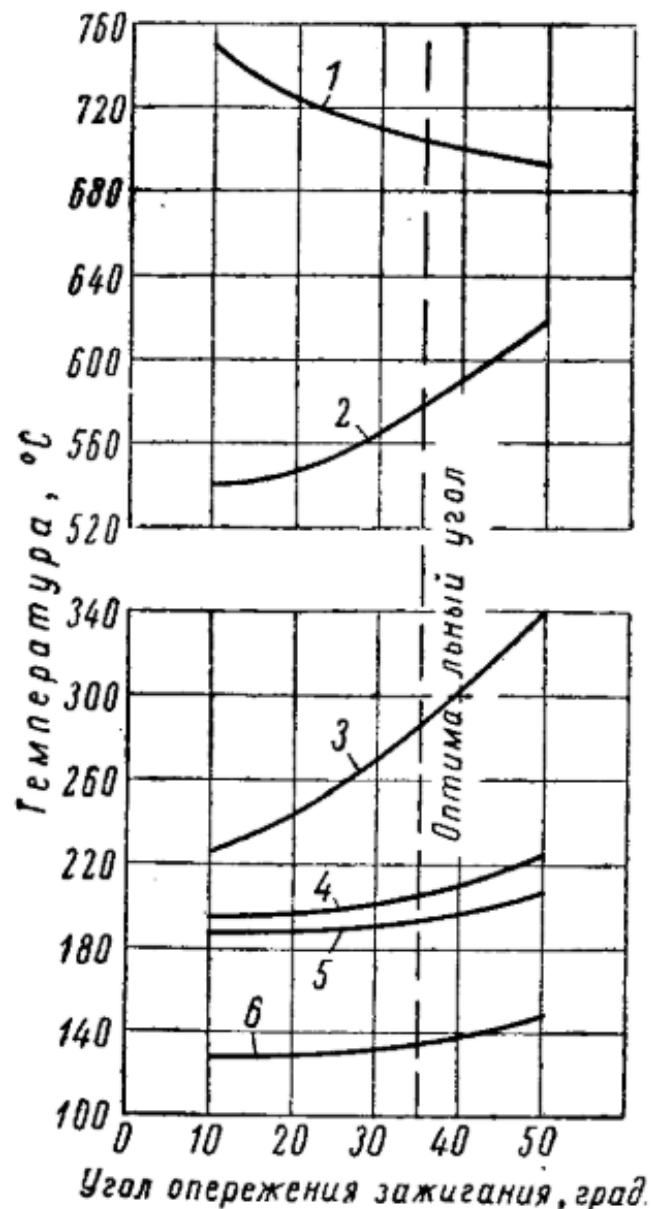
Рисунок 1.1 – Вплив кута випередження запалювання ДВЗ на крутний момент та витрату палива

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 паливоповітряну 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]

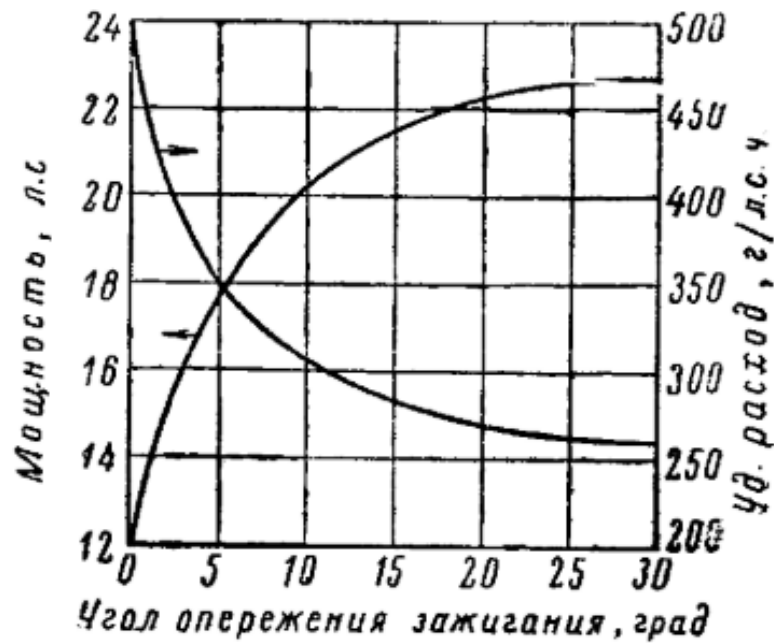


Рисунок 1.3 – Вплив кута випередження запалювання на потужність двигуна та питому витрату палива [4]

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.

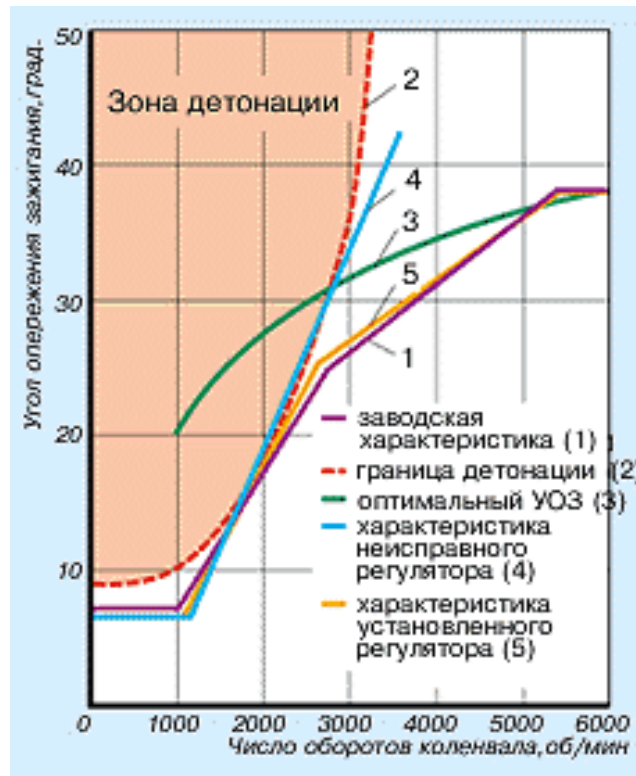


Рисунок 1.4 – Залежність кута випередження запалювання від частоти обертання колінчастого вала двигуна ВАЗ-2106 [3]

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.

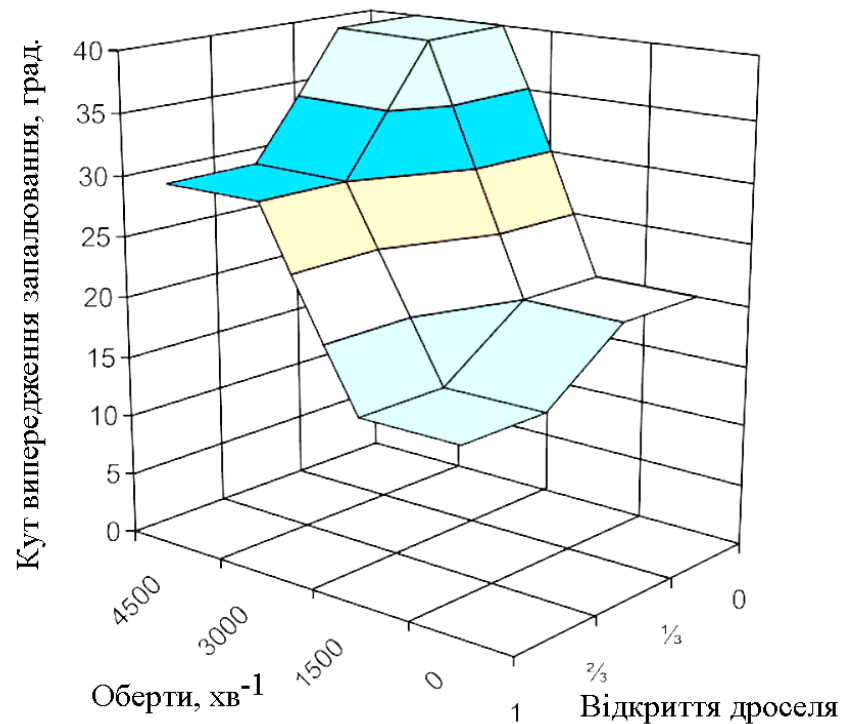


Рисунок 1.5 – Залежність кута випередження запалювання від частоти обертання колінчастого валу двигуна і відкриття дросельної заслінки

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 ОБЛАДНАННЯ

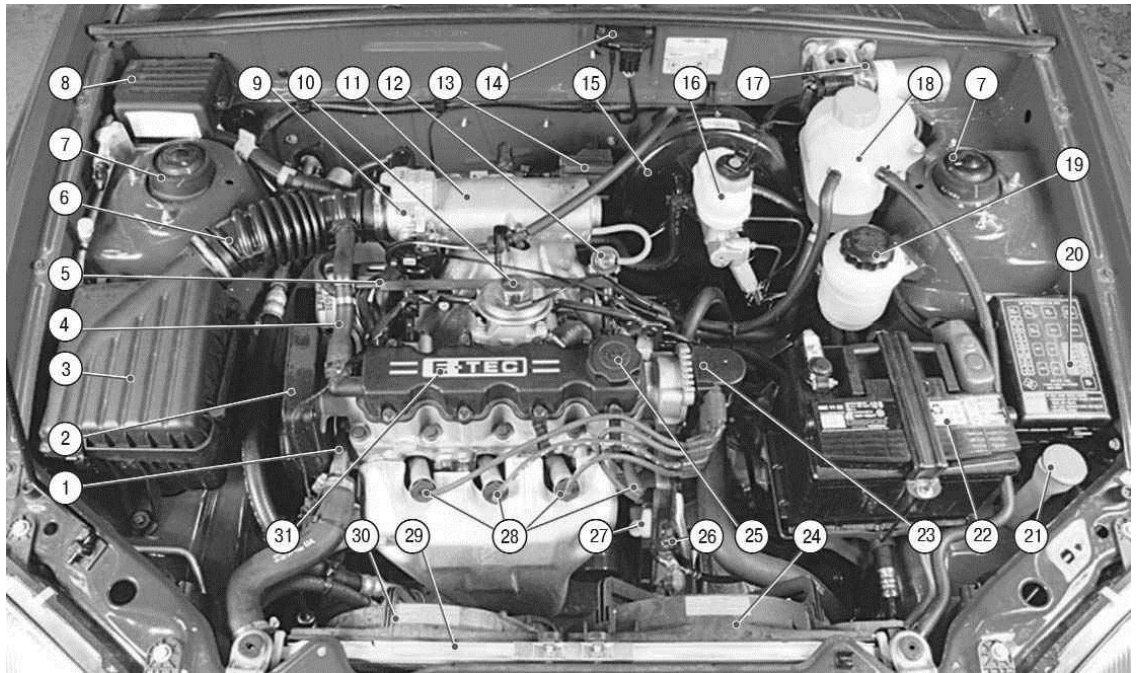
Метою досліджень є поліпшення ефективних і техніко-економічних характеристик бензинового чотиритактного ДВЗ шляхом оптимізації параметрів тиску .

Характеристиками двигуна називають графічні залежності основних показників його роботи від параметрів, які характеризують режими та умови роботи..

2.1 Конструкція і технічна характеристика базового двигуна

Двигуни МеМз-307 (рис.2.1) - поперечні чотирициліндрові з системою розподіленого електронного уприскування. МеМз-307 - базовий силовий агрегат з системою розгорнутого впорскування палива для автомобілів «Сенс» і «Ланос». Об'єм двигуна 1.386 л, потужність 77 к. с. (56.6 кВт). Двигун має ступінь стиснення 9,8 і розрахований на бензин з октановим числом не менше 95.

Циліндри двигуна розташовані вертикально в ряд, об'єднані разом з верхньою частиною картера і являють собою єдиний виливок – блок циліндрів. При такій компоновці забезпечується міцність конструкції, жорсткість, компактність, надійність і зменшується маса двигуна. Протоки для охолоджуючої рідини зроблені по всій висоті циліндрів, що поліпшує охолодження поршнів і поршневих кілець і зменшує деформації блоку від нерівномірного нагрівання.



1 - кришка гнізда термостата; 2 - кришка приводу газорозподільного механізму; 3 - повітряний фільтр; 4 - шланг системи вентиляції картера двигуна; 5 - паливна рампа; 6 - повітропідвідної рукав; 7 - верхня опора амортизаторної стійки; 8 - захисна кришка колодок жгута проводів моторного відсіку; 9 - дросельний вузол; 10 - клапан рециркуляції відпрацьованих газів; 11 - впускная труба; 12 - регулятор тиску палива; 13 - паливний фільтр; 14 - датчик абсолютного тиску повітря у впускний трубі; 15 - вакуумний підсилювач гальм; 16 - бачок головного гальмівного циліндра; 17 -

моторедуктор склоочисника; 18 - розширювальний бачок системи охолодження двигуна; 19 - бачок системи гідравлічного підсилювача рульового управління; 20 - монтажний блок реле і запобіжника; 21 - наливна горловина бачка омивача вітрового скла; 22 - акумуляторна батарея; 23 - котушка запалювання; 24 - кожух основного електроventилятора системи охолодження; 25 - пробка маслоналивной горловини; 26 - робочий циліндр гідроприводу виключення зчеплення; 27 - покажчик (щуп) рівня масла в системі змащення двигуна; 28 - свічки запалювання; 29 - радіатор системи охолодження двигуна; 30 - кожух додаткового електроventилятора системи охолодження; 31 – двигун

Рисунок 2.1 – Підкапотний простір автомобіля Daewoo Lanos

2.2. Модернізація двигуна

У даній роботі теплової розрахунок виконується для режиму номінальної потужності, тобто для потужності встановленої підприємством-виробником при повному навантаженні і номінальній частоті обертання колінчастого вала двигуна, виготовленого, відрегульованого і обкатаного відповідно до технічної документації.

Для аналізу спільної роботи поршневого компресора з двигуном необхідно узгодити їхні характеристики, тобто залежностями витрати повітря від частоти обертання колінчастого вала двигуна і тиску наддуву [6]. Тому першим етапом проектування двигуна з ПК є тепловий розрахунок за методом Гриневецького-Мазінга [5] прийнятого для теоретичного аналізу двигуна МеМз-307 для визначення його індикаторних і ефективних показників.

Підвищення показників 4-х циліндрового двигуна, можливе застосування конструкцій, в яких роль врівноважує механізму буде виконувати агрегат наддуву.

Таким чином, для вирішення цього завдання необхідно підібрати агрегат наддуву, виконати тепловий розрахунок вихідного двигуна MeMз-307 і розрахунок агрегату наддуву, конструктивно забезпечити їх сумісність при обліку врівноваженості ДВС.

Таблиця 2.1 – Технічні характеристики двигуна MeMз-307

№ з/п	Показники	Характеристики
1	Тип	4 – х тактний
2	Число циліндрів і їх розташування	4 – х циліндровий, рядний
3	Порядок роботи	1 – 3 – 4 – 2
4	Газорозподільний механізм	Привід клапанів рокерами від одного розподільного валу
5	Робочий об'єм двигуна V_h , л	1,4
6	Діаметр циліндра D , мм	77,5
8	Ступінь стиснення ε	9,8
9	Номінальна потужність (ефективна потужність, що гарантується заводом-виробником) N_e , кВт	56,6 (при $n = 5800 \text{ хв}^{-1}$)
10	Максимальний крутний момент $M_{k \text{ max}}$, Н·м	112,7
11	Мінімальна частота обертання холостого ходу n_{min} , хв^{-1}	870...940
12	Сорт палива	Бензин А – 95

Необхідне значення ступеня стиснення підтримується системою управління двигуном в залежності від навантаження (при максимальному навантаженні - мінімальна ступінь стиснення, при мінімальній - максимальний ступінь стиснення).

Для проведення необхідного комплексу випробувань був налаштований двигун Daewoo Ланос (MeMз-307):

– проведено оптимальне налаштування коефіцієнта стиснення.

2.3. Визначення особливостей розрахунку

Підготовка вихідних даних проводиться на підставі технічних вимог на проектування, аналізу кінематичної схеми, силової характеристики, режимів роботи і параметрів робочого середовища, а також умов експлуатації, транспортування, зберігання і вартості. При цьому повинні бути враховані конструктивні рішення.

Вихідними даними для проектного розрахунку впливу зміни об'єму камери згорання на робочий процес і техніко – економічні показники в загальному випадку є:

- ступінь стиснення;
- номінальна частота обертання валу, хв^{-1} ;
- коефіцієнт надлишку повітря;

При обмеженнях:

- по атмосферному тиску;
- по температурі повітря.

Для дослідження двигуна MeMz-307, призведена оптимізація об'єму камери згорання на робочий процес і техніко – економічні показники в залежності від режиму роботи двигуна використаний програмний комплекс «DVS-2».

Програма «DVS-2» призначена для розрахунку і оптимізації чотиритактних двигунів внутрішнього згорання.

Програма дозволяє проводити тепловий розрахунок, аналіз і дослідження наступних типів ДВЗ:

- дизельних;
- бензинових іскрових: карбюраторних, з уприскуванням бензину;
- газових іскрових: звичайних, форкамерних.

Як і належить, термодинамічна програма, «DVS-2» дозволяє досліджувати двигуни з різними системами наддуву, підбирати агрегати наддуву до поршневої частини, досліджувати процеси газообміну, а також прогнозувати різні характеристики двигунів. Програма постійно

удосконалюється, до неї додаються все нові і нові можливості для вирішення актуальних завдань.

Розрахунок чотиритактного карбюраторного бензинового двигуна з стандартними характеристиками двигуна MeM3-307, шляхом оптимізації об'єму камери згорання.

Проведення розрахунку робочого процесу здійснено в програмі DVS-2.

Для визначення впливу зміни об'єму камери згорання двигуна Ланос 1,4 на робочий процес і техніко – економічні показники чотиритактного бензинового ДВЗ – був проведений тепловий розрахунок двигуна MeM3-307 в програмі «DVS-2» на різних режимах роботи.

У процесі стиснення в циліндрі двигуна підвищується температура і тиск робочого тіла, що забезпечує надійне запалення і ефективне згорання палива. У процесі стиснення в циліндрі двигуна підвищується температура і тиск робочого тіла, що забезпечує надійне запалення і ефективне згорання палива.

2.4 Тепловий розрахунок

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

За допомогою статистичної залежності середнього ефективного тиску ре від тиску наддуву p_k , побудованої на підставі статистичних даних для сучасних бензинових і дизельних двигунів [1], виконують оцінку очікуваної величини середнього ефективного тиску p_e . Так як наддув в конструйованому двигуні відсутній, то $p_k = 101300$ Па, і тоді за графіком приймається: $p_e = 0,82 \cdot 10^6$ Па.

Далі на основі формули ефективної потужності [1]

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

Розраховуємо робочий об'єм даного циліндра:

$$V_h = \frac{60 \cdot \tau \cdot N_e}{i \cdot p_e \cdot n} = \frac{60 \cdot 2 \cdot 51,5 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,82 \cdot 10^6 \cdot 5800} = 0,0003249 \text{ м}^3,$$

де N_e – ефективна потужність двигуна, Вт;

i – число циліндрів;

p_e – середній ефективне тиск двигуна, Па;

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

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

Діаметр циліндра:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \frac{S_{\pi}}{D_{\pi}}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,0003249}{3,14 \cdot 0,98}} = 0,075 \text{ м},$$

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

$$\frac{S_{\pi}}{D_{\pi}} = \frac{0,075}{0,0735} = 0,98.$$

Зі стандартного ряду приймається діаметр найближчий за значенням, а саме $D_{\pi} = 0,075 \text{ м}$,

Хід поршня:

$$S_{\pi} = D_{\pi} \cdot \frac{S_{\pi}}{D_{\pi}} = 0,075 \cdot 0,98 = 0,0735 \text{ м}.$$

Приймається $S_{\pi} = 0,0735$ м.

Радіус кривошипа:

$$r_k = \frac{S_{\pi}}{2} = \frac{0,0735}{2} = 0,03675 \text{ м.}$$

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

1. Код двигуна.

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

2. Форма розрахунку: номінальний.

3. Тип двигуна: бензиновий .

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

3.1 Теплота згоряння палива (бензин):

$$H_{\text{ut}} = 44000000 \text{ Дж/кг. [1]}$$

3.2 Показник процесу згоряння вибираємо на основі рекомендацій по дослідним даним. Для бензинового ДВЗ $m_1 = 3,4$.

4. Конструктивні дані.

4.1 Кількість циліндрів $i = 4$.

4.2 Рядний.

4.3 Діаметр циліндра $D = 0,075$ м.

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

$$F_{\pi} = \frac{\pi \cdot D_{\pi}^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0,075^2}{4} = 0,004418 \text{ м}^2$$

і може відрізнятися від площі поверхні теплообміну поршня.

4.5 Радіус кривошипа r_k розраховано при оціночному розрахунку:

$$r_k = 0,03675 \text{ м.}$$

4.6 Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна:

$$\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}} = \frac{0,03675}{0,120} = 0,3063,$$

де $L_{ш} = 0,120 \text{ м}$ – довжина шатуна.

Величина λ_k вибирається з практичних рекомендацій, для автотракторних ДВЗ $\lambda_k = 0,25 \dots 0,32$. Отримане значення входить до рекомендованого інтервалу. На прототипі проектного двигуна довжина шатуна $L_{ш} = 0,120 \text{ м}$.

4.7 Площа поверхні теплообміну поршня бензинових ДВЗ:

$$F'_п = (1,0 \dots 1,1)F_п = 1,1 \cdot 0,004418 = 0,00486 \text{ м}^2.$$

Площа теплообміну поршня $F'_п$ залежить від конфігурації його днища $F'_п > F_п$, так як на поршні виконується спеціальна проточка для клапанів.

4.8 Площа теплообміну кришки F_k залежить від конструкції камери стиснення:

$$F'_k = (1,1 \dots 1,3)F_п = 1,2 \cdot 0,004418 = 0,005302 \text{ м}^2.$$

4.9 Об'єм камери стиснення розраховуємо по співвідношенню:

$$V_c = \frac{\pi}{2} \cdot D_п^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} = \frac{3,14}{2} \cdot 0,075^2 \cdot 0,03675 \cdot \frac{1}{9,8-1} = 0,0000369 \text{ м}^3.$$

5. Наддув двигуна.

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

5.2 Температура повітря на вході в двигун $T_0 = 293 \text{ К}$. відповідає температурі навколишнього середовища.

6. Регулювальні дані.

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

$$\varphi_c = 360^\circ - \Delta\varphi_{оп} = 360^\circ - 20^\circ = 340^\circ,$$

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

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

$$\varphi_z = \varphi_c - \Delta\varphi_{сг} = 340^\circ - 60^\circ = 400^\circ.$$

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

7. Режимні данні.

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

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

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

Для бензинових ДВЗ: $\alpha = 0,85 \dots 0,95$, [1]; приймаємо $\alpha = 0,95$.

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

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі:

$$\Delta m_{\text{вц}} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 0,0003249 \cdot 1,205 \cdot 0,7004 = 0,000274 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}},$$

де

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

де R – газова стала для повітря;

$$p_k = 101300 \text{ Па};$$

$$T_k = 293 \text{ К}.$$

Коефіцієнт наповнення дорівнює:

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_r} = \\ &= \frac{9,8}{9,8 - 1} \cdot \frac{101300 - 15200}{101300} \cdot \frac{293}{293 + 15 + 0,08 \cdot 1100} = 0,7004, \end{aligned}$$

де $\Delta p_{\text{вп}} = (0,05 \dots 0,15) \cdot p_k = 0,15 \cdot p_k = 0,15 \cdot 101300 = 15200 \text{ Па}$ – втрата тиску на впуску;

$\Delta T = 0 \dots 40 \text{ К}$ – підігрів заряду на впуску, причому $\Delta T = (0 \dots 20) \text{ К}$ – для бензинових ДВЗ, приймається $\Delta T = 15 \text{ К}$;

$\gamma = 0 \dots 0,1$ – приймається $\gamma = 0,08$ – коефіцієнт залишкових газів;

$T_r = (900 \dots 1100) \text{ К}$ – приймається $T_r = 1100 \text{ К}$ – температура залишкових газів.

Циклова масова подача палива:

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot l_0} = \frac{0,000274}{0,95 \cdot 14,96} = 0,00001928 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}},$$

де $l_0 = 14,96 \text{ кг/кг}$ – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива (бензин).

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

8. Початкові умови.

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

8.1 Початковий тиск:

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}} = 101300 - 15200 = 86110 \text{ Па.}$$

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

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_k) = \frac{1}{1 + 0,08} (293 + 15 + 0,08 \cdot 1100) = 366,7 \text{ K.}$$

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

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вц}} = (1 + 0,08) \cdot 0,000274 = 0,0002959 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}.$$

8.4 Початковий об'єм циліндра:

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{9,8}{9,8 - 1} \cdot 0,0003249 = 0,0003616 \text{ м}^3.$$

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

$$\begin{aligned} p_a V_a &= R m_a T_a; \\ 86110 \cdot 0,0003616 &= 287 \cdot 0,0002959 \cdot 366,7; \\ 31,14 \text{ Дж} &= 31,14 \text{ Дж}; \\ \Delta &= \frac{31,14 - 31,14}{31,14} \cdot 100\% = 0\%. \end{aligned}$$

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

9. Дані до динамічного розрахунку,

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

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

$$m_A = m_{\Pi} + (0,2 \dots 0,3)m_{\text{ш}} = 0,552 + 0,25 \cdot 0,707 = 0,729 \text{ кг},$$

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

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

Маса поршневої групи:

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} \cdot F_{\Pi} = 125 \cdot 0,00486 = 0,55 \text{ кг},$$

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

Приймаємо $m'_{\pi} = 125 \text{ кг/м}^2$;

F_{π} – площа поршня, м^2 .

Маса шатуна:

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} \cdot F_{\pi} = 160 \cdot 0,00486 = 0,707 \text{ кг},$$

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

Приймаємо $m'_{\text{ш}} = 160 \text{ кг/м}^2$.

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

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

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

№ п/п	Найменування величини	Чисельні величини	Позначення та одиниці виміру
		Номінальний режим	
1	Код двигуна	0	
2	Вид розрахунку	1	
3	Тип двигуна		
	1.Теплота згорання палива	44000000	$H_{\text{нт}}, \text{Дж/кг}$
	2.Показник процесу згорання	3,4	m_1
4	Конструктивні дані		
	1.Кількість циліндрів	4	i
	2.Рядний	1	$\gamma = 0$
	3.Діаметр циліндра	0,075	$D, \text{м}$
	4.Площа поршня	0,004418	$F_{\text{п}}, \text{м}^2$
	5.Радіус кривошипа	0,03675	$r_{\text{к}}, \text{м}$
	6.Відношення $\lambda = r_{\text{к}} / L_{\text{ш}}$	0,3063	$\lambda_{\text{к}}$
	7.Площа теплообміну поршня	0,00486	$F'_{\text{п}}, \text{м}^2$
	8.Площа теплообміну кришки	0,005302	$F_{\text{к}}, \text{м}^2$
	9.Об'єм камери стиснення	0,0000369	$V_{\text{с}}, \text{м}^3$
5	Наддув		
	1.Тиск наддуву	101300	$p_{\text{к}}, \text{Па}$
	2.Температура наддувочного повітря	293	$T_{\text{к}}, \text{К}$
6	Регульовальні дані		
	1.Кут початку згорання	340	$\varphi_{\text{с}}, \text{град}$
	2.Кут кінця згорання	400	$\varphi_{\text{з}}, \text{град}$
7	Режимні дані		
	1.Кутова швидкість валу	607,4	$\omega, \text{рад/с}$
	2.Коефіцієнт надлишку повітря	0,95	α
	3.Циклова подача палива	0,00001928	$m_{\text{тл}}, \text{кг/цикл}$
	4.Середня температура стінок	600	$T_{\text{w}}, \text{К}$
8	Початкові умови		
	1.Тиск	86110	$p_{\text{а}}, \text{Па}$
	2.Температура	366,7	$T_{\text{а}}, \text{К}$
	3.Маса робочого тіла	0,0002959	$m_{\text{а}}, \text{кг/цикл}$
	4.Об'єм робочої порожнини	0,0003616	$V_{\text{а}}, \text{м}^3$
9	Дані до динамічного розрахунку		
	1.Маса частин, що рухаються поступально	0,729	$m_{\text{а}}, \text{кг}$
10	Розрахунковий крок	1	$\Delta\varphi^\circ$

Студент групи: Т-419м

А.В. Пугач

Викладач -консультант:

С.О. Беженев

Середні крутні моменти за результатами розрахунку.

Середній за цикл індикаторний момент для одного циліндра:

$$(M'_i)_{cp} = 27,05 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Середній за цикл індикаторний момент для всього двигуна:

$$(M_i)_{cp} = 108,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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

$$(M_e)_{cp} = 81,15 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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

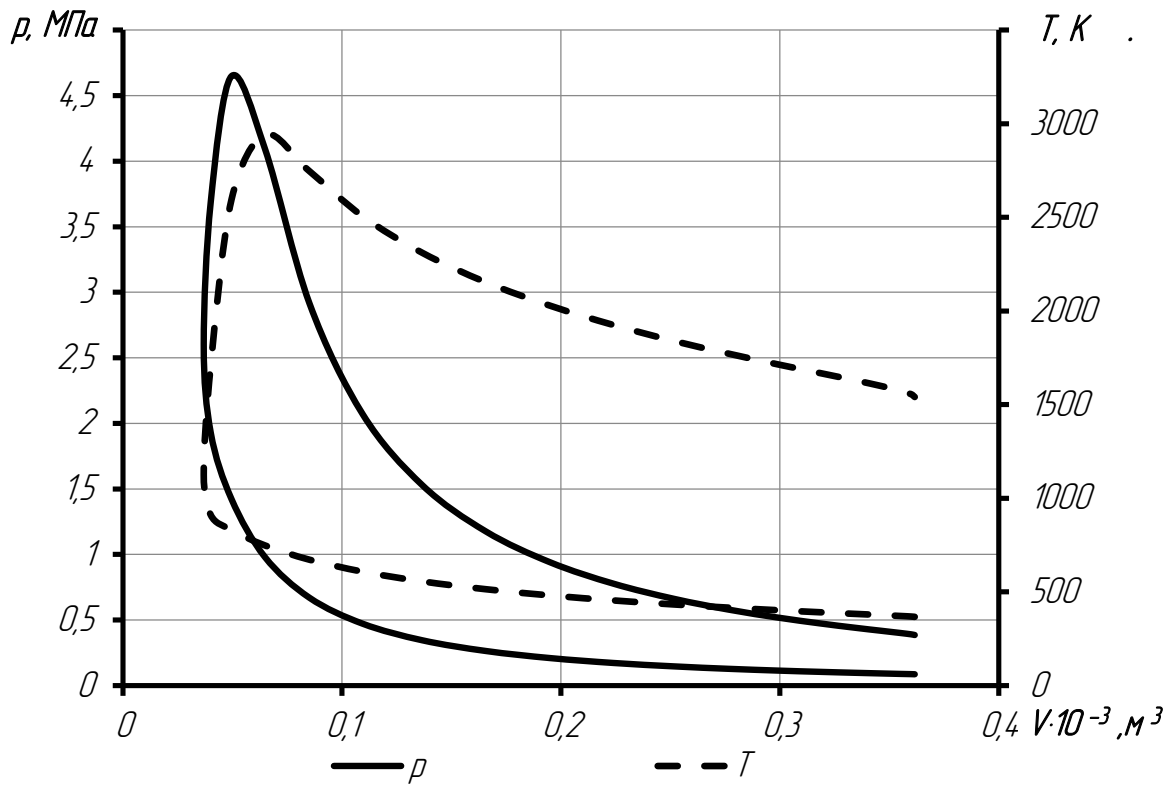
$$M_e = 84,78 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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

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

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

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



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

Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

2.5 Контроль результатів розрахунку

Відповідно до протоколу теплового розрахунку (табл. 2.1) індикаторна робота циклу $L_i = 355,1$ Дж/цикл,

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

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

$$N_e = 4 \cdot 355,1 \cdot \frac{96,7}{2} \cdot 0,75 = 51,49 \text{ кВт},$$

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

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

$\eta_m = 0,75$ – прийнято по прототипу проектного двигуна.

Похибка розрахунку:

$$\frac{N_e^p - N_e}{N_e} \cdot 100\% = \frac{51,49 - 51,5}{51,5} \cdot 100\% = -0,01942\%.$$

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

Середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,094 \cdot 0,75 = 0,8202 \text{ МПа}.$$

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,419 \cdot 0,75 = 0,314.$$

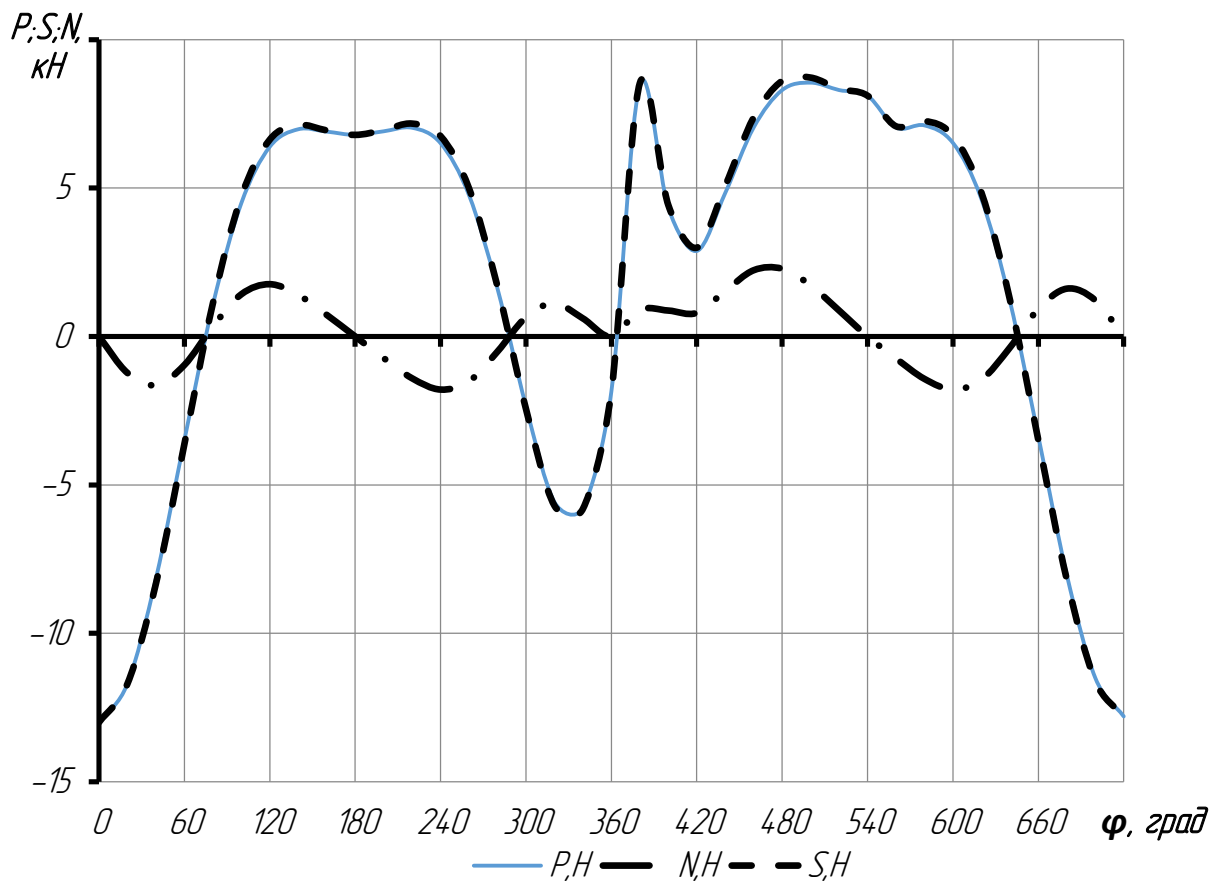
Питома ефективна витрата палива:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,195}{0,75} = 0,2606 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{час}}.$$

3. ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

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

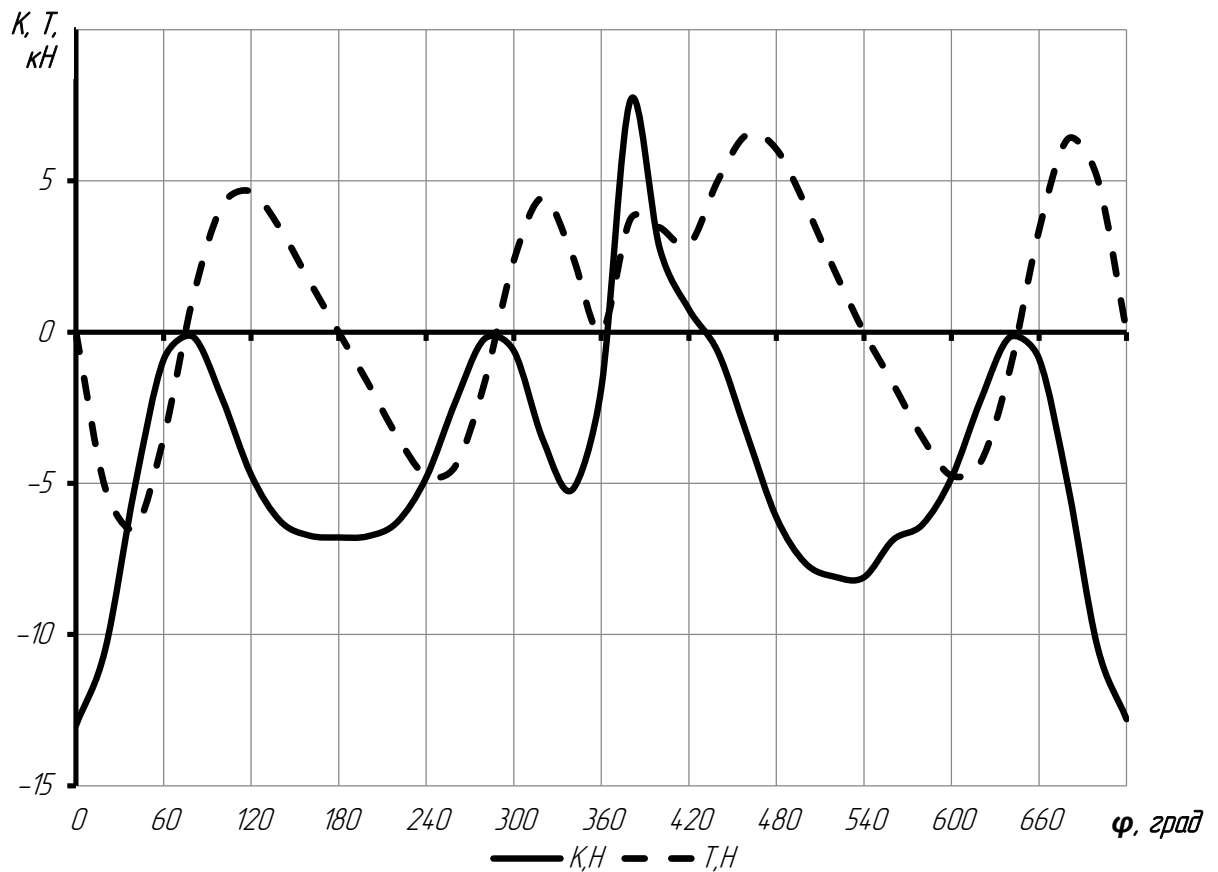
За результатами динамічного розрахунку будують діаграми залежностей осьової сили на поршень P_p , бічної сили на поршень N і сили на шатун S (рис. 3.1), нормальної сили на кривошип K і тангенціальної сили на кривошип T (рис. 3.2) від кута повороту кривошипа φ .



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

S – сила, що діє уздовж шатуна, Н.

Рисунок 3.1 – Сили, що діють на поршень і шатун



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

Рисунок 3.2 – Сили, що діють на кривошип

3.1 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму

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

Маса поршневої групи:

$$m_{\pi} = m'_{\pi} \cdot F_{\pi} = 125 \cdot 0,004418 = 0,552 \text{ кг},$$

де $m'_{\pi} = m_{\pi}/F_{\pi} = 80 \dots 150 \text{ кг/м}^2$. Приймається $m'_{\pi} = 125 \text{ кг/м}^2$;

F_{π} – площа поршня, м^2 .

Маса шатуна:

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} \cdot F_{\text{п}} = 160 \cdot 0,004418 = 0,707 \text{ кг},$$

де $m'_{\text{ш}} = m_{\text{ш}}/F_{\text{п}} = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$. Приймається $m'_{\text{п}} = 160 \text{ кг/м}^2$.

Маса шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця:

$$m_{\text{шп}} = 0,25 \cdot m_{\text{ш}} = 0,25 \cdot 0,707 = 0,177 \text{ кг}.$$

Маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа:

$$m_{\text{шк}} = (1 - 0,25) \cdot m_{\text{ш}} = (1 - 0,25) \cdot 0,707 = 0,53 \text{ кг}.$$

Маса неврівноважених частин одного коліна валу без противаг:

$$m_{\text{к}} = m'_{\text{к}} \cdot F_{\text{п}} = 175 \cdot 0,004418 = 0,773 \text{ кг},$$

де $m'_{\text{к}} = m_{\text{к}}/F_{\text{п}} = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$. Приймається $m'_{\text{к}} = 175 \text{ кг/м}^2$.

Маси, які виконують зворотно-поступальний рух:

$$m_{\text{п}} = m_{\text{п}} + m_{\text{шп}} = 0,552 + 0,177 = 0,729 \text{ кг}.$$

Маси, які виконують обертальний рух:

$$m_{\text{к}} = m_{\text{к}} + m_{\text{шк}} = 0,773 + 0,53 = 1,303 \text{ кг}.$$

3.2 Сили інерції оберткових мас

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

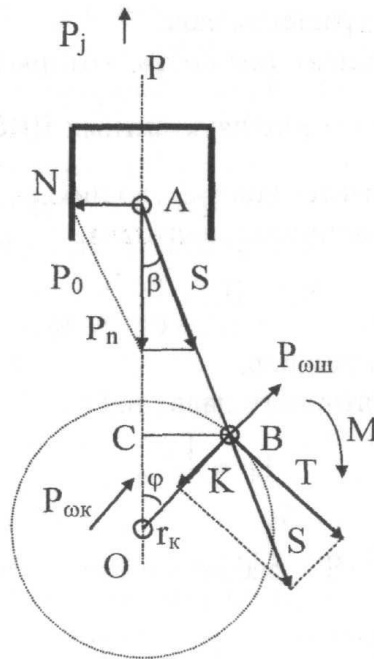


Рисунок 3.3 – Схема дії сил в кривошипно-шатунному механізмі

Відцентрова сила інерції обертових мас:

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

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

R – радіус кривошипа, м;

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

$$K_R = -1,303 \cdot 0,03675 \cdot 607,4^2 = -17,666 \text{ кН}.$$

Відцентрова сила інерції K_R є результуючою двох сил:

– сили інерції обертових мас шатуна:

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

$$K_{R_{ш}} = -0,53 \cdot 0,03675 \cdot 607,4^2 = -7,186 \text{ кН};$$

– сили інерції обертових мас кривошипа:

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

$$K_{Rk} = -0,773 \cdot 0,03675 \cdot 607,4^2 = -10,48 \text{ кН}.$$

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

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

Шатунна шийка:

Результуюча сила, що діє на шатунну шийку:

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

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

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

$$P_k = K + K_{Rш},$$

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

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

При $\varphi = 6^\circ$:

$$P_k = -12,7 + (-7,186) = -19,9 \text{ кН},$$

тоді

$$R_{шш} = \sqrt{(-1,75)^2 + (-19,9)^2} = 20 \text{ кН}.$$

Результуюча сила, що діє на коліно валу:

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

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

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

$$K_{pk} = -12,7 + (-17,666) = -30,4 \text{ кН},$$

тоді

$$R_k = \sqrt{(-1,75)^2 + (-30,4)^2} = 30,5 \text{ кН}.$$

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

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

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

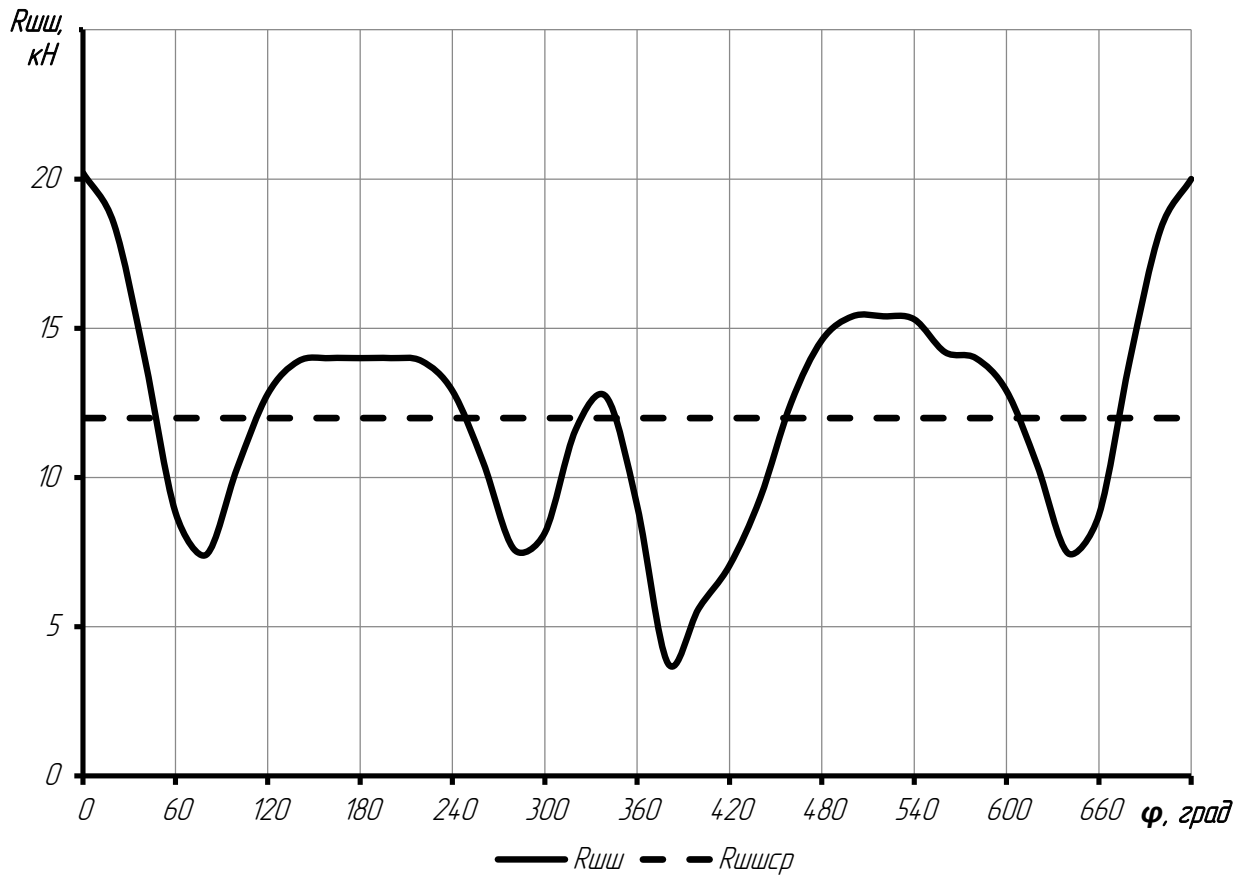


Рисунок 3.4 – Діаграма навантаження на шатунну шийку в прямокутних координатах

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

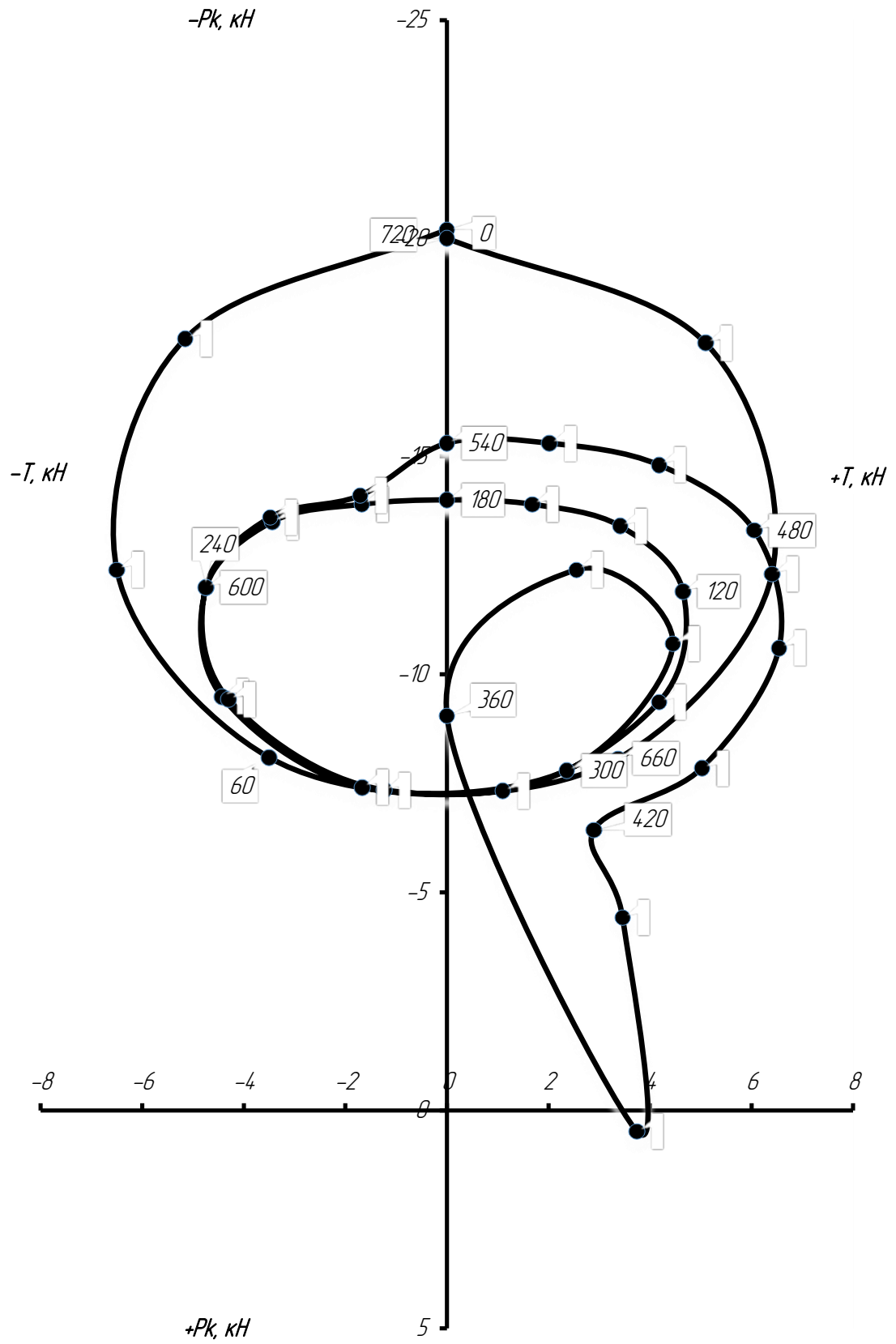


Рисунок 3.5 – Сили, що діють на шатунну шийку (полярна діаграма)

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

$$R_{\text{шш мах}} = 20,16 \text{ кН}; \quad R_{\text{кш мах}} = 26,06 \text{ кН};$$

$$R_{\text{шш мін}} = 2,43 \text{ кН}; \quad R_{\text{кш мін}} = 17,59 \text{ кН};$$

$$R_{\text{шш ср}} = 11,99 \text{ кН}; \quad R_{\text{кш ср}} = 22,01 \text{ кН}.$$

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

Корінна шийка.

Колінчастий вал розраховуваного двигуна п'ятиопорний.

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

$$R_{\text{кш1}} = -0,5 \cdot R_{\text{к1}} = -0,5 \cdot 30,5 = 15,2 \text{ кН}.$$

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

$$R_{\text{кш2}} = \sqrt{T_{\text{к2}}^2 + K_{\text{к2}}^2} = \sqrt{(0,63)^2 + (2,98)^2} = 3,04 \text{ кН}.$$

де $T_{\text{к2}} = (T_1 - T_2) = (0,877 - (-0,247)) = 0,63 \text{ кН};$

$K_{\text{к2}} = (K_{\text{рк1}} - K_{\text{рк1}}) = (15,2 + (-12,2)) = 2,98 \text{ кН}.$

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

3.4 Моменти, що діють в кривошипно-шатунному механізмі

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

Після визначення сумарного крутного моменту він складається і визначається середній індикаторний крутний момент $(M_i)_{\text{ср}} = 27,05 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і сумарний середній індикаторний крутний момент двигуна $(M_{\text{сум}})_{\text{ср}} = 108,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

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

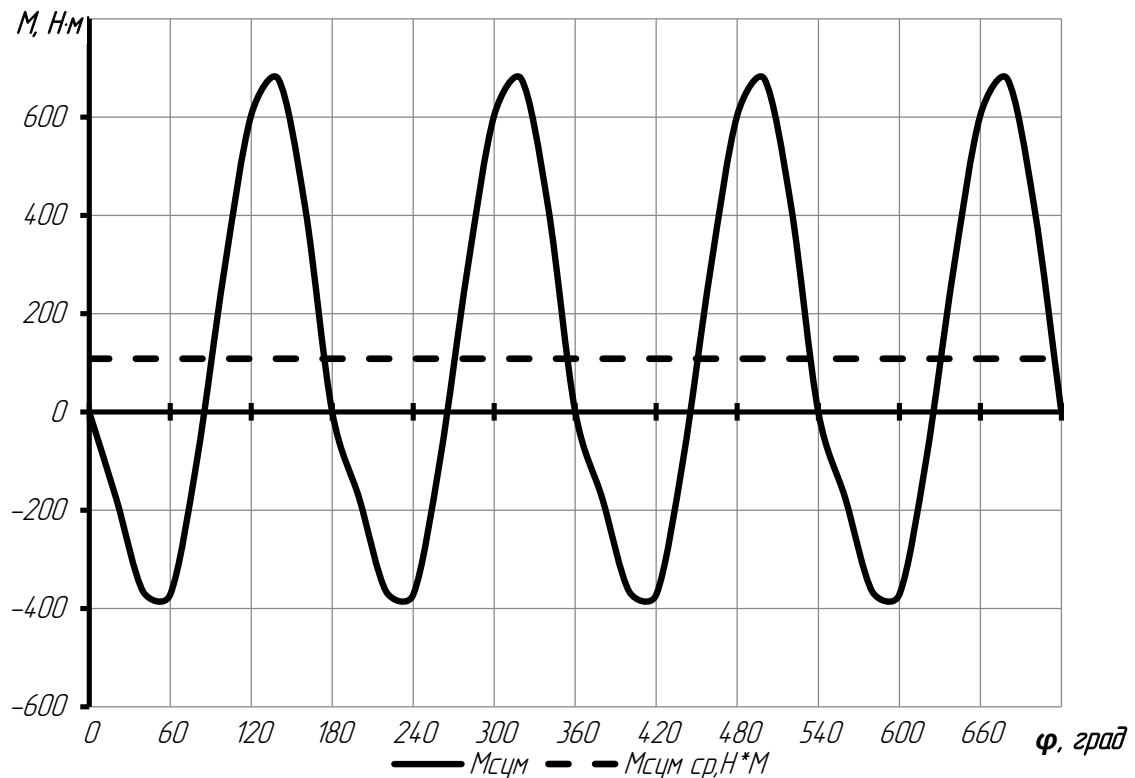


Рисунок 3.6 – Діаграма сумарного індикаторного крутного моменту на вихідному валу двигуна

4. РОЗРАХУНОК ВРІВНОВАЖЕННЯ ДВИГУНА

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

До неврівноважених сил і моментів відносяться:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Розраховуємо двигун чотирициліндровий рядний з кривошипами, розташованими під кутом 180° . Порядок роботи двигуна 1 – 3 – 4 – 2. Проміжки між спалахами рівні 180° .

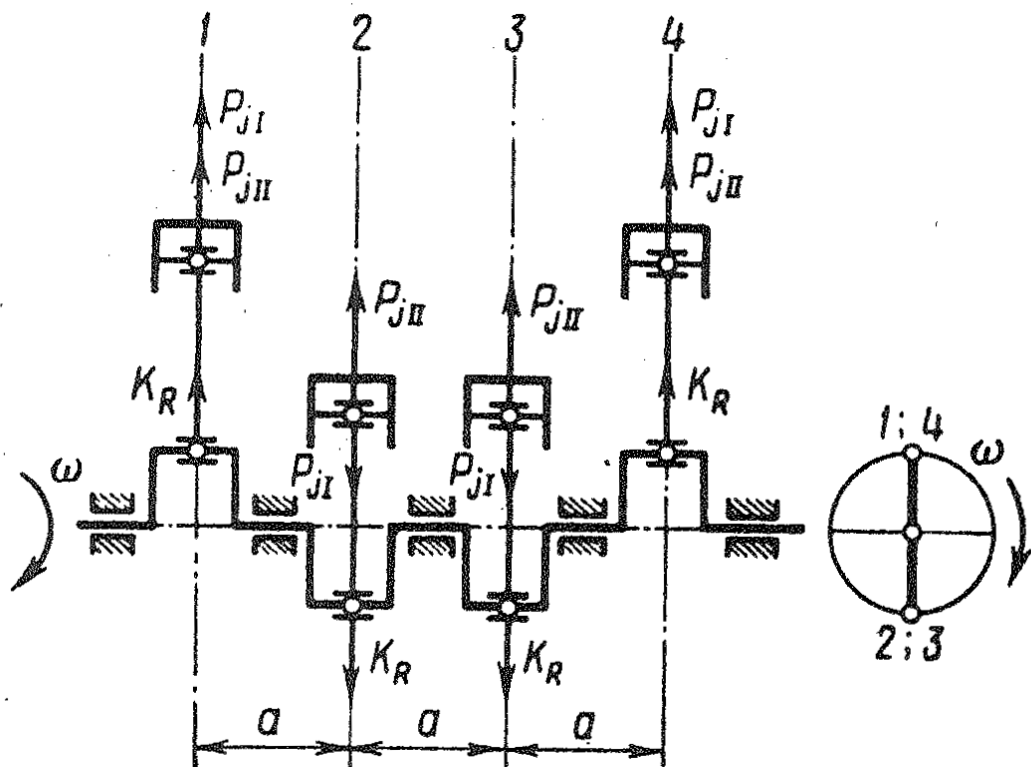


Рисунок 4.1 – Схема сил інерції, що діють в чотирициліндровому рядному двигуні.

Відцентрові сили інерції розраховуємого двигуна і їх моменти повністю врівноважені: $\sum K_R = 0$; $\sum M_R = 0$.

Сили інерції першого порядку і їх моменти також врівноважені:
 $\sum P_{jI} = 0$; $\sum M_{jI} = 0$.

Сили інерції другого порядку для всіх циліндрів спрямовані в одну сторону:

$$\sum P_{jII} = 4 \cdot P_{jII} = 4 \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \lambda \cos 2\varphi.$$

Сили інерції другого порядку для $\varphi=0$:

$$\sum P_{jII} = 4 \cdot 0,729 \cdot 0,03675 \cdot 607,4^2 \cdot 0,3063 \cdot \cos(2 \cdot 0) = 12110 \text{ Н.}$$

Всі інші значення сил інерції другого порядку при різних кутах повороту колінчастого валу φ наведені в табл.4.1.

Таблиця 4.1 – Значення сил інерції другого порядку при різних φ .

φ	$\cos 2\varphi$	$\sum P_{jII}, \text{ Н}$	φ	$\cos 2\varphi$	$\sum P_{jII}, \text{ Н}$
0	1	12100	180	1	12100
10	0,94	11400	190	0,94	11400
20	0,766	9280	200	0,766	9280
30	0,5	6050	210	0,5	6050
40	0,174	2100	220	0,174	2100
50	-0,174	-2100	230	-0,174	-2100
60	-0,5	-6050	240	-0,5	-6050
70	-0,766	-9280	250	-0,766	-9280
80	-0,94	-11400	260	-0,94	-11400
90	-1	-12100	270	-1	-12100
100	-0,94	-11400	280	-0,94	-11400
110	-0,766	-9280	290	-0,766	-9280
120	-0,5	-6050	300	-0,5	-6050
130	-0,174	-2100	310	-0,174	-2100
140	0,174	2100	320	0,174	2100
150	0,5	6050	330	0,5	6050
160	0,766	9280	340	0,766	9280
170	0,94	11400	350	0,94	11400
180	1	12100	360	1	12100

Врівноваження сил інерції другого порядку в розраховуємому двигуні недоцільно, так як застосування двовальної системи з противагами для врівноваження $\sum P_{jII}$ значно ускладнить конструкцію двигуна.

5. РОЗРАХУНОК МАХОВИКА

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

На сталому режимі роботи середній крутний момент дорівнює моменту опору:

$$M_{кр.ср} = M_c = 108,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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

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

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

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

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

де J – момент інерції обертових мас.

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

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

В якому складові рівні відповідним величинам в попередньому рівнянні.

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

Вибравши величину δ з рекомендованих меж, розраховуємо момент інерції:

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

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

$$J = J_0 + J_m = 0,04824 + 0,041 = 0,08924 \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

де $J_0 = 0,04824 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції колінчастого валу і всіх деталей ДВЗ, що обертаються, з урахуванням впливу рухомих частин КШМ;

$J_m = 0,041 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції маховика.

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

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

$$J_M = 0,85 \cdot J_0 = 0,85 \cdot 0,04824 = 0,041 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_0 = \frac{L_{\text{изб.}}}{\delta \cdot \omega^2} = \frac{533,9}{0,03 \cdot 607,4^2} = 0,04824 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

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

$$L_{\text{изб.}} = F_1 \cdot M_M \cdot M_\varphi = 681,7 \cdot 10,77 \cdot 0,07272 = 533,9 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

де $F_1 = 681,7 \cdot \text{мм}^2$ – площа фігури над прямою $M_{\text{кр.ср}}$ (рис. 5.1);

$$M_\varphi = \frac{4 \cdot \pi}{i \cdot \alpha c} = \frac{4 \cdot 3,14}{4 \cdot 43,2} = 0,07272 \text{ мм}^{-1} - \text{маштаб кута повороту}$$

валу, рад в мм;

$$M_M = \frac{M_{\text{сум.макс}}}{h_{\text{мс}}} = \frac{690,4}{64,11} = 10,77 - \text{маштаб момента, Н} \cdot \text{м/мм}.$$

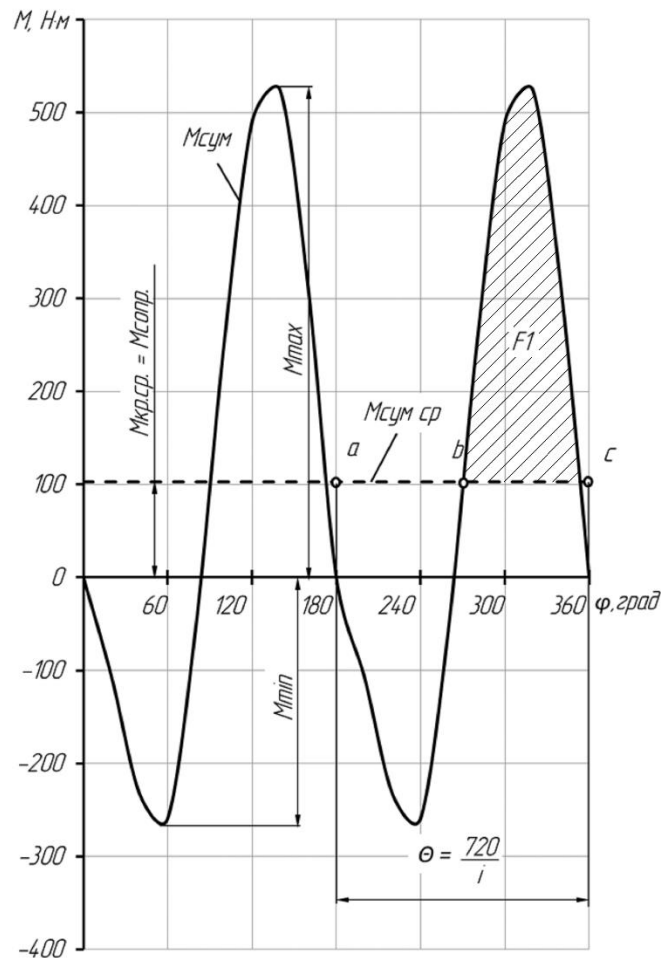


Рисунок 5.1. – Діаграма крутного моменту на колінчастому валу чотирициліндрового двигуна

Маховий момент двигуна:

$$m_M \cdot D_{cp}^2 = 4J_M. \quad (1)$$

де m_M – маса маховика, кг;

$D_{cp} = (2 \dots 3) \cdot S = 0,0735 \cdot 2,5 = 0,1838$ м – середній діаметр маховика.

З формули (1) розраховуємо масу маховика:

$$m_M = \frac{4J_M}{D_{cp}^2} = \frac{4 \cdot 0,041}{0,1838^2} = 4,855 \text{ кг.}$$

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

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

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

Окружна швидкість на зовнішньому ободі маховика:

$$v_M = \frac{\pi \cdot D_M \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,242 \cdot 5800}{60} = 73,49 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1},$$

де $n = 5800 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертання валу двигуна.

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

6 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ

6.1 Розрахунок на міцність поршня

Перевірочний розрахунок елементів поршня здійснюється без урахування змінних навантажень, величина яких враховується при встановленні відповідних допустимих напружень. Розраховують днище, стінку головки, верхню кільцеву перемичку, опорну поверхню і юбку поршня [3].

На підставі даних теплового і динамічного розрахунків встановлено: діаметр циліндра $D = 75$ мм, хід поршня $S = 73,5$ мм, максимальний тиск згорання $p_{z \max} = 4,667$ МПа при $n = 5800$ мин^{-1} , площа поршня $F_{\pi} = 0,004418$ м^2 , найбільша нормальна сила $N_{\max} = 2349$ Н при $\varphi = 471^\circ$, маса поршневої групи $m_{\pi} = 0,552$ кг, частота обертання $n_{\text{хх max}} = 6400$ мин^{-1} , відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна $\lambda = 0,3063$.

Відповідно до існуючих аналогічних двигунів і з урахуванням співвідношень [3], приймаємо: висоту поршня $H = 59$ мм прийнято з міркувань міцності), висоту юбки поршня $h_{\text{ю}} = 25$ мм, радіальну товщину кільця $t = 3,4$ мм, радіальний зазор кільця в канавці поршня $\Delta t = 0,7$ мм, товщину верхньої кільцевої перемички $h_{\pi} = 2,5$ мм, товщину стінки головки поршня $s = 4,7$ мм, число і діаметр масляних каналів у поршні $n_{\text{м}} = 6$ и $d_{\text{м}} = 3$ мм, $a = 2$ мм – висота кільця. Матеріал поршня – алюмінієвий сплав АК12М2МгН (АЛ 25), з коефіцієнтом лінійного розширення $\alpha_{\pi} = 25 \cdot 10^{-6}$ K^{-1} .

Напруження згину в днищі поршня:

$$\sigma_{\text{из}} = p_{z \max} \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2 = 4,667 \left(\frac{0,0287}{0,007} \right)^2 = 78,45 \text{ МПа},$$

де r_i – внутрішній радіус днища:

$$r_i = \frac{D}{2} - (s + t + \Delta t) = \frac{0,075}{2} - (0,0047 + 0,0034 + 0,0007) = 0,0287 \text{ м.}$$

Для поршнів з алюмінієвих сплавів: $[\sigma_{из}] = 20 \dots 25 \text{ МПа.}$

Для чавунних поршнів: $[\sigma_{из}] = 40 \dots 50 \text{ МПа.}$

При наявності ребер жорсткості допустимі напруження зростають:

Для поршнів з алюмінієвих сплавів: $[\sigma_{из}] = 50 \dots 150 \text{ МПа.}$

Для чавунних поршнів: $[\sigma_{из}] = 80 \dots 200 \text{ МПа.}$

Напруження згину в днищі поршня незначно перевищує допустимі межі для поршнів з алюмінієвих сплавів. Рекомендується посилити днище ребрами жорсткості [3].

Головка поршня в перерізі х - х, ослаблена отворами для відводу масла, перевіряється на стиснення і розрив.

Напруження стиснення, МПа:

$$\sigma_{сж} = \frac{P_{z \max}}{F_{x-x}},$$

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

$$P_{z \max} = p_{z \max} \cdot F_{\Pi} = 4,667 \cdot 10^6 \cdot 0,004418 = 20,62 \text{ кН;}$$

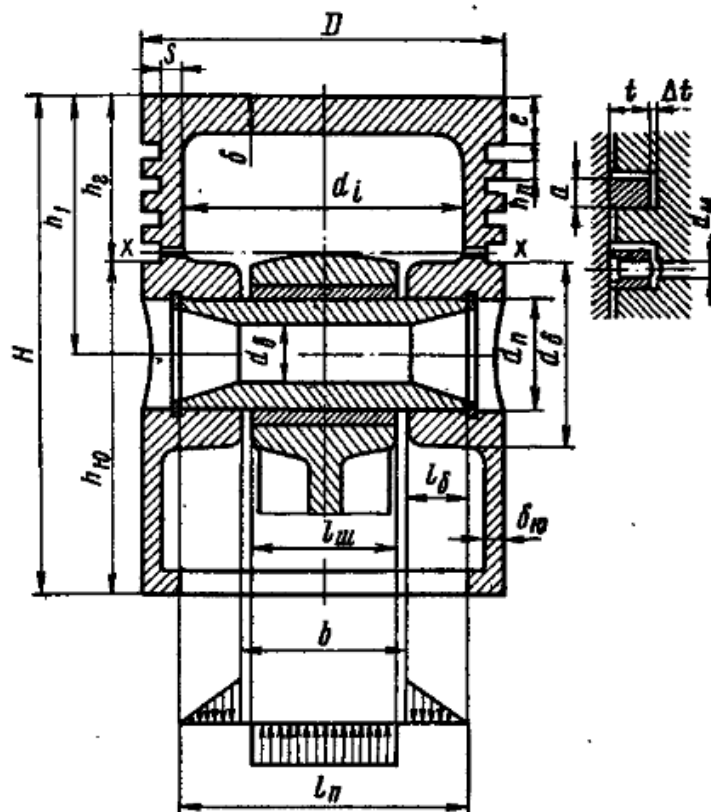


Рисунок 6.2 – Розрахункова схема поршня.

F_{x-x} – площа перерізу $x-x$, m^2 :

$$F_{x-x} = \frac{\pi}{4} (d_k^2 - d_i^2) - n_m F',$$

де d_k – діаметр поршня по дну канавок:

$$d_k = D - 2(t + \Delta t) = 0,075 - 2(0,0034 + 0,0007) = 0,0668 \text{ м};$$

d_i – внутрішній діаметр днища поршня:

$$\begin{aligned} d_i &= D - 2(s + t + \Delta t) = \\ &= 0,075 - 2(0,0047 + 0,0034 + 0,0007) = 0,0574 \text{ м}; \end{aligned}$$

F' – площа поздовжнього діаметрального перерізу масляного каналу:

$$F' = \frac{(d_k - d_i)}{2} d_m = \frac{(0,0668 - 0,0574)}{2} 0,003 = 1,41 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2.$$

Тоді площа перерізу $x - x$ дорівнює:

$$F_{x-x} = \frac{3,14}{4} (0,0668^2 - 0,0574^2) - 6 \cdot 1,41 = 8,505 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Напруження стиснення:

$$\sigma_{сж} = \frac{20,62}{8,505} = 24,24 \text{ МПа}.$$

Допустимі напруження стиснення для поршнів з алюмінієвих сплавів при наявності ребер жорсткості $[\sigma_{сж}] = 50 \dots 150 \text{ МПа}$ [3]. Отже $[\sigma_{сж}] > \sigma_{сж}$, тобто міцність поршня в даному перерізі $x - x$ відповідають умові по напруженню стиснення.

Напруження розриву в перерізі $x - x$, МПа:

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{x-x}},$$

де P_j – сила інерції зворотно-поступально рухомих мас, визначається для режиму максимальної частоти обертання при холостому ході двигуна:

$$P_j = m_{x-x} R \omega_{xx \max} (1 + \lambda),$$

де m_{x-x} – маса головки поршня з кільцями, розташована вище перерізу $x - x$, для проектного двигуна приймаємо:

$$m_{x-x} = (0,4 \dots 0,6) m_{\pi} = 0,45 \cdot 0,552 = 0,2484 \text{ кг};$$

$\omega_{xx \max}$ – максимальна кутова швидкість холостого ходу двигуна:

$$\omega_{xx \max} = \frac{\pi n_{xx \max}}{30} = \frac{3,14 \cdot 6400}{30} = 670,2 \text{ c}^{-1},$$

тоді

$$P_j = 0,2484 \cdot 0,03675 \cdot 670,2^2 (1 + 0,3063) = 5,356 \text{ кН},$$

Напруження розриву в перерізі x – x:

$$\sigma_p = \frac{5,356}{8,505} = 6,297 \text{ МПа},$$

Допустимі напруження на розрив для поршнів з алюмінієвих сплавів $[\sigma_p] = 4 \dots 10 \text{ МПа}$ [3]. Отже $[\sigma_p] > \sigma_p$, тобто міцність поршня в даному перерізі x - x відповідають умові по напруженню на розрив.

Напруження у верхній кільцевій перемичці:

а) зрізу:

$$\tau = 0,0314 p_{z \max} \frac{D}{h_{\Pi}} = 0,0314 \cdot 4,667 \frac{0,075}{0,0025} = 4,396 \text{ МПа};$$

б) згину:

$$\sigma_{\text{из}} = 0,0045 p_{z \max} \left(\frac{D}{h_{\Pi}} \right)^2 = 0,0045 \cdot 4,667 \left(\frac{0,075}{0,0025} \right)^2 = 18,9 \text{ МПа};$$

в) складне:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{\text{из}}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{18,9^2 + 4 \cdot 4,396^2} = 20,84 \text{ МПа}.$$

Допустимі напруження в верхніх кільцевих перемичках з урахуванням значних температурних навантажень знаходяться в допустимих межах [3]:

Для поршнів з алюмінієвих сплавів: $[\sigma_{\Sigma}] = 30 \dots 40 \text{ МПа}.$

Для чавунних поршнів:

$$[\sigma_{\Sigma}] = 60 \dots 80 \text{ МПа.}$$

Максимальні значення питомого тиску юбки поршня $h_{ю}$ і поршня по всій висоті H на стінку циліндра визначаються згідно рівнянь:

$$q_1 = \frac{N_{\max}}{h_{ю}D} = \frac{2349}{0,025 \cdot 0,075} = 1,253 \text{ МПа,}$$

$$q_2 = \frac{N_{\max}}{HD} = \frac{2349}{0,059 \cdot 0,075} = 0,5308 \text{ МПа.}$$

Для сучасних автомобільних і тракторних двигунів $q_1 = 0,3 \dots 1,1$ і $q_2 = 0,2 \dots 0,7$ [3].

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

$$\Delta_{\Gamma} = (0,006 \dots 0,008)D = 0,007 \cdot 75 = 0,525 \text{ мм,}$$

$$\Delta_{ю} = (0,001 \dots 0,002)D = 0,003 \cdot 75 = 0,225 \text{ мм.}$$

Визначаємо діаметри головки та юбки поршня:

$$D_{\Gamma} = D - \Delta_{\Gamma} = 75 - 0,525 = 74,48 \text{ мм,}$$

$$D_{ю} = D - \Delta_{ю} = 75 - 0,225 = 74,77 \text{ мм.}$$

Зазори Δ'_{Γ} і $\Delta'_{ю}$ між стінками циліндра і поршня в гарячому стані:

$$\begin{aligned} \Delta'_{\Gamma} &= D[1 + \alpha_{ц}(T_{ц} - T_0)] - D_{\Gamma}[1 + \alpha_{п}(T_{\Gamma} - T_0)] = \\ &= 75[1 + 11 \cdot 10^{-6}(398 - 288)] - \\ &- 74,48 \cdot [1 + 25 \cdot 10^{-6}(483 - 288)] = 0,2477 \text{ мм;} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta'_{\text{ю}} &= D[1 + \alpha_{\text{ц}}(T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\text{ю}}[1 + \alpha_{\text{п}}(T_{\text{ю}} - T_0)] = \\ &= 75[1 + 11 \cdot 10^{-6}(398 - 288)] - \\ &- 74,77[1 + 25 \cdot 10^{-6}(443 - 288)] = 0,03102 \text{ мм},\end{aligned}$$

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

$T_{\text{ц}} = 398 \text{ К}$ – температура циліндра;

$T_{\text{г}} = 483 \text{ К}$ – температура головки поршня;

$T_{\text{ю}} = 443 \text{ К}$ – температура юбки поршня;

$T_0 = 288 \text{ К}$ – 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 його заклинювання при роботі.

6.2 Розрахунок поршневих кілець

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

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

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

Розрахунок кілець полягає:

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

Середній тиск кільця на стінку циліндра:

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

$$= 0.152 \cdot 1,2 \cdot 10^5 \frac{3,3}{\left(\frac{0,075}{0,0034} - 1\right)^3 \frac{0,075}{0,0034}} = 0,2922 \text{ МПа},$$

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

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

Допустимий середній радіальний тиск $[p_{cp}] = 0,11 \dots 0,37$, для проектованого двигуна $p_{cp} = 0,2922$ МПа.

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

Таблиця 6.1.1 – Тиск кільця на стінки циліндра

Кут ψ , що визначає положення поточного тиску кільця, град	0	30	60	90	120	150	180
Коефіцієнт, μ_k	1,05	1,05	1,14	0,9	0,45	0,67	2,85
Тиск p у відповідній точці, МПа	0,3068	0,3068	0,3331	0,263	0,1315	0,1958	0,8328

Нове кільце, виготовлене із заздалегідь заданою епюрою тиску і встановлене в циліндр, не повинно мати просвітів між своєю зовнішньою поверхнею і дзеркалом циліндра. Значне підвищення тиску у замку сприяє рівномірному зносу кільця по окружності.

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

в робочому стані:

$$\sigma_{из1} = 2,61 p_{cp} \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^2 = 2,61 \cdot 0,2922 \left(\frac{0,075}{0,0034} - 1 \right)^2 = 338,2 \text{ МПа};$$

при надяганні на поршень:

$$\sigma_{из2} = \frac{4E(1 - 0,114 \cdot A_0/t)}{m \left(\frac{D}{t} - 1,4 \right) \cdot \frac{D}{t}} = \frac{4 \cdot 1,2 \cdot 10^5 (1 - 0,114 \cdot 3,3)}{1,57 \left(\frac{0,075}{0,0034} - 1,4 \right) \cdot \frac{0,075}{0,0034}} = 418,5 \text{ МПа},$$

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

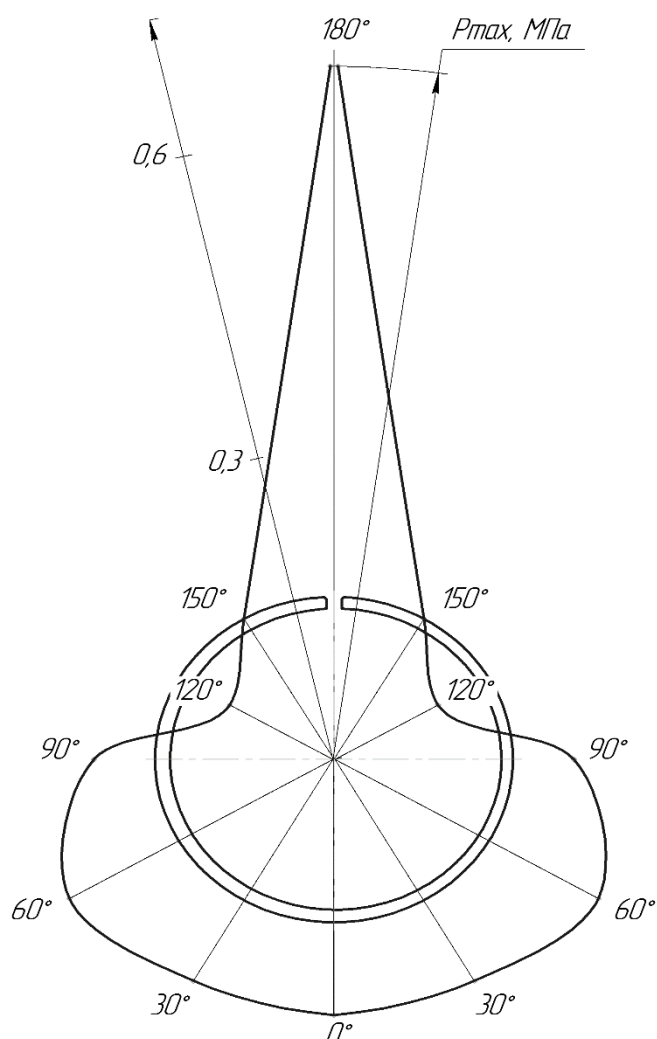


Рисунок 6.3 – Грушовидна епюра тиску компресійного кільця бензинового двигуна на дзеркало циліндра

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

Монтажний зазор в прямому замку поршневого кільця в холодному стані:

$$\begin{aligned} \Delta_K &= \Delta'_K + \pi D [\alpha_K (T_K - T_0) - \alpha_{ц} (T_{ц} - T_0)] = \\ &= 0,06 + 3,14 \cdot 75 [11 \cdot 10^{-6} (593 - 288) - \end{aligned}$$

$$-11 \cdot 10^{-6}(398 - 288)] = 0,5654 \text{ мм},$$

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

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

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

Порівнюючи розрахунки проектованого двигуна з прототипом, знаходимо різницю в монтажному зазорі у прототипу $\Delta_k = 0,2$ мм, а в розрахунку проектованого двигуна $\Delta_k = 0,5654$ мм.

6.3 Розрахунок на міцність поршневого пальця

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

Вихідні дані:

- матеріал пальця – сталь 15Х;
- $a = 24$ мм – довжина втулки шатуна;
- $l_{\text{п}} = 61$ мм – довжина пальця;
- $b = 27$ мм – відстань між торцями бобишок;
- $l_{\text{ш}} = 24$ мм – довжина поршковий головки шатуна;

– $d_{\pi} = 24$ мм – діаметр поршневого пальця.

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

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

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

$$P = P_{z \max} + kP_j = 20,62 + 0,76 \cdot -3,765 = 17,76 \text{ кН},$$

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

$$P_{z \max} = p_{z \max} \cdot F_{\pi} = 30,83 \cdot 10^6 \cdot 4,667 = 20,62 \text{ кН};$$

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

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

$$\begin{aligned} P_j &= -m_{\pi} \cdot R \cdot \omega_M^2 (1 + \lambda) = \\ &= -0,552 \cdot 0,03675 \cdot 377^2 (1 + 0,3063) = -3,765 \text{ кН}, \end{aligned}$$

де m_{π} – маса поршневої групи.

$$q_{ш} = \frac{17,76}{0,024 \cdot 0,024} = 30,83 \text{ МПа}.$$

Питомий тиск пальця на бобишки.

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

$$q_6 = \frac{17,76}{0,024 \cdot (0,061 - 0,027)} = 21,76 \text{ МПа.}$$

Для сучасних двигунів [3]:

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

Напруження згину в середньому перерізі пальця:

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

де $\alpha = \frac{d_{в}}{d_{п}} = \frac{15}{24} = 0,625$ – відношення внутрішнього діаметра поршневого пальця до його зовнішнього діаметра..

$$\sigma_{из} = \frac{17,76(0,061 + 2 \cdot 0,027 - 1,5 \cdot 0,024)}{1,2 \cdot 0,024^3(1 - 0,625^4)} = 99,81 \text{ МПа,}$$

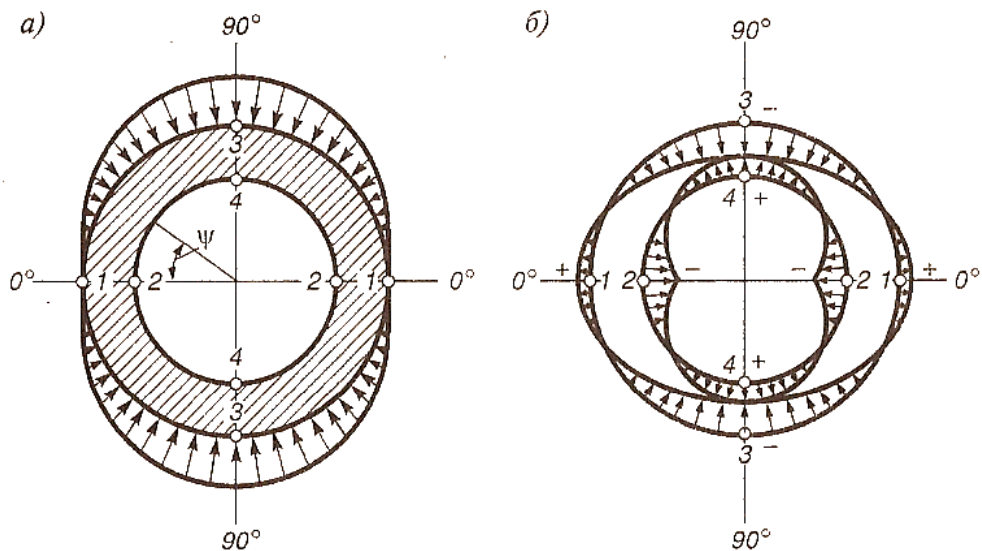
$$[\sigma_{из}] = 100 \dots 300 \text{ МПа [3].}$$

Максимальні дотичні напруження:

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{0,85P(1 + \alpha + \alpha^2)}{d_{п}^2[1 - \alpha^4]} = \\ &= \frac{0,85 \cdot 17,76(0,625 + 0,625 + 0,625^2)}{0,024^2[1 - 0,625^4]} = 62,34 \text{ МПа,} \end{aligned}$$

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

Найбільше збільшення горизонтального діаметра пальця при овалізації:



а – розподіл навантаження; б – епюри напружень

Рисунок 6.4 – Розрахункова схема поршневого пальця:

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

$$= \frac{1,35 \cdot 17,76}{2 \cdot 10^5 \cdot 0,061} \left(\frac{1 + 0,625}{1 - 0,625} \right)^3 [0,1 - (0,625 - 0,4)^3] = 0,01417 \text{ мм},$$

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

$$[\Delta d_{п. max}] = 0,001 \cdot d_{п} = 0,001 \cdot 61 = 0,024 \text{ мм або}$$

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

Напруження овалізації.

На зовнішній поверхні пальця:

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

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

$$= \frac{15 \cdot 17,76}{0,061 \cdot 0,024} \left[0,19 \frac{(2 + 0,625)(1 + 0,625)}{(1 - 0,625)^2} - \frac{1}{1 - 0,625} \right] \times$$

$$\times [0,1 - (0,625 - 0,4)^3] = 49,93 \text{ МПа};$$

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

$$\begin{aligned}\sigma_{a90^\circ} &= \frac{15P}{l_\pi d_\pi} \left[0,174 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} + \frac{0,636}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] = \\ &= \frac{15 \cdot 17,76}{0,061 \cdot 0,024} \left[0,174 \frac{(2+0,625)(1+0,625)}{(1-0,625)^2} + \frac{0,636}{1-0,625} \right] \times \\ &\quad \times [0,1 - (0,625 - 0,4)^3] = -112,4 \text{ МПа.}\end{aligned}$$

На внутрішній поверхні пальця:

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

$$\begin{aligned}\sigma_{i0^\circ} &= \frac{15P}{l_\pi d_\pi} \left[0,19 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \cdot \alpha} + \frac{1}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] = \\ &= \frac{15 \cdot 17,76}{0,061 \cdot 0,024} \left[0,19 \frac{(2+0,625)(1+0,625)}{(1-0,625)^2 \cdot 0,625} + \frac{1}{1-0,625} \right] \times \\ &\quad \times [0,1 - (0,625 - 0,4)^3] = -170,4 \text{ МПа;}\end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned}\sigma_{i90^\circ} &= \frac{15P}{l_\pi d_\pi} \left[0,174 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \cdot \alpha} - \frac{0,636}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] = \\ &= \frac{15 \cdot 17,76}{0,061 \cdot 0,024} \left[0,174 \frac{(2+0,625)(1+0,625)}{(1-0,625)^2 \cdot 0,625} - \frac{0,636}{1-0,625} \right] \times \\ &\quad \times [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] = 89,37 \text{ МПа.}\end{aligned}$$

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

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

7 ВПЛИВ КУТА ВИПЕРЕДЖЕННЯ ЗАПАЛЮВАННЯ НА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА МЕМЗ-307

В проведеному тепловому розрахунку двигуна МЕМЗ-307 (розділ 2) за прототипом прийнято кут випередження запалювання (КВЗ) $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 20^\circ$. З аналізу літератури відомо, що КВЗ 4-тактних ДВЗ при аналогічних частотах обертання може сягати до $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 38^\circ$. Тому поставлена задача дослідити вплив КВЗ двигуна МЕМЗ-307 на ефективність двигуна.

7.1 Теплові розрахунки двигуна при різних значеннях кута випередження запалювання

Проведено ряд теплових розрахунків при кутах випередження запалювання $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 10^\circ$, $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 15^\circ$, $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 20^\circ$, $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 25^\circ$, $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 30^\circ$. Розраховано відповідні значення кута початку згорання, кута закінчення згорання. Всі інші значення до теплового розрахунку (див. **табл. 2.1**) залишилися незмінними.

Таблиця 7.1 – Значення ефективних показників

$\Delta\varphi_{\text{оп}}, ^\circ \text{ПКВ}$	20	25	30	35	38
Ne, кВт	47,32	49,45	51,49	53,57	55,75
$\text{Ge, кг/кВт}\cdot\text{ч}$	0,2836	0,2713	0,2606	0,2505	0,2407

За результатами теплового розрахунку побудовано графіки залежності ефективних показників робочого циклу від кута випередження запалювання (**рис. 7.1–7.2**).

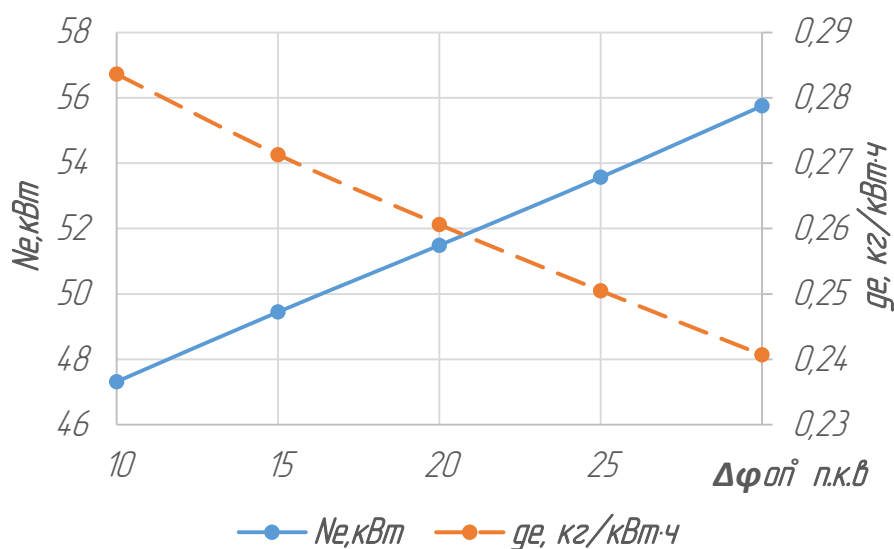


Рисунок 7.1 – Ефективна потужність та питома ефективна витрата палива, при різних значеннях кута випередження запалювання

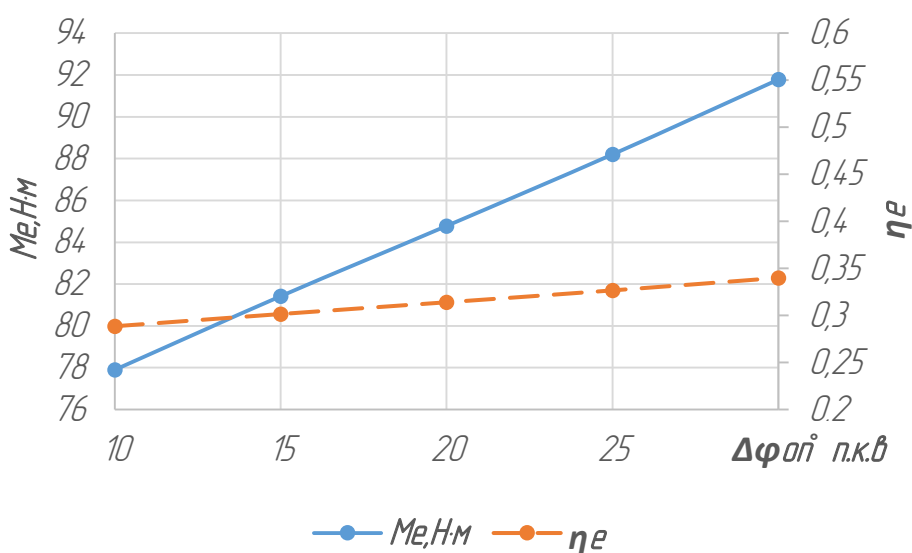


Рисунок 7.2 – Ефективний крутний момент та ефективний ККД двигуна, при різних значеннях кута випередження запалювання

З протоколів теплових розрахунків, і з **рисунків 7.1–7.2** видно, що ефективність робочого циклу зростає лінійно. Водночас зростають пікові значення тиску та температури в циліндрі

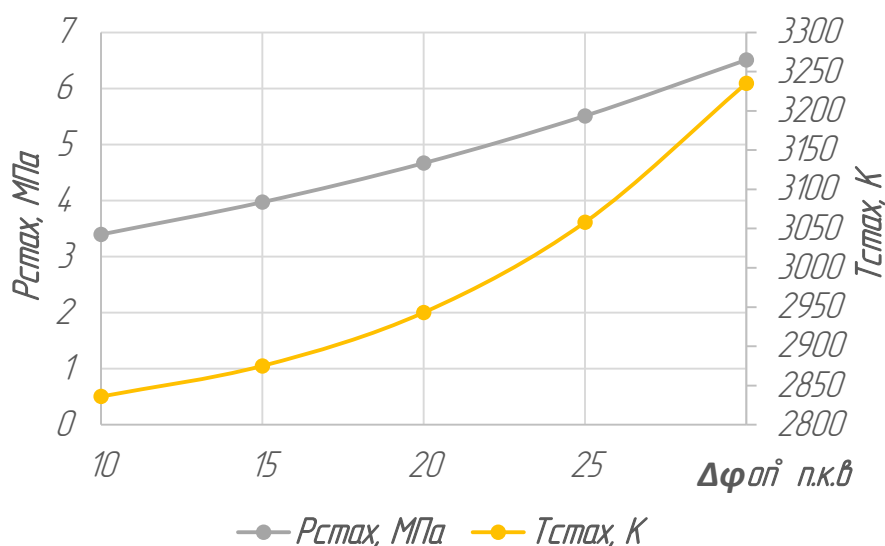


Рисунок 7.3 Пікові значення температури та тиску в циліндрі, при різних значеннях кута випередження запалювання.

Виходячи з цього перевищення кута запалювання більше 25 град.п.к.в. на номінальному режимі може знизити надійність двигуна.

7.2 Висновки за розділом

З аналізу отриманих результатів можна зробити наступні висновки:

1. Збільшення кута випередження запалювання бензинового 4-тактного ДВЗ МеМЗ-307 викликає зростання потужності, ефективного ККД та крутного моменту з одночасним зменшенням питомої витрати палива за лінійним законом.

2. Збільшення кута випередження запалювання слід обмежувати у зв'язку зі стрімким зростання температур та тисків у циліндрах, що може призвести до детонаційного згорання.

3. Оптимальним виходячи з розрахунків обрано $\Delta\varphi_{оп} = 25^\circ$ ПКВ. Такий кут дозволяє підвищити потужність на 4% і знизити питому витрати палива на 3,9% без виходу за межі допустимих значень параметрів робочого тіла у циліндрі.

8. ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

8.1 Характеристика продукції

Тема магістерської роботи: «Дослідження ефективності 4-циліндрового бензинового ДВЗ від кута випередження запалювання». У відповідності з п.2 проведено ряд теплових розрахунків для базового та досліджуваного двигунів, на підставі яких отримані розрахункова потужність – 53,57 кВт і мінімальна питома ефективна витрата палива – $0,2505 \text{ кг} \cdot (\text{кВт} \cdot \text{ч})^{-1}$ для проектного двигуна. Відхилення розрахункової потужності від заданої входить в діапазон допустимих значень (п. 2.5). Економічне обґрунтування проекту побудовано на основі розрахункових значень.

Таблиця 8.1 – Оцінка технічного рівня ДВЗ

Показники	Проектний ДВЗ V_i	Бальна оцінка проект. ДВС, Q_i	Кращі аналоги			
			MeM3-307	Бальна оцінка Q_i	BA3-2105	Бальна оцінка Q_i
1	2	3	4	5	6	7
Ефективна потужність, кВт	53,57	5	51,49	4	47	3
Маса двигуна, кг	98,5	5	98,5	5	104	4
Частота обертів колінчастого вала, хв^{-1}	5800	5	5800	5	5600	4
Питома витрата палива, $\text{г/кВт} \cdot \text{год}$	0,2505	5	0,2606	4	0,33	3
Витрата оливи на чад км, %	1,5	4	1,5	4	1,3	5
Моторесурс, км	200000	5	200000	5	125000	4
Разом сума балів Q_Σ		29		27		23

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

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

Коефіцієнт технічного рівня:

$$K_{\text{ту}} = Q_{\Sigma}^{\text{пр}} / Q_{\Sigma}^{\text{а}}, \quad (8.1)$$

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

$$K_{\text{ту отеч}} = 29 / 27 = 1,074,$$

$$K_{\text{ту заруб}} = 29 / 23 = 1,261.$$

$K_{\text{ту}}$

8.2 Оцінка ринку збуту та маркетингова програма

Згідно табл.8.1, видно, що поліпшуються технічні характеристики модернізованого двигуна за рахунок: зменшеної питомої витрати палива, при збільшеній ефективній потужності до 53,57 кВт, і такій же частоті обертання колінчастого валу 5800 хв^{-1} , що має позитивний вплив при експлуатації легкових автомобілів. Чотирициліндровий чотиритактний двигун для автомобілів та фургонів давно був необхідний на вітчизняному ринку. У даного двигуна є конкурент – двигун (MeM3-307), який буде використаний в

розрахунках в якості базового. Собівартість базового двигуна $C_6 = 41666,67$ грн розрахована з середньої ціни реалізації нових двигунів.

Прогнозований обсяг продажів A_r двигунів:

$$A_r = B_T \cdot K_{\text{ту отеч}}, \quad (8.2)$$

де $B = 520$ шт/рік – споживчий попит на двигуни;

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

$$A_r = 520 \cdot 1,074 = 558 \text{ шт.}$$

Приймаємо 560 шт.

Відповідно до передбачуваного обсягу продажів сформована річна програми випуску продукції в розмірі 560 штук.

8.3 Розрахунок витрат на дослідження, розробку і проектування ДВЗ

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

Розрахунок основної заробітної плати проектувальників визначаємо за формулою:

$$ЗП_{\text{осн}} = F_m \cdot R \cdot З_m = 3 \cdot 2 \cdot 6450 = 38700 \text{ грн.}, \quad (8.3)$$

де F_m – кількість місяців розробки;

R – чисельність проектувальників;

$З_m$ – оклад на місяць, грн.

Тоді загальна сума витрат на розробку і проектування складе

$$C_{\text{пр}} = \frac{ЗП_{\text{осн}} \cdot 100}{Y_{\text{зп}}} = \frac{38700 \cdot 100}{35} = 110571,43 \text{ грн.}, \quad (8.4)$$

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

Всі інші статті витрат визначаються за формулою:

$$З_i = \frac{C_{\text{пр}}}{100} Y_i, \quad (8.5)$$

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

Результати розрахунків зводимо в табл.8.2.

Таблиця 8.2 – Калькуляція кошторисної вартості робіт НДР і її структура

Стаття витрат	Сума, грн	Питома вага %
1. Матеріали	11057,14	10%
2. Основна заробітна плата	38700,00	35%
3. Додаткова заробітна плата	5528,57	5%
4. Відрахування на соціальне страхування	16696,29	15,10%
5. Витрати на спеціальне обладнання	11057,14	10,00%
6. Накладні витрати	27532,29	24,90%
Сума	110571,43	100%

8.4 Розрахунок собівартості проектного ДВЗ

Проектований двигун відрізняється від базового програмним забезпеченням блоку керування (ЕБК) двигуном. Узагальнено оцінити затрати на переналаштування виробництва можна за допомогою додавання до собівартості двигуна вартості заміни програмного забезпечення. За пропозиціями спеціалізованих компаній послуга заміни програмного забезпечення ЕБК складає приблизно 400 грн. Всі інші деталі залишаються

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

Собівартість розроблюваного двигуна:

$$C_{\pi} = C_{\delta} \pm \sum_{i=1}^n \Delta B_i + \frac{Z_{\text{нир}}}{A_{\Gamma}}, \quad (8.6)$$

де C_{π} – повна собівартість двигуна,

$C_{\delta} = 41666,67$ грн – собівартість базового двигуна,

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

$$\frac{\sigma_{\text{ак0}}}{\sigma_{\text{м0}}} = \frac{64,47}{33,38} = 1,9314 \geq \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,4399,$$

запас міцності перерізу І-І визначають за границею витривалості:

$$\Delta B_{\kappa} = B_{\kappa}^{\text{н}} \cdot k_{\text{ТЗР}} - B_{\kappa}^{\delta} \cdot k_{\text{ТЗР}}, \quad (8.7)$$

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

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

$$\Delta B_{\kappa} = 400 \cdot 1,05 - 0 \cdot 1,05 = 420 \text{ грн.},$$

$$C_{\pi} = 41666,67 + 420 + 110571,43 / 560 = 42284,12 \text{ грн.}$$

Як видно з розрахунків собівартість проектного двигуна на 617,45 грн. вище собівартості базового ДВЗ.

Розрахунок ціни ДВЗ:

а) базового.

Ціна підприємства:

$$Ц_{п} = C_{п} \cdot (1 + \% \rho / 100), \quad (8.8)$$

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

$$Ц_{п} = 41666,67 \cdot (1 + 30 / 100) = 54166,67 \text{ грн.}$$

Ціна продажу:

$$Ц_{р} = Ц_{п} + \text{ПДВ}, \quad (8.9)$$

де ПДВ – податок на додану вартість:

$$\text{ПДВ} = Ц_{п} \cdot \% \text{ ПДВ} / 100, \quad (8.10)$$

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

$$\text{ПДВ} = 54166,67 \cdot 20 / 100 = 10833,33 \text{ грн.}$$

$$Ц_{р} = 54166,67 + 10833,33 = 65000 \text{ грн.}$$

б) нового.

Ціна підприємства:

$$Ц_{п} = 42284,12 \cdot (1 + 30 / 100) = 54969,36 \text{ грн.}$$

ПДВ – податок на додану вартість:

$$\text{ПДВ} = 54969,36 \cdot 20 / 100 = 10993,87 \text{ грн.}$$

Ціна продажу:

$$Ц_{р} = 54969,36 + 10993,87 = 65963,23 \text{ грн.}$$

8.5 Розрахунок експлуатаційних витрат

Розрахункові значення витрат палива генераторною установкою отримані в 2.5. Передбачається щоденна експлуатація двигуна в робочі дні. При цьому будуть враховуватися наступні експлуатаційні витрати:

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

У якості розглянутого періоду береться календарний рік.

Річні витрати на паливо:

$$Z_T = N_e \cdot g_e \cdot T_z \cdot C_T, \quad (8.11)$$

де N_e – ефективна потужність двигуна, кВт;

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

$T_z = 450$ г – річна зайнятість двигуна,

$C_{T1} = 30,51$ грн / кг (23,49 грн / л) – ціна 1 кг бензину,

$C_{T2} = 30,51$ грн / кг (23,49 грн / л) – ціна 1 кг бензину,

а) проектований двигун, $N_e = 53,57$ кВт, $g_e = 0,2505$ кг/(кВт·год):

$$Z_{T^{пр}} = 53,57 \cdot 0,2505 \cdot 450 \cdot 30,51 = 184240,07 \text{ грн};$$

б) базовий двигун, $N_e = 51,49$ кВт, $g_e = 0,2606$ кг/(кВт·год):

$$Z_T^6 = 51,49 \cdot 0,2606 \cdot 450 \cdot 30,51 = 184226,47 \text{ грн.}$$

Річні витрати на оливу:

$$З_m = N_e \cdot g_m \cdot T_3 \cdot Ц_m, \quad (8.12)$$

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

$Ц_m = 150$ грн /кг – ціна 1 кг оливи;

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

$$З_{m,пр} = 53,57 \cdot 0,2505 \cdot 0,0015 \cdot 450 \cdot 150 = 1358,7 \text{ грн};$$

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

$$З_m^6 = 51,49 \cdot 0,2606 \cdot 0,0015 \cdot 450 \cdot 150 = 1358,6 \text{ грн}.$$

Таблиця 8.3 – Види технічного обслуговування

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

Витрати на технічне обслуговування:

$$З_{то} = T_{общ} \cdot l, \quad (8.13)$$

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

$l = 85$ грн – вартість 1 нормо-години, технічного обслуговування і ремонту. Базовий і проектований двигуни не мають суттєвих відмінностей, які б могли вплинути на трудомісткість технічного обслуговування.

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

$$З_{\text{то}} = 45,2 \cdot 85 = 3842 \text{ грн};$$

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

$$З_{\text{то}} = 45,2 \cdot 85 = 3842 \text{ грн.}$$

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

Таблиця 8.4 – Експлуатаційні витрати за рік

№ п/п	Вид витрат	Сума, грн	
		Базовий	Проектований
1	Витрати на паливо	184226,47	184240,07
2	Витрати на оливу	1358,6	1358,7
3	Витрати на технічне обслуговування	3842	3842
4	Разом річні експлуатаційні витрати	189427,07	189440,77

8.6 Економічний ефект від виробництва і експлуатації і нового ДВЗ

Річний економічний ефект від виробництва нових ДВЗ:

$$Э_{\text{пр}} = A_{\text{г1}} \cdot \text{Пр}^{\text{н}} - A_{\text{г1}} \cdot \text{Пр}^{\text{б}}, \text{ грн.} \quad (8.14)$$

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

$$\text{Пр} = \text{Ц}_{\text{р}} - \text{С} - \text{Н}, \quad (8.15)$$

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

$$H = \text{ПДВ} + H_n, \quad (8.16)$$

де H_n – податок на прибуток, грн;

$$H_n = (C_p - C_n) \cdot \% \text{пр} / 100, \quad (8.17)$$

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

$$H_n^6 = (54166,67 - 41666,67) \cdot 0,18 = 2250 \text{ грн.}$$

$$H_n^n = (54969,36 - 42284,12) \cdot 0,18 = 2283,34 \text{ грн.}$$

$$H^6 = 10833,33 + 2250 = 13083,33 \text{ грн.}$$

$$H^n = 10993,87 + 2283,34 = 13277,21 \text{ грн.}$$

$$P_p^6 = 65000 - 41666,67 - 13083,33 = 10250 \text{ грн.}$$

$$P_p^n = 65963,23 - 42284,12 - 13277,21 = 10401,9 \text{ грн.}$$

$E_{\text{пр}} = 560 \cdot 10401,9 - 560 \cdot 10250 = 85064 \text{ грн.}$ Економічний ефект від експлуатації нового двигуна визначається за питомими показниками.

Експлуатаційні витрати на одиницю потужності двигуна:

а) базовий двигун:

$$Z_{\text{експ}}^6 = I_6 / N_e = 300649,9 / 51,49 = 19722,57 \text{ грн./кВт}, \quad (8.18)$$

б) проектований двигун:

$$Z_{\text{експ}}^6 = I_n / N_e = 299051,68 / 53,57 = 18926,96 \text{ грн./кВт}, \quad (8.19)$$

Економічний ефект від експлуатації проектованого двигуна за питомими показниками:

(8.20)

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

$$E_{\text{эсп}} = 19722,57 - 18926,96 = 795,61 \text{ грн./кВт}$$

Таким чином, споживач отримає економію річних витрат 795,61 грн. на одиницю потужності, що в перерахунку на планову потужність складе 40973,92 грн. на рік. Такі показники досягається меншими питомими витратами палива і масла, більш низькими витратами на обслуговування, ремонт і більшою потужністю в порівнянні з базовим двигуном. Підвищення ціни обґрунтовується кращими якісними характеристиками двигуна, що за рахунок економічно обґрунтованого збільшення ціни двигуна і передбачуваного збільшення попиту дозволить підприємству виробнику отримати економічний ефект в розмірі 85064 грн. Проведені розрахунки підтверджують економічну ефективність проекту. грн на рік. Враховуючи те, що проектуємий двигун має меншу витрату палива та більшу потужність у порівнянні с базовим, можна зробити висновок щодо економічної ефективності даного проекту.

9 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Згідно теми магістерської роботи «Дослідження ефективності 4-циліндрового бензинового ДВЗ від кута випередження запалювання» в розділі визначено основні небезпеки та заходи по їх усуненню.

9.1 Аналіз потенційних небезпек

а. Недоліки в організації робочого місця дослідника в приміщенні дослідницької лабораторії, що може призвести до зниження працездатності та в подальшому – захворювання опорно-рухового апарату.

б. Можливість ураження електричним струмом, де основними причинами можуть бути: порушення правил з електробезпеки, що може призвести к травмам або до летального наслідку.

в. Небезпеки, які пов'язані під час підготовки до випробувань двигуна, зокрема: можливістю отриманню механічних травм при заміні системи паливоподачі, при установці датчиків кількості обертів; негативний вплив шуму при роботі двигуна.

г. Можливість отруєння випаровуваннями бензину, внаслідок відсутності або несправності місцевої витяжної вентиляції. Подразнююча дія при потрапленні палива на відкриті ділянки шкіри, невикористання індивідуальних засобів захисту.

д. Негативний вплив надмірних рівнів шуму при випробуванні двигуна, що може призвести до захворювань органів слуху.

е. Незадовільні параметри повітряного середовища в приміщенні дослідницької лабораторії, внаслідок неефективної роботи систем опалення та кондиціонування (повітрообміну).

є. Незадовільний рівень освітлення приміщення дослідницької лабораторії.

ж. Небезпеки, які пов'язані з використанням ПК при обробці отриманих результатів, зокрема: негативний вплив ПК, локальне стомлення; загальна втома; електромагнітне випромінювання; електростатичні поля.

з. Можливість загорянь бензину, або вибухів парів бензину.

и. Небезпеки, які пов'язані з умовами праці в надзвичайних ситуаціях.

9.2 Заходи по забезпеченню безпеки

Заходи безпеки, при організації робочого місця дослідника

Одна з головних умов підвищення працездатності – правильно організоване робоче місце. **Робоче місце** дослідника – це сукупність усього того, що використовується в роботі, тобто меблі, комп'ютер, інші організаційно-технічні засоби.

На продуктивність розумової праці впливають відволікаючі, розсіюючи фактори: шум, розмови, переміщення сторонніх осіб, невміння дослідника довго концентрувати увагу на об'єкті дослідження. Ці фактори слід враховувати при організації праці дослідника.

Велику роль у продуктивності розумової праці відіграє звичка до місця роботи, робоча обстановка. Поняття робочої обстановки включає в себе робоче приміщення (кімната, кабінет, лабораторія, бібліотека); робочу зону (письмовий стіл, стілець, шафа, стелаж) і розміщення предметів у ній, температура і вологість повітря навколишнього середовища, освітлення (природне, штучне); звукове поле (шум, вібрація). При цьому необхідно

керуватись **НПАОП 0.00-7.11-12 «Загальні вимоги стосовно забезпечення роботодавцями охорони праці працівників».**

Кожному працівникові необхідно організувати робоче місце згідно з вимогами до технологічного процесу, обладнання, інструментів, пристосуванням та інших засобів праці.

Забезпечення сприятливих умов праці передбачає створення фізіолого-гігієнічного комфорту для виконання науково-дослідних робіт. Дослідники під час роботи працюють переважно сидячи за столом. Тому дуже важливо, щоб площа та об'єм робочою зони відповідали вимогам **ДСТУ 8604:2015 «Дизайн і ергономіка. Робоче місце для виконання робіт у положенні сидячи. Загальні ергономічні вимоги».**

Дослідження показують, що висота конторського стола має відповідати висоті ліктів людини у положенні сидячи, висота стільця - висоті колінного суглоба над підлогою, беручи до уваги висоту каблука. Сидіння стільця не повинно бути плоским. Незначне заглиблення створює зручність для робочої пози дослідника. Більш зручні та гігієнічні стільці з м'яким сидінням. Спинка стільця має бути широкою і вигнутою, за формою спини людини. Вимоги до стула наведено в Частині 5 **«Вимоги до компонування робочого місця та до робочої пози» ДСТУ ISO 9241-5:2004 «Ергономічні вимоги до роботи з відеотерміналами в офісі».**

На столі не повинно бути нічого зайвого. Оскільки погляд працюючого здебільшого спрямований на лівий бік стола, то на ньому розміщують ще не виконані документи, праворуч - виконані. Розташовуючи столи у робочому приміщенні дослідника, слід виходити із цілей підвищення продуктивності праці при мінімумі витрат енергії. Одночасно беруть до уваги фізіолого-гігієнічні фактори - об'єм, площу, напрям денного світла і штучного освітлення, що падає на стіл.

До найважливіших заходів НОП (Наукова організація праці) на робочому місці відносять також виробничу естетику і культуру праці, тобто раціональне поєднання кольору устаткування і робочої зони, чистоту на

робочому місці, естетичне оформлення робочого місця, одягу, позу і культуру праці.

Отже, комплекс заходів НОП на робочому місці працівника, зайнятого науково-дослідною роботою, забезпечує збереження здоров'я і виконання досліджень з найбільшою ефективністю.

Заходи з електробезпеки забезпечується як організаційними, так і технічними засобами.

До організаційних відносяться: до роботи допускаються особи, не молодше 18 років, які пройшли медичний огляд, пройшли навчання і перевірку знань з електробезпеки згідно **НПАОП 0.00-7.11-12 «Загальні вимоги стосовно забезпечення роботодавцями охорони праці працівників»** та згідно **НПАОП 40.1-1.21-98 «Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів»** отримали певну групу з електробезпеки.

Електрообладнання повинно відповідати вимогам **НПАОП 40.1-1.21-98** та іншим діючим нормативним актам.

Експлуатацію і ремонт електроустановок повинен здійснювати спеціально підготовлений персонал. Для кожного електроспоживчого обладнання повинні бути складені експлуатаційні схеми нормальної і аварійної роботи.

Технічні заходи: подача електроенергії може здійснюватися по шинопрофілям так і по кабельних лініях.

Розташування струмоведучих частин на недоступній висоті. Висота розташування визначається значенням напруги: при напрузі до 1000 В - не менше 3,5 м, при напрузі більше 1000 В - не менше 6 м.

Встановлено, що опір ізоляції електричних дротів повинен бути не менше 0,5 Ом. Одним з найбільш ефективних захисних заходів є подвійна електроізоляція.

Захисне заземлення або занулення - це навмисне електричне з'єднання металевих частин обладнання, що не проводять струм, але можуть опинитися під напругою, з землею або з захисним нульовим дротом. Електрообладнання

необхідно заземлювати або занулювати у відповідності з ПУЕ - 2013 «Правила улаштування електроустановок».

Електричне блокування - це автоматичні пристрої, за допомогою яких запобігаються небезпечні дії людини. Вимоги блокуючих пристроїв визначені ПУЕ - 2013.

Заходи безпеки, при підготовці двигуна до випробувань

Для виключення механічних травм, при виконанні монтажних робіт, працівники зобов'язані пройти навчання і перевірку знань з питань охорони праці та техніки безпеки згідно НАОП 10.00-4.12-05 «Типове положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці».

Необхідне запобігання нахождення персоналу у небезпечних зонах та передбачення встановлення захисних пристроїв. При роботі з інструментом необхідне виконання НПАОП 0.00-1.30-01 «Правила безпечної роботи з інструментом та пристроями».

В якості індивідуального засобу захисту слід передбачити згідно НПАОП 0.00-4.26-96 «Положення про порядок забезпечення працівників спеціальним одягом, спеціальним взуттям та іншими засобами індивідуального захисту»: захисні окуляри, захисні фартухи.

9.3 Заходи по забезпеченню гігієнічної санітарії та гігієни праці

Для мінімізації негативного впливу шуму передбачено використання індивідуальних і колективних засобів захисту.

До колективних відносять: шумопоглинальні екрани; та винос шумогенеруючого обладнання в окреме приміщення, згідно ДБН В.2.5-67: 2013 «Опалювання, вентиляція та кондиціонування».

До індивідуальних засобів захисту від шуму належать: навушники (ВЦНПОТ-2); протишумові вкладиші (ФПОШ "Беруши");

шумозаглушувальні шоломи (ШШЗ-65, ШШЛ-65, ВЦНИИОТ-2М); шоломофони і протишумні костюми.

Для попередження отруєнь шкідливими речовинами передбачено устрій місцевої витяжної вентиляція, яка забезпечує вловлювання шкідливих виділень (газів, парів, пилу) безпосередньо в місцях їх виділення, а відтак запобігає їх поширенню в приміщенні. У промисловості застосовують різноманітні місцеві відсмоктувачі, які можна умовно поділити на відсмоктувачі відкритого та закритого типу.

Згідно з ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціювання» конструкція місцевої витяжки повинна забезпечити максимальне вловлювання шкідливих виділень при мінімальній кількості вилученого повітря. Крім того, вона не повинна бути громіздкою та заважати обслуговуючому персоналу працювати і наглядати за технологічним процесом. Основними чинниками при виборі типу місцевої витяжки є характеристики шкідливих виділень (температура, густина парів, токсичність), положення робітника при виконанні роботи, особливості технологічного процесу та устаткування.

Для визначення необхідного повітрообміну у приміщенні необхідно провести розрахунки з урахуванням всіх аспектів.

Розрахунок повітрообміну за умови виділення шкідливих речовин (газів, парів, пилу), що надходять у робочу зону, з метою розбавлення їх до гранично допустимих концентрацій розраховується за формулою:

$$L = \frac{G \cdot 3600}{q_{ГДК} - q_{пр}}, \quad (9.1)$$

$$L = \frac{130 \cdot 3600}{5 - 1,5} = 133714,3 \text{ м}^3/\text{год},$$

де G – кількість шкідливих речовин, що виділяються у виробничому приміщенні, мг/с;

$q_{ГДК}$ – гранично допустима концентрація шкідливих речовин в приміщенні, мг/м³. Визначається з ГН 2.2.5.686–98 «Гранично допустимі

концентрації (ГДК) шкідливих речовин в повітрі робочої зони. Гігієнічні нормативи»;

$q_{\text{пр}}$ – концентрація шкідливих речовин у припливному повітрі, що подається в приміщення, яке розраховується за формулою:

$$q_{\text{пр}} = 0,3 \cdot q_{\text{ГДК}}, \quad (9.2)$$

$$q_{\text{пр}} = 0,3 \cdot 5 = 1,5 \text{ мг/м}^3.$$

З розрахунку видно, що для належного повітрообміну у приміщенні з об'ємом в 640 м^3 , потрібна вентиляція, яка забезпечить необхідний повітрообмін, який дорівнюватиме $133714,3 \text{ м}^3/\text{год}$. Коефіцієнт кратності повітрообміну k при цьому буде дорівнювати $208,9$ одиниць, тому загальнообмінна вентиляція стає неефективною. Природна вентиляція є дієвою, якщо температура повітря всередині виробничого приміщення на $5 \dots 8$ °C вища за температуру припливного повітря. У випадках, коли кількість чи токсичність речовин, які виділяються у повітря приміщення є такими, що викликають необхідність постійного повітрообміну незалежно від метеорологічних умов навколишнього середовища, застосовують штучну механічну вентиляцію, а саме місцеву витяжну вентиляцію.

Для ефективної роботи слід забезпечити належні метеоумови на робочому місці. Параметри мікроклімату приміщення встановлюють згідно ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень» в залежності від категорії робіт за важкістю. Для забезпечення цих параметрів передбачають системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря у відповідності СНиП 2.04.05-91*У «Отопление, вентиляция и кондиционирование». Заходи забезпечення належної чистоти повітря здійснюють згідно вимог ДСТУ EN 482:2016 «Повітря робочої зони. Загальні вимоги до характеристик методик вимірювання вмісту хімічних речовин». Використовують технологічні заходи і спеціальні методи і засоби нормалізації повітря робочої зони. Передбачають засоби контролю мікроклімату та чистоти повітря робочої зони.

Температурний режим за інших однакових умов також впливає на продуктивність праці. При низькій температурі у людини, що працює сидячи, німіють кінцівки, зменшується швидкість рухів. Теплий одяг, хоч і знижує втрату внутрішнього тепла, створює незручність і загальмовує рухи, прискорює стомлення. Підвищена температура також негативно позначається на продуктивності праці - прискорюється дихання, збільшується потовиділення, що призводить до втрати солі в організмі, з'являється відчуття слабості і кволості. Оптимальними параметрами температури у робочих приміщеннях дослідників є 19...21 °С, допустимими 18...22 °С, відносна вологість повітря 55...62 %.

Для забезпечення сприятливих умов праці на робочому місці дослідника необхідно, щоб повітря в кімнаті задовольняло вимоги гігієни. Від розмірів приміщення залежить чистота повітря. Незадовільним вважають повітря, яке містить 0,07 % вуглекислоти.

Під вентиляцією розуміють сукупність заходів та засобів, призначених для забезпечення на постійних робочих місцях та зонах обслуговування виробничих приміщень метеорологічних умов та чистоти повітряного середовища, що відповідають гігієнічним та технічним вимогам. Основне завдання вентиляції - вилучити із приміщення забруднене, вологе або нагріте повітря та подати чисте і свіже.

Природна та штучна вентиляції повинні відповідати наступним санітарно-гігієнічним вимогам:

- створювати в робочій зоні приміщень нормовані метеорологічні умови праці (температуру, вологість і швидкість руху повітря);
- повністю усувати з приміщень шкідливі гази, пари, пил та аерозолі або розчиняти їх до допустимих концентрацій;
- не вносити в приміщення забруднене повітря ззовні або шляхом засмоктування із суміжних приміщень;
- не створювати на робочих місцях протягів;
- бути доступними для керування та ремонту під час експлуатації;

– не створювати під час експлуатації додаткових незручностей (наприклад, шуму, вібрацій, потрапляння дощу, снігу тощо).

Для нормалізації параметрів повітряного середовища в проекті передбачено: устрій технічних систем, які повинні забезпечувати параметри повітряного середовища у відповідності до норм, які вказані в таблиці 9.1.

Таблиця 9.1 – Нормовані параметри повітряного середовища

Пора року	Температура, °C	Відносна вологість, %	Швидкість руху, м/с
Холодна	18...22	40...60	0,1...0,3
Тепла	20...23	60...70	0,2...0,4

В холодний період необхідно передбачити установку парової, або водяної опалювальної системи. Для запобігання попадання холодного зовнішнього повітря в тамбур-шлюзах передбачені калорифери біметалічні типу КСк, КП-Ск згідно ДБН В.2.5–67:2013 «Опалювання, вентиляція та кондиціонування».

В літній період для зниження температури повітря в робочому просторі необхідно використовувати природну вентиляцію, або загальнообмінну приточнообмінну вентиляцію згідно ДСТУ EN 482:2016 «Повітря робочої зони. Загальні вимоги до характеристик методик вимірювання вмісту хімічних речовин».

Освітлення є важливим фактором, що впливає на продуктивність праці дослідника. Добре освітлення дає змогу виконувати роботу, не напружуючи зір, створює відчуття бадьорості, посилює зорове сприймання. І навпаки, при поганому освітленні розвивається стан пригніченості, з'являється роздратованість і знижується увага, що призводить до помилок у виконанні науково-дослідних процедур.

Для працівників, зайнятих дослідженням, найсприятливішим є природне освітлення. Фізіологи стверджують, що при природному освітленні

продуктивність праці на 10 % вища, ніж при штучному. У робочих приміщеннях освітлення може бути бічним, верхнім і комбінованим.

Для забезпечення рівномірного постійного освітлення робочих місць часто використовують штучне освітлення. Як джерела штучного освітлення застосовують електричні лампи розжарювання і люмінесцентні. Для достатнього освітлення робочого місця площа його повинна становити не менш як 33 % загальної площі зовнішніх стін. На якість штучного освітлення впливають розташовані поряд будинки, ступінь забрудненості вікон та інші причини. Освітлення має бути достатнім і не мигтіти, забезпечувати захист очей від прямого потрапляння світлових променів. Не повинно бути різких переходів від світла до тіні. Досить, якщо стіл 1,5 м завдовжки освітлюється однією настільною лампою потужністю 60 Вт, розташованою над ним на висоті 35 см.

Настільну лампу ставлять зліва і трохи попереду від працюючого, у протилежному разі тінь від правої руки погіршує видимість і перешкоджає працювати. Світло має бути м'яким і не осліплювати. Щоб запобігти осліпленню яскравим світлом, лампу прикривають зеленим або білим матовим абажуром. Краща гострота зору буває при білому освітленні, гірша - при голубому. Колір освітлення впливає не лише на зір, а й на загальне самопочуття і працездатність.

Для більшої ефективності як природного, так і штучного освітлення приміщення робочої кімнати рекомендується фарбувати у світлі тони. При цьому, чим світліше пофарбування стін, тим вища ефективність відбиття світла. Наприклад, коефіцієнт відбиття світла, що падає на поверхню білого кольору - 0,9, світло-жовтого - 0,75, салатного - 0,7, червоного - 0,29, темно-синього - 0,09 і чорного - 0,04.

Для забезпечення необхідного рівня освітлення слід дотримуватися вимог **ДБН В.2.5-28-2006 «Природне і штучне освітлення. Норми проектування»** з урахуванням розряду зорової роботи (VII розряд, освітленість >200 лк).

Технічними засобами, якими найчастіше користується дослідник, є **персональний комп'ютер**. Для забезпечення оптимальної працездатності і збереження здоров'я протягом часу роботи з комп'ютером повинні встановлюватися регламентовані перерви. Перед початком роботи необхідно переконатися, що монітори комп'ютера мають антиблікове покриття 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. Необхідно перевірити робоче положення комп'ютера 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 повинно бути не менше 1,2 м. Не допускається знаходження другого робочого місця з боку задньої стінки комп'ютера.

Тривалість безперервної роботи з комп'ютером без регламентованої перерви не повинна перевищувати 2 годин.

У приміщеннях, де роботи виконують на обчислювальних машинах, при обмуровуванні стін і стелі використовують звукопоглинаючі матеріали - перфоровані конструкції, акустичну штукатурку та ін.

9.4 Заходи по забезпеченню пожежної безпеки

Проведений аналіз пожеж засвідчує, що близько 85 % пожеж відбувається внаслідок недбалості, халатності і недостатньої інформованості людей у тих чи інших у питаннях пожежної безпеки. Таким чином, існує реальна можливість істотно скоротити загальну кількість пожеж завдяки спланованому і конкретно направленому комплексу заходів протипожежного захисту:

– Усі працівники при прийнятті на роботу і за місцем роботи повинні проходити інструктажі з питань пожежної безпеки. Протипожежні інструктажі поділяються на вступний, первинний, повторний на робочому місці, позаплановий та цільовий.

– Обладнання і підтримання в справному стані блискавкозахисту на об'єктах згідно з вимогами ДБН 58-87 та РД 34.21.122-87 «Інструкція по влаштуванню блискавкозахисту будівель та споруд».

– Розміщення на території і об'єктах підприємства відповідних знаків безпеки, оформлених згідно з вимогами та рекомендаціями, викладеними у ДСТУ ІБО 6309:2007 «Знаки безпеки. Форма та колір».

– Керівник підприємства зобов'язаний вживати (у межах наданих йому прав) відповідних заходів реагування на факти порушень чи невиконання посадовими особами, іншими працівниками підприємства встановленого протипожежного режиму, вимог правил пожежної безпеки та інших нормативно-правових актів, що діють у цій сфері.

– Керівник підприємства зобов'язаний проводити службове розслідування випадків пожеж згідно з «Порядком обліку пожеж та їх наслідків», затвердженим Постановою КМУ № 2030 від 26.12.2003 року.

Для ліквідації пожежі у початковій стадії її розвитку, силами персоналу об'єктів застосовуються первинні засоби пожежогасіння. Первинні засоби пожежогасіння, в залежності від категорії приміщень, можуть розташовуватись як окремо, так і в складі пожежних щитів.

Забезпечення засобами пожежогасіння території та об'єктів підприємства згідно з Додатку 2 «Правил пожежної безпеки в Україні», «Типовими нормами належності вогнегасників» (наказ МНС України від 02.04.2004 №151), «Правилами експлуатації вогнегасників» (наказ МНС від 02.04.2004 №152).

Для лабораторного приміщення визначаємо категорію приміщення за класом пожежі «А», матеріали за групою горючості «Г». Відповідно до площі приміщення 200 м² необхідно 5 вуглекислотних вогнегасників ВВК-5.

9.5 Заходи з безпеки в надзвичайних ситуаціях

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

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.

ВИСНОВКИ

Метою даної роботи визначено Поліпшення економічних та технічних характеристик обраного дизельного 4-х тактного двигуна (Д-260), шляхом оцінки впливу якості очищення циліндрів.

Для досягнення мети, вирішено ряд завдань:

- проведено аналіз робочих процесів існуючих видів дизельних 4-х тактних двигунів внутрішнього згорання;
- виконано вибір методики проведення експерименту по визначенню оптимізації параметрів;
- розраховано параметри робочого процесу і показників двигуна (Д-260);
- визначено вплив величини залишкових газів на потужність та питому ефективну витрату палива;
- складено кошторис витрат на проведення науково-дослідної роботи – 104571,43 грн.;
- розраховано економічний ефект від застосування модернізованого двигуна у розмірі 18827,5 грн на рік експлуатації у перерахунку на планову потужність двигуна;
- проведено аналіз небезпек при проведенні досліджень, розглянуто методи та засоби їх усунення; розроблено заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці, заходи з пожежної безпеки, заходи по забезпеченню безпеки в умовах надзвичайної ситуації.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

Мазин В. А. Методические указания к контрольной работе №1 по дисциплине «Основы конструювання і розрахунку ДВЗ» для студентов специальности 8.090210 «Двигуни внутрішнього згоряння» заочной формы обучения [Текст] /сост.: В. А. Мазин. – Запорожье: ЗНТУ, 2008. – 20 с.

1. Мазин В. А. Методические указания к контрольной работе №2 по дисциплине «Основы конструювання і розрахунку ДВЗ» для студентов специальности 8.090210 «Двигуни внутрішнього згоряння» заочной формы обучения [Текст] /сост.: В. А. Мазин. – Запорожье: ЗНТУ, 2008. – 16 с.

2. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов [Текст] / А. И. Колчин, В. П. Демидов – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2003. – 496 с.: ил.

3. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / Под ред. А.С. Орлин, М.Г. Круглов. - М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.

4. Егоров Я.А. Методические указания к курсовому проекту на тему: «Тепловой и динамический расчет ДВС» по дисциплине «Теория двигателей внутреннего сгорания» для студентов специальности 7.090210 «Двигатели внутреннего сгорания» дневной и заочной форм обучения [Текст] /сост. Я.А. Егоров, Н. Е. Рябошапка. – Запорожье, 2003. – 55 с.

5. Силовий агрегат MeM3-307 [Електронний ресурс]. — Сайт "Мелітопольський моторний завод". — Режим доступу: <http://memz.com.ua/html/memz-307.htm>. (Переглянуто 01 грудня 2019 р.).

6. Технический отчет № 3617 О проведении испытаний моторного масла ЛУКОЙЛ "Люкс" 5W40 API SL/CF по оценке качества и возможности применения в производстве по методике испытаний двигателя MEM3-307.1000420 "Евро4" на безотказность в течении 300 часов [Електронний ресурс]. — Сайт "Інститут споживчих експертиз". — Режим доступу: <http://www.expertise.in.ua/images/tech.pdf>. (Переглянуто 01 грудня 2019 р.).

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

15. **21.** 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.
16. **22.** 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.
17. **23.** Природне і штучне освітлення [Текст] : ДБН В.2.5-28-2018. – На заміну ДБН В.2.5-28-2006 ; чинний з 2019-03-01. – К. : Мінрегіон України, 2018. – 133 с. – (Державні будівельні норми України)
18. **14.** Захист територій, будинків і споруд від шуму [Текст] : ДБН В.1.1-31:2013. – На заміну СНиП II-12-77 ; чинний з 01.06.2014. – К. : Мінрегіон України, 2014. – 75 с. – (Державні будівельні норми України)
19. **25.** Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою [Текст] : ДСТУ Б В.1.1-36:2016. – На заміну НАПБ Б.03.002-2007 ; чинний від 2017-01-01. – К. : Мінрегіонбуд України, 2016. – 66 с. – (Національний стандарт України)
20. **26.** Правила пожежної безпеки в Україні [Текст] : НАПБ А.01.001-14. – На заміну НАПБ А.01.001-04 ; чинний від 2014-12-30. – К. : МВС України, 2014. – 47 с. – (Нормативний акт пожежної безпеки)
21. **27.** Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень [Електронний ресурс] : ДСН 3.3.6.042-99. – Чинний від 1999-12-01. – К. : МОЗ України, 1999. – Режим доступу: <http://zakon2.rada.gov.ua/rada/show/va042282-99>. – (Державні санітарні норми)

22. **28.** Електробезпека в будівлях і спорудах. Вимоги до захисних заходів від ураження електричним струмом [Текст] : ДСТУ Б В.2.5- 82:2016. – На заміну ДБН В.2.5-27-2006 ; чинний від 2017-04-01. – К. : ДП «УкрНДНЦ», 2016. – 109 с. – (Державний Стандарт України)
23. **29.** Правила охорони праці під час роботи з інструментом та пристроями [Електронний ресурс] : НПАОП 0.00-1.71-13. – Чинний від 2014-03-28. – К. : Міненерговугілля України, 2013. – Режим доступу: <http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0327-14>. – (Нормативно-правовий акт охорони праці)
- 24.**
- 25.**
26. **33.** Вимоги щодо безпеки та захисту здоров'я працівників під час роботи з екранними пристроям [Електронний ресурс] : НПАОП 0.00-7.15- 18. – На заміну НПАОП 0.00-1.28-10 ; чинний від 2018-05-18. – К. : Мінсоцполітики України, 2018. – Режим доступу: <http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0508-18>. – (Нормативно-правовий акт охорони праці)
27. **34.** Опалення, вентиляція та кондиціонування [Текст] : ДБН В.2.5-67:2013. – На заміну СНиП 2.04.05-91 ; крім розділу 5 та додатка 22. ; чинний від 2014-01-01. – К. : Мінрегіонбуд України, 2013. – 149 с. – (Державні будівельні норми України)
28. **35.** Державні санітарні норми і правила захисту населення від впливу електромагнітних випромінювань [Електронний ресурс] : ДСН 239-96. – На заміну СанПиН 2963-84 ; чинний від 1996-08-01. – К. : МОЗ України, 1996. – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0488-96>.
29. **36.** Кодекс цивільного захисту України [Електронний ресурс] – Чинний від 2012-11-21. : станом на 01.01.2020 р. – К. : ВР України, 2012. 21 – Режим доступу: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/5403-17>. – (Закон України)

ДОДАТОК А
РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ ПОВНОГО РОБОЧОГО ЦИКЛУ
ДВЗ

Таблиця А.1 – Протокол результатів теплового розрахунку

φ°	$p, \text{Па}$	$T, \text{К}$	$M, \text{кг}$	$V, \text{м}^3$
180	86140	366,8	0,0002959	0,0003616
190	86960	368,5	0,0002959	0,0003599
200	88990	371,7	0,0002959	0,0003547
210	92380	376,5	0,0002959	0,0003461
220	97390	382,9	0,0002959	0,0003339
230	104500	391,4	0,0002959	0,0003182
240	114200	402,3	0,0002959	0,0002991
250	127600	415,9	0,0002959	0,0002767
260	146200	433,1	0,0002959	0,0002516
270	172200	454,4	0,0002959	0,0002241
280	209300	481,1	0,0002959	0,0001952
290	263700	514,4	0,0002959	0,0001657
300	345400	556,1	0,0002959	0,0001367
310	471600	608	0,0002959	0,0001095
320	670200	672,1	0,0002959	0,00008516
330	979600	748,2	0,0002959	0,00006487
340	1422000	830,3	0,0002959	0,0000496
350	1928000	910,6	0,000296	0,00004012
360	2602000	1126	0,000297	0,0000369
370	3692000	1711	0,0003016	0,00004012
380	4649000	2596	0,0003095	0,0000496
390	4094000	2943	0,0003144	0,00006487
400	2917000	2747	0,0003152	0,00008516
410	2070000	2506	0,0003152	0,0001095
420	1529000	2311	0,0003152	0,0001367
430	1176000	2154	0,0003152	0,0001657
440	939600	2028	0,0003152	0,0001952
450	776700	1925	0,0003152	0,0002241
460	661700	1840	0,0003152	0,0002516
470	579000	1772	0,0003152	0,0002767
480	518600	1715	0,0003152	0,0002991
490	474300	1669	0,0003152	0,0003182
500	441700	1631	0,0003152	0,0003339
510	418100	1600	0,0003152	0,0003461
520	401600	1575	0,0003152	0,0003547
530	390900	1556	0,0003152	0,0003599
540	385500	1541	0,0003152	0,0003616

Таблиця А.2 – Протокол результатів динамічного розрахунку

φ°	P,Н	N,Н	S,Н	K,Н	T,Н	Mi, Н•м
0	-13000	0	-13000	-13000	0	0
20	-11700	-1230	-11700	-10500	-5150	-189
40	-8160	-1640	-8330	-5200	-6500	-239
60	-3500	-962	-3630	-915	-3510	-129
80	1060	336	1110	-146	1100	40,5
100	4490	1420	4710	-2180	4180	154
120	6390	1760	6630	-4720	4650	171
140	6980	1400	7120	-6250	3410	125
160	6900	727	6940	-6730	1680	61,6
180	6790	0	6790	-6790	0	0
200	6910	-728	6950	-6750	-1680	-61,8
220	7030	-1410	7170	-6290	-3440	-126
240	6510	-1790	6750	-4810	-4740	-174
260	4760	-1510	4990	-2310	-4430	-163
280	1610	-508	1680	-221	-1670	-61,3
300	-2350	646	-2440	-615	2360	86,7
320	-5580	1120	-5700	-3560	4450	163
340	-5770	608	-5810	-5220	2550	93,6
360	-1860	0	-1860	-1860	0	0
380	8480	894	8530	7670	3740	137
400	4340	872	4430	2770	3460	127
420	2880	792	2990	754	2890	106
440	4830	1530	5070	-666	5020	185
460	7040	2230	7380	-3410	6540	240
480	8300	2280	8610	-6130	6050	222
500	8550	1720	8720	-7650	4180	154
520	8300	874	8340	-8090	2020	74,1
540	8110	0	8110	-8110	0	0
560	7040	-741	7080	-6870	-1710	-62,8
580	7110	-1430	7260	-6370	-3480	-128
600	6520	-1790	6760	-4820	-4750	-175
620	4630	-1460	4850	-2250	-4300	-158
640	1200	-378	1250	-165	-1240	-45,7
660	-3360	925	-3490	-880	3370	124
680	-8030	1610	-8190	-5120	6400	235
700	-11500	1220	-11600	-10400	5090	187
720	-12800	0	-12800	-12800	0	0
					(Mi) _{ср} =	27,05

Таблиця А.3 – Протокол розрахунку набігаючих моментів

φ°	$M_1, \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_2,$	$M_3,$	$M_4, \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_{кр},$	$M_{крср}, \text{Н}\cdot\text{м}$
0	0	0	0	0	0	
20	-189	-61,8	-62,8	137	-176	
40	-239	-126	-128	127	-366	
60	-129	-174	-175	106	-372	
80	40,5	-163	-158	185	-95,6	
100	154	-61,3	-45,7	240	287	
120	171	86,7	124	222	604	
140	125	163	235	154	678	
160	61,6	93,6	187	74,1	416	
180	0	0	0	0	0	
200	-61,8	137	-189	-62,8	-176	
220	-126	127	-239	-128	-366	
240	-174	106	-129	-175	-372	
260	-163	185	40,5	-158	-95,6	
280	-61,3	240	154	-45,7	287	
300	86,7	222	171	124	604	
320	163	154	125	235	678	
340	93,6	74,1	61,6	187	416	
360	0	0	0	0	0	108,2
380	137	-62,8	-61,8	-189	-176	
400	127	-128	-126	-239	-366	
420	106	-175	-174	-129	-372	
440	185	-158	-163	40,5	-95,6	
460	240	-45,7	-61,3	154	287	
480	222	124	86,7	171	604	
500	154	235	163	125	678	
520	74,1	187	93,6	61,6	416	
540	0	0	0	0	0	
560	-62,8	-189	137	-61,8	-176	
580	-128	-239	127	-126	-366	
600	-175	-129	106	-174	-372	
620	-158	40,5	185	-163	-95,6	
640	-45,7	154	240	-61,3	287	
660	124	171	222	86,7	604	
680	235	125	154	163	678	
700	187	61,6	74,1	93,6	416	
720	0	0	0	0	0	

Таблиця А.3 – Протокол розрахунку набігаючих моментів

φ°	$M_1,$ Н•м	$M_2,$ Н•м	$M_3,$ Н•м	$M_4,$ Н•м	$M_5,$ Н•м	$M_6,$ Н•м	$M_{кр},$ Н•м	$M_{крср},$ Н•м
0	0	0	0	0	0	0	0	
20	-189	-61,8	-62,8	137	-176	0	0	
40	-239	-126	-128	127	-366	0	0	
60	-129	-174	-175	106	-372	0	0	
80	40,5	-163	-158	185	-95,6	0	0	
100	154	-61,3	-45,7	240	287	0	0	
120	171	86,7	124	222	604	0	0	
140	125	163	235	154	678	0	0	
160	61,6	93,6	187	74,1	416	0	0	
180	0	0	0	0	0	0	0	
200	-61,8	137	-189	-62,8	-176	0	0	
220	-126	127	-239	-128	-366	0	0	
240	-174	106	-129	-175	-372	0	0	
260	-163	185	40,5	-158	-95,6	0	0	
280	-61,3	240	154	-45,7	287	0	0	
300	86,7	222	171	124	604	0	0	
320	163	154	125	235	678	0	0	
340	93,6	74,1	61,6	187	416	0	0	
360	0	0	0	0	0	0	0	108,2
380	137	-62,8	-61,8	-189	-176	0	0	
400	127	-128	-126	-239	-366	0	0	
420	106	-175	-174	-129	-372	0	0	
440	185	-158	-163	40,5	-95,6	0	0	
460	240	-45,7	-61,3	154	287	0	0	
480	222	124	86,7	171	604	0	0	
500	154	235	163	125	678	0	0	
520	74,1	187	93,6	61,6	416	0	0	
540	0	0	0	0	0	0	0	
560	-62,8	-189	137	-61,8	-176	0	0	
580	-128	-239	127	-126	-366	0	0	
600	-175	-129	106	-174	-372	0	0	
620	-158	40,5	185	-163	-95,6	0	0	
640	-45,7	154	240	-61,3	287	0	0	
660	124	171	222	86,7	604	0	0	
680	235	125	154	163	678	0	0	
700	187	61,6	74,1	93,6	416	0	0	
720	0	0	0	0	0	0	0	

Таблиця А.3 – Протокол розрахунку набігаючих моментів

[illegible]

Таблиця А.4 - Навантаження на корінні шийки

φ°	1-й кривошип		2-я коренная шейка				φ°	2-й кривошип		3-я коренная шейка				φ°	3-й кривошип	
	Т ₁ ', Н	К _{рп1} ', Н	Т _{к2} , Н	К _{к2} , Н	Т _{кп2} , Н	Р _{кп2} , Н		Т ₂ ', Н	К _{рп2} ', Н	Т _{к3} , Н	К _{к3} , Н	Т _{кп3} , Н	Р _{кп3} , Н		Т ₃ ', Н	К _{рп3} ', Н
1	2	3	4	5	6		7	8	9	10	11	12		13	14	15
0	0	15300	0	3090	3090		180	0	-12200	0	-25100	25100		540	0	-12900
20	2570	14100	1730	1900	2570		200	-840	-12200	-1700	-24500	24500		560	-855	-12300
40	3250	11400	1530	-545	1630		220	-1720	-12000	-3460	-24000	24200		580	-1740	-12000
60	1750	9290	-618	-1950	2040		240	-2370	-11200	-4750	-22500	23000		600	-2380	-11200
80	-552	8910	-2760	-1080	2970		260	-2210	-9990	-4360	-19900	20400		620	-2150	-9960
100	-2090	9920	-2920	979	3080		280	-835	-8940	-1460	-17900	17900		640	-621	-8920
120	-2330	11200	-1150	2050	2350		300	1180	-9140	2870	-18400	18600		660	1690	-9270
140	-1710	12000	518	1350	1440		320	2220	-10600	5420	-22000	22700		680	3200	-11400
160	-839	12200	434	759	874		340	1270	-11400	3820	-25500	25800		700	2540	-14000
180	0	12200	0	2460	2460		360	0	-9770	0	-25100	25100		0	0	-15300
200	840	12200	2710	7210	7700		380	1870	-5000	-703	-19100	19100		20	-2570	-14100
220	1720	12000	3450	4530	5690		400	1730	-7450	-1520	-18900	18900		40	-3250	-11400
240	2370	11200	3820	2780	4720		420	1440	-8460	-309	-17700	17700		60	-1750	-9290
260	2210	9990	4720	821	4800		440	2510	-9170	3060	-18100	18300		80	552	-8910
280	835	8940	4110	-1600	4410		460	3270	-10500	5360	-20500	21200		100	2090	-9920
300	-1180	9140	1840	-2760	3320		480	3020	-11900	5350	-23100	23700		120	2330	-11200
320	-2220	10600	-134	-2050	2050		500	2090	-12700	3800	-24600	24900		140	1710	-12000
340	-1270	11400	-265	-1440	1460		520	1010	-12900	1850	-25100	25100		160	839	-12200
360	0	9770	0	-3120	3120		540	0	-12900	0	-25100	25100		180	0	-12200
380	-1870	5000	-2730	-7270	7760		560	-855	-12300	-1700	-24500	24500		200	-840	-12200
400	-1730	7450	-3470	-4570	5740		580	-1740	-12000	-3460	-24000	24200		220	-1720	-12000
420	-1440	8460	-3820	-2780	4730		600	-2380	-11200	-4750	-22500	23000		240	-2370	-11200
440	-2510	9170	-4660	-790	4730		620	-2150	-9960	-4360	-19900	20400		260	-2210	-9990

Продовження табл.А.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
460	-3270	10500	-3890	1620	4220	640	-621	-8920	-1460	-17900	17900	280	-835	-8940
480	-3020	11900	-1340	2620	2940	660	1690	-9270	2870	-18400	18600	300	1180	-9140
500	-2090	12700	1110	1270	1680	680	3200	-11400	5420	-22000	22700	320	2220	-10600
520	-1010	12900	1540	-1170	1930	700	2540	-14000	3820	-25500	25800	340	1270	-11400
540	0	12900	0	-2430	2430	0	0	-15300	0	-25100	25100	360	0	-9770
560	855	12300	-1720	-1840	2520	20	-2570	-14100	-703	-19100	19100	380	1870	-5000
580	1740	12000	-1510	583	1620	40	-3250	-11400	-1520	-18900	18900	400	1730	-7450
600	2380	11200	622	1950	2050	60	-1750	-9290	-309	-17700	17700	420	1440	-8460
620	2150	9960	2700	1050	2900	80	552	-8910	3060	-18100	18300	440	2510	-9170
640	621	8920	2710	-1010	2890	100	2090	-9920	5360	-20500	21200	460	3270	-10500
660	-1690	9270	640	-1920	2020	120	2330	-11200	5350	-23100	23700	480	3020	-11900
680	-3200	11400	-1490	-566	1600	140	1710	-12000	3800	-24600	24900	500	2090	-12700
700	-2540	14000	-1710	1850	2510	160	839	-12200	1850	-25100	25100	520	1010	-12900
720	0	15300	0	3090	3090	180	0	-12200	0	-25100	25100	540	0	-12900