

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Транспортний факультет
Двигуни внутрішнього згорання

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)
магістра

на тему Дослідження впливу рівня форсування на запас надійності деталей
кривошипно-шатунного механізму бензинового 4-тактного двигуна для
спортивного автомобіля

(Research of the influence of the level of forcing on the margin of reliability of the
parts of the slider-crank linkage of a gasoline 4-stroke engine for a sports car)

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

Керівник старший викладач
СЛИНЬКО Віра Василівна

Рецензент завідувач кафедри технології
Машинобудування, к.т.н., доцент
ДЯДЯ Сергій Іванович

Запоріжжя
2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Інститут, факультет Транспортний факультет
Кафедра Двигуни внутрішнього згорання
Ступінь вищої освіти магістр
Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»
Освітня програма (спеціалізація) «Двигуни внутрішнього згорання»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ДВЗ



СЛИНЬКО Г. І.

20 грудня 2023 року


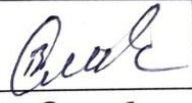

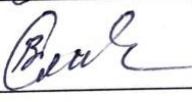
ЗАВДАННЯ

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

БАРАНІК Олександр Валентинович

1. Тема проекту (роботи) Дослідження впливу рівня форсування на запас надійності деталей кривошипно-шатунного механізму бензинового 4-тактного двигуна для спортивного автомобіля керівник проекту (роботи) старший викладач СЛИНЬКО Віра Василівна
затверджені наказом вищого навчального закладу від 28.11.2023 р. №483
 2. Строк подання студентом проекту (роботи) 12.12.2023 р.
 3. Вихідні дані до проекту (роботи) бензиновий 4-тактний двигун MeM3-307 номінальною потужністю 51.5 кВт при 5800 хв⁻¹
 4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) аналіз літератури за темою дослідження; аналіз конструкції двигуна; основні положення методики досліджень; розрахунок на міцність шатунної групи та колінчастого вала двигуна; дослідження запасів міцності при різних рівнях форсування двигуна, аналіз отриманих результатів
 5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
-
-

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада керівника, консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-6	Слинько В.В., ст. викладач кафедри «Двигуни внутрішнього згорання»		
нормо-контроль	Слинько В.В., ст. викладач кафедри «Двигуни внутрішнього згорання»		

7. Дата видачі завдання «01» вересня 2023 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	05.09.2023	
2	Аналіз літературних джерел	10.09.2023	
3	Обґрунтування актуальності дослідження	20.09.2023	
4	Аналіз конструкції двигуна MeM3-307	30.09.2023	
5	Розробка методики дослідження	10.10.2023	
6	Тепловий розрахунок двигуна на номінальному режимі	25.10.2023	
7	Дослідження впливу рівня форсування на запас надійності деталей кривошипно-шатунного механізму двигуна	15.11.2023	
8	Формування висновків з магістерської роботи	25.11.2023	
9	Оформлення магістерської роботи, нормоконтроль	30.11.2023	
10	Розробка презентації та доповіді до захисту	05.12.2023	
11	Подання роботи до захисту	12.12.2023	

Студент
Керівник проекту (роботи)


(підпис)

(підпис)

БАРАНІК М.М.
(прізвище та ініціали)
СЛИНЬКО В.В.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Магістерська випускна робота: 94 с., 6 розд., 8 табл., 20 рис., 15 джерел.

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, ЗАПАС МІЦНОСТІ, ТЕОРЕТИЧНО НЕОБХІДНА КІЛЬКІСТЬ ПОВІТРЯ, КУТ ВИПЕРЕДЖЕННЯ ЗАПАЛЮВАННЯ, НАПОВНЕННЯ, ТИСК, ТЕМПЕРАТУРА.

Об'єкт дослідження – запаси міцності деталей кривошипно-шатунного механізму чотиритактного бензинового двигуна.

Предмет дослідження – вплив рівня форсування ДВЗ на запаси міцності деталей його кривошипно-шатунного механізму.

Мета роботи – поліпшити ефективні показники бензинового двигуна внутрішнього згорання шляхом з урахуванням підвищених навантажень на його складові частини.

На підставі уточненої, з урахуванням застосування зріджених вуглеводневих газів, фізико-математичної моделі робочого циклу ДВЗ другого рівня, розроблена методика визначення коефіцієнта витіснення повітря газовим паливом. Дана методика, дозволяє більш точно визначати циклове наповнення при використанні газових палив. Випробуваний алгоритм визначення оптимального кута випередження запалювання по положенню піку тиску щодо верхньої мертвої точки положення поршня.

ЗМІСТ

Реферат	4
Зміст.....	5
Умовні позначення.....	6
Вступ.....	7
1 Аналіз способів форсування бензинових ДВЗ та їх вплив на надійність кривошипно-шатунного механізму.....	9
1.1. Способів форсування бензинових ДВЗ.....	9
1.2. Призначення систем наддуву ДВЗ .Основні схеми наддуву.....	10
1.3. Шатунна група ДВЗ	16
2 МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА УСТАТКУВАННЯ	20
2.1 Конструкція і технічна характеристика базового двигуна	20
2.2. Модернізація двигуна	22
2.3. Визначення особливостей розрахунку.....	23
3. Тепловий розрахунок двигуна на номінальному режимі	25
3.1 Тепловий розрахунок.....	25
3.2 Контроль результатів розрахунку	35
4. Динамічний розрахунок двигуна на номінальному режимі	37
4.1 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму	38
4.2 Сили інерції обертових мас.....	39
4.3 Сили, що діють на шатунну і корінну шийки колінчастого валу	41
4.4 Моменти, що діють в кривошипно-шатунному механізмі	47
5 Розрахунок на міцність.....	48
5.1 Розрахунок на міцність шатуна	48
5.2 Розрахунок на міцність шатунних болтів.....	61
5.3 Розрахунок колінчастого вала	64
6 Дослідження впливу рівня форсування на запас надійності деталей кривошипно-шатунного механізму ДВИГУНА МЕМЗ-307.....	78
6.1 Вплив підвищеного тиску повітря від привідного компресора на техніко-економічні показники двигуна МЕМЗ-307	78
6.2 Вплив рівня форсування на запас надійності деталей КШМ.....	80
6.3 Висновки за розділом	84
Висновки	86
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	87
ДОДАТКИ.....	89

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

к/в – колінчастий вал;

λ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

ППС – паливо-повітряна суміш;

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

КШМ – кривошипно-шатунний механізм;

ГРМ – газорозподільний механізм;

КВЗ – кут випередження запалювання;

ТНКП – теоретично необхідна кількість повітря;

ВСТУП

Актуальність теми

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

Використання наддуву в двигуні в поєднанні з оптимізацією процесів сумішоутворення і регулювань є важливим фактором зменшення шкідливих викидів з відпрацьованими газами і збільшення ККД циклу. Застосування систем наддуву і підвищення у зв'язку з цим максимального та середнього тиску в циліндрах призводить до зростання сил що діють в циліндро-поршневій групі та передаються деталям кривошипно-шатунного механізму.

Мета і завдання дослідження – визначити вплив рівня форсування на запаси надійності кривошипно-шатунного механізму бензинового чотиритактного двигуна (на прикладі двигуна MeM3-307)

Для досягнення мети вирішувалося ряд завдань:

- аналіз способів форсування бензинових чотиритактних двигунів внутрішнього згорання;
- вибір методики проведення експерименту по визначенню оптимальних параметрів ,
- розрахунок робочого процесу і показників двигуна (MeM3-307);
- розрахунок на міцність шатунної групи та колінчастого валу ДВЗ при різних значеннях тиску наддуву.

Об'єкт дослідження – стан кривошипно-шатунного механізму бензинового двигуна MeM3-307 з привідним компресором.

Предмет дослідження – робочий процес і запаси надійності кривошипно-шатунного механізму бензинового двигуна.

Наукова новизна роботи:

- роботи полягає в тому що, було отримано розрахункові результати досліджень впливу рівня форсування на запас надійності деталей кривошипно-шатунного механізму бензинового 4-тактного двигуна ДВЗ.

- за допомогою програмного комплексу «DVS-2» змодельовано вплив тиску повітря на рівень форсування, робочий процес, техніко-економічні показники та запаси надійності деталей КШМ чотиритактного бензинового ДВЗ.

- оптимізовано значення тиску і ступеня стиснення бензинового двигуна (MeMЗ-307), що забезпечують найбільш ефективну роботу .

Практична цінність досягнутих результатів

Визначено залежності запасів міцності від рівня форсування методом підвищення тиску наддуву та проведено оцінку впливу на запаси надійності деталей кривошипно-шатунного механізму. Отримати поліпшені експлуатаційні та ефективні показники бензинового ДВЗ MeMЗ-307 для спортивного автомобіля: ефективна потужність збільшилась на 46,4 %, при незначному збільшенні питомої ефективної витрати палива на 5,6 % в порівнянні з базовими характеристиками.

Обґрунтовано можливі способи подальшого підвищення потужності досліджуваного ДВЗ за умови підвищення механічних характеристик деталей кривошипно-шатунного механізму.

Особистий внесок дослідника

1 Виконано попередні розрахунки для визначення вихідних параметрів для розрахунку основних показників на різних видах палива.

2. Розроблено методику проведення теоретичних досліджень.

3. Встановлено вплив рівня форсування на запаси міцності деталей кривошипно-шатунного механізму ДВЗ.

1 АНАЛІЗ СПОСОБІВ ФОРСУВАННЯ БЕНЗИНОВИХ ДВЗ ТА ЇХ ВПЛИВ НА НАДІЙНІСТЬ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ.

1.1. Способів форсування бензинових ДВЗ

Удосконалення двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) йде по шляху підвищення їх питомої потужності, надійності і довговічності, зменшення маси і габаритів, розробці та створення нових схем двигунів [2, 23, 31].

З моменту появи перших безкінних екіпажів з поршневими двигунами, почалася боротьба конструкторів за підвищення питомої потужності двигунів.

Відомі цілий ряд способів підвищення питомої потужності двигунів, найбільш поширеними з яких є наступні: різні види наддуву, застосування впускного каналу змінної довжини, регулювання механізму газорозподілу, оптимізація конфігурації впускної системи. Застосування цих способів дозволяє поліпшити наповнення циліндра свіжим зарядом, що в свою чергу підвищує потужність двигуна і в цілому його техніко-економічні та експлуатаційні показники [15].

Найбільш широко застосовуваним способом є наддув двигуна, який полягає в підвищенні маси повітря в циліндрі за допомогою різних нагнітачів. Історично наддув почав формуватися з розвитком авіації під час Першої світової війни, що визначалося втратами потужності при наборі висоти внаслідок зниження атмосферного тиску. Наприклад, на висоті близько 5400 метрів потужність двигуна знижується майже на 50% і наддув виявився тим засобом, яке дозволило вирішити дану проблему [30].

При цьому до 40-50 рр. минулого століття застосовувалися в основному поршневі компресори (ПК), що мають такі переваги: відносно високий ККД і ступінь підвищення тиску; висока надійність, відносно низька вартість. З недоліків можна відзначити невірноваженість, пульсації тиску.

На сьогодні найбільш популярними є газотурбінний наддув та наддув за допомогою об'ємних лопатевих привідних компресорів.

1.2. Призначення систем наддуву ДВЗ .Основні схеми наддуву.

Внаслідок збільшення останнім часом вантажопідйомності та швидкості руху автомобілів стало необхідним підвищення потужності їх двигунів без суттєвого збільшення габаритних розмірів і маси. Відомо, що потужність двигуна пропорційна масі свіжого заряду, який надходить в циліндри, а ця величина пропорційна густині заряду. Тобто, збільшуючи густину свіжого заряду, можна спалити в камерах згоряння більшу кількість паливо повітряної суміші та отримати більшу потужність двигуна з одиниці його робочого об'єму. У цьому випадку свіжий заряд (повітря або горюча суміш) подається в циліндри під тиском. Цей спосіб називається наддувом двигунів.

Щоб забезпечити дуже жорсткі норми по токсичності, відомі як Euro 3, конструкторам доведеться шукати нові шляхи кардинальної модернізації поршневих моторів. І швидше за все, при цьому забути про наддув не вдасться.

Один із шляхів - створення двигунів, що реалізують цикли з внутрішнім охолодженням (цикли Міллера-Аткінсона) з обов'язковим застосуванням наддуву або механічного, або комбінованого.

Класифікація систем наддуву

Системи наддуву автомобільних двигунів класифікуються за різними ознаками.

За джерелом енергії для наддуву:

1) системи, що використовують енергію відпрацьованих газів:

а) системи з турбокомпресором (ТК);

б) системи з хвильовим обмінником тиску (ХОТ);

2) системи, що використовують енергію ДВЗ (системи з приводним компресором (ПК);

3) комбіновані системи (ТК і ПК);

4) системи, які використовують енергію хвильових коливань на впуску

(акустичний або динамічний наддув).

За ступенем підвищення тиску заряду в компресорі:

1) низький наддув ($k < 1,9$), який забезпечує приріст потужності двигуна на 20...35%;

2) середній наддув ($1,9 > k < 2,5$), який забезпечує приріст потужності на 35...50 %;

3) високий наддув ($k > 2,5$), який забезпечує приріст потужності на 50% і більше.

Механічні нагнітачі (по англ. Supercharger) дозволяють досить простим способом істотно підняти потужність мотора.

Маючи привід безпосередньо від колінчастого вала двигуна, компресор здатний закачувати повітря в циліндри при мінімальних обертах без затримки збільшувати тиск наддуву пропорційно оборотам мотора. Але у них є і недоліки. Вони знижують ККД ДВС, так як на їх привід витрачається частина потужності, що виробляється силовим агрегатом. Системи механічного наддуву займають більше місця, вимагають спеціального приводу (зубчастий ремінь або шестерний привід) і видають підвищений шум.

Показники роботи комбінованого ДВС у великій мірі залежать від ефективності роботи компресійного пристрою агрегату наддува - повітряного компресора. Це відноситься не тільки до потужності комбінованого ДВС на номінальному режимі, але і до характеру зміни потужності і питомої витрати палива в залежності від частоти обертання колінчастого вала або навантаження. Велике значення мають пускові якості, можливість стійкої бездимної роботи на холостому ході і на режимах малих навантажень, а

також забезпечення належної якості робочого циклу на несталіх і перехідних режимах, необхідної прийомистості і пристосовності комбінованих ДВС.

Зазначене визначає специфічні вимоги до компресорів агрегати газотурбінного наддуву комбінованих ДВС

- компресор комбінованого ДВС повинен забезпечувати подачу повітря з параметрами, необхідними для отримання заданої потужності при високій паливній економічності, допустимій механічній і тепловій навантаженості деталей;

- ступінь підвищення тиску і витрата повітря, створювані когось компресорів, повинні забезпечувати отримання необхідного запасу крутного моменту на необхідних режимах роботи;

- режим спільної роботи поршневої частини комбінованого ДВС і компресора повинен бути віддаленим від кордону нестійкої роботи - лінії помпажа - на характеристиці компресора при досить високому ККД;

- для забезпечення необхідної прийомистості комбінованого ДВС компресор в складі турбокомпресора, що має газову зв'язок з поршневою частиною, повинен мати мінімальну інерційність ротора для швидкої зміни робочого режиму і недопущення зниження коефіцієнта надлишку повітря при перевантаженнях.

Крім специфічних вимог до компресорів агрегатів наддуву пред'являється ряд загальних вимог

- висока експлуатаційна надійність, простота конструкції і довговічність, що визначається призначенням комбінованого ДВС;

- технологічність конструкції;

- мінімальний рівень шуму.

Принципова схема комбінованого двигуна з механічним наддувом приведена на рис. 1.1. Колесо компресора має високу частоту обертання завдяки зв'язку з колінчастим валом двигуна через редуктор (мультиплікатор). Як компресійних пристроїв при механічному нагнітанні можуть використовуватися поршневі, відцентрові, осьові і роторні

компресори. При такій схемі забезпечується тиск наддувочного повітря в інтервалі 0,15 ... 0,28 МПа. При великих значеннях тиску наддуву потужність, що витрачається на привід нагнітача, може виявитися чималою, і використання механічного наддуву може виявитись недостатньо ефективною.

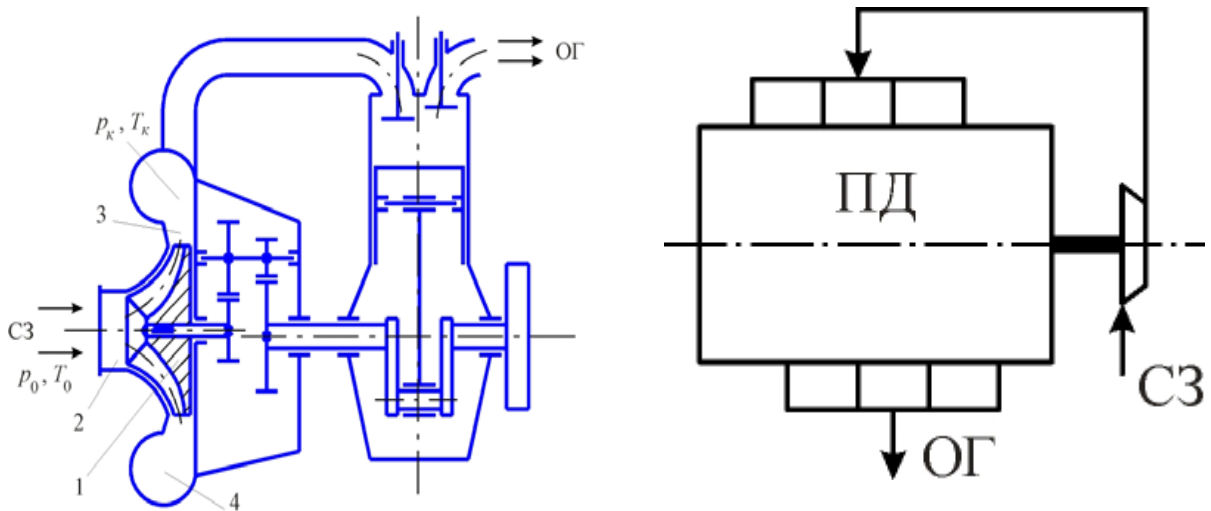


Рисунок 1.1 – Принципова схема комбінованого двигуна з механічним способом наддуву

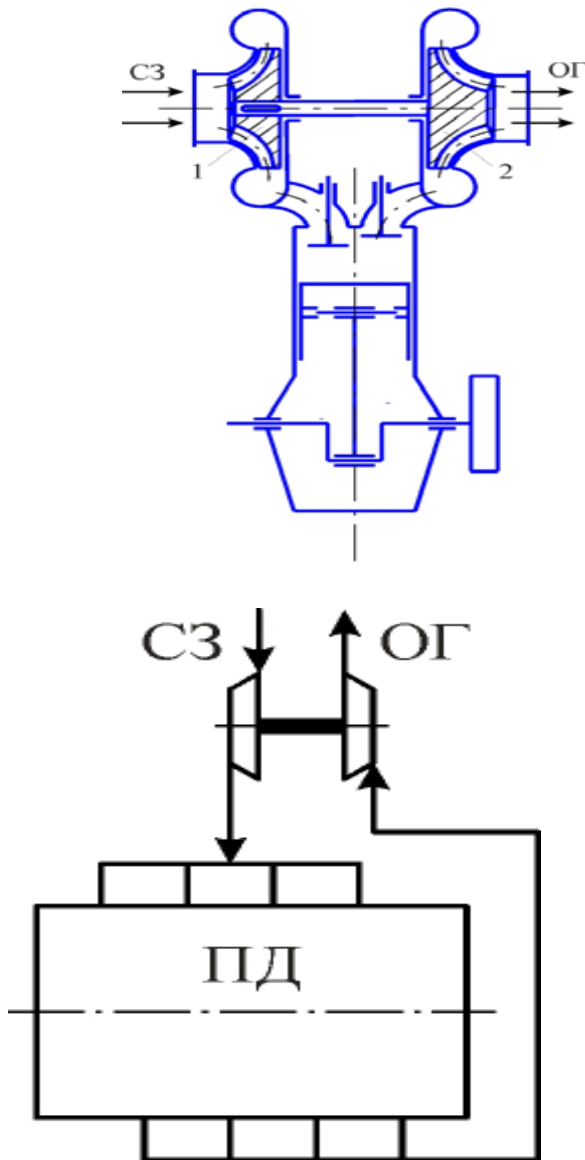
1 - колесо компресора; 2 - вхідний пристрій; 3 - дифузор; 4 - збірники повітря

Водночас відсутність турбоями для такого типу нагнітачів може стати значною перевагою для спортивних автомобілів.

Відпрацьовані гази двигунів мають значний запас теплової і кінетичної енергії, яка в разі механічного наддуву виявляється невикористаною. Цим недоліком не володіють комбіновані двигуни з газотурбінним наддувом. Принципова схема такого двигуна з газотурбінним наддувом представлена на рис. 1.2.

Незважаючи на переваги використання енергії відпрацьованих газів для приводу компресора в системах газотурбінного наддуву, головним

недоліком таких агрегатів є нелінійність зростання тиску при зростанні навантаження і частоти обертання двигуна.



1 - колесо компресора; 2 - колесо турбіни

Рис. 1.2. Принципова схема комбінованого двигуна з газотурбінним способом наддуву

До недоліків двигуна з газотурбінним наддувом слід також віднести дорогий ремонт та обслуговування турбокомпресора.

Існує два види механічних нагнітачів: об'ємні і відцентрові.

Типовими представителями об'ємних нагнітачів є нагнітач Roots і компресор Lysholm. На поточний момент найдосконаліші системи

турбонаддува вважаються двигуни TSI (Volkswagen) і TFSI (Audi). Але не сильно відстають і японські виробники, такі як EJ20 (Subaru), 13B-REW (Mazda), RB26DETT (от Nissan), 2JZ-GTE (Toyota), 4G63 (Mitsubishi) (рис.1.3).

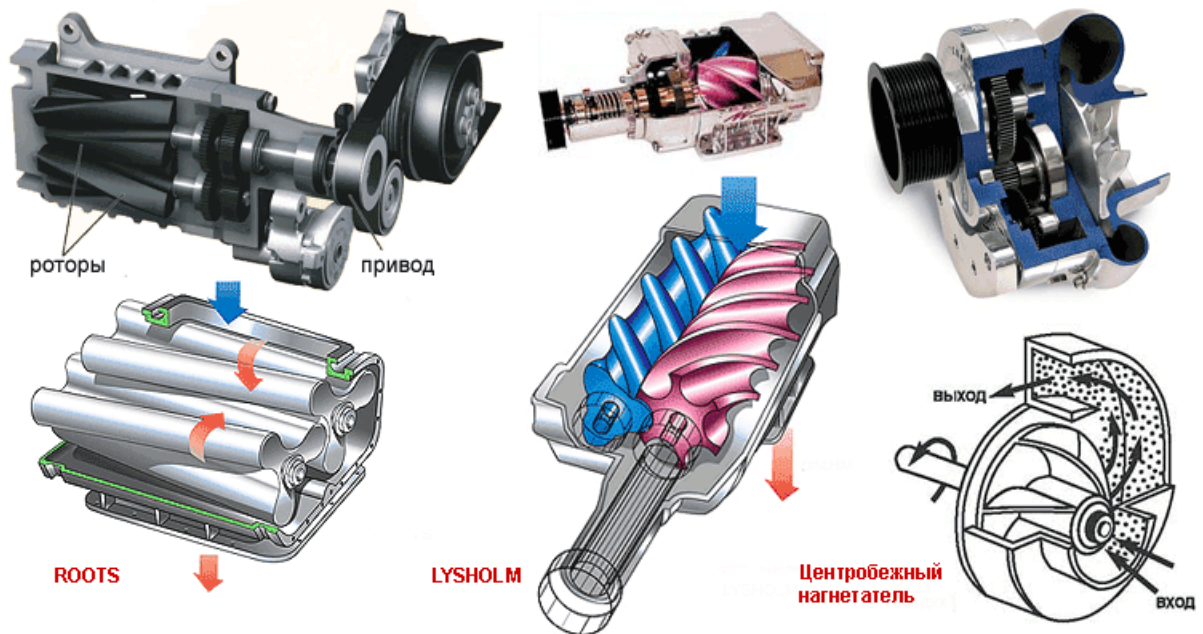


Рисунок. 1.3 – Механічні нагнітачі.

Основними параметрами наддуву є тиск надувочного повітря і глибина його охолодження. Очевидно, що підвищення тиску забезпечує підвищення літрової потужності, одночасно приводячи до збільшення теплових і механічних навантажень на деталі двигуна. Підвищення тиску на впуску істотно впливає на перебіг робочого циклу ДВС. В свою чергу параметри циклу визначають економічність і надійність двигуна, тому їх залежність від параметрів наддуву становить практичний інтерес.

1.3. Шатунна група ДВЗ

Шатун служить для передачі зусилля від поршневого кільця до колінчастого валу і їх з'єднання.

Шатун з'єднує поршень через поршневий палець з шатунною шийкою колінчастого вала. Внаслідок того, що на шатун діють значні зусилля, які розтягують або стискають його стержень, шатуни повинні бути міцними, жорсткими і легкими. Шатуни виготовляють з високоякісної сталі, потім піддають термічній обробці (загартовуванню та відпуску). Шатун (див. рис.1.4) складається з верхньої та нижньої головок і стержня.

Верхня головка не рознімна. Для зменшення тертя шатуна з поршневим пальцем у верхню головку запресовують підшипник, виготовлений у вигляді бронзової або сталльної втулки з шаром бронзи. Змащення поршневого пальця здійснюється завдяки отворах у верхній головці, які вловлюють краплини масла.

Стержень шатуна для більшої міцності двотавровий і переходить у нижню та верхню головки. Така конструкція забезпечує необхідну міцність і жорсткість при мінімальній масі.

Площина роз'яття нижньої головки перпендикулярна до осі симетрії шатуна (дизелі Д-21А, Д-120, Д-37Е, Д-Н4, Д-245) або розміщена під кутом 45° до вертикальної осі шатуна (дизелі Д-65, А-41, СМД-60). Кришку 10 нижньої головки шатуна кріплять до нього двома болтами 8, виготовленими з високоякісної сталі. Гайки болтів шатуна затягують динамометричним ключем і ретельно шплінтують або стопорять спеціальними стопорними шайбами.

Нижню головку шатуна і кришку розточують разом для отримання отвору правильної циліндричної форми. Тому, кришку не можна перевертати або переставляти на інші шатуни. На шатунах і кришках з одного боку ставлять необхідні для цього мітки.

У нижній головці шатунів встановлюють підшипники ковзання, що складаються з двох вкладишів. Взаємозамінні тонкостінні вкладиші виготовлені із сталеві стрічки (товщиною 1,3 - 1,8 мм для карбюраторних двигунів і 2 - 3,6 мм для дизелів), залитої антифрикційним сплавом АСМ, АСМТ, АО-20 (товщина шару відповідно 0,25 - 0,40 мм і 0,3 - 0,7 мм). Застосування сталюалюмінієвих вкладишів з тонким антифрикційним шаром забезпечує надійну роботу підшипника при малому зазорі між шийкою валу і вкладишами. На дизелі автомобіля КамАЗ-5320 застосовують тришарові взаємозамінні шатунні вкладиші, залиті тонким шаром свинцевої бронзи.

Від осьового зсуву і прокручування шатунні підшипники утримуються в своїх гніздах вусиками, що входять в пази, які розташовані на одній стороні шатуна. Масло до вкладишів надходить по каналах, виконаних в колінчастому валу, коли ті під час його обертання співпадають з отворами вкладишів. За допомогою каналу на внутрішній поверхні масло рівномірно розподіляється по поверхні вкладиша.

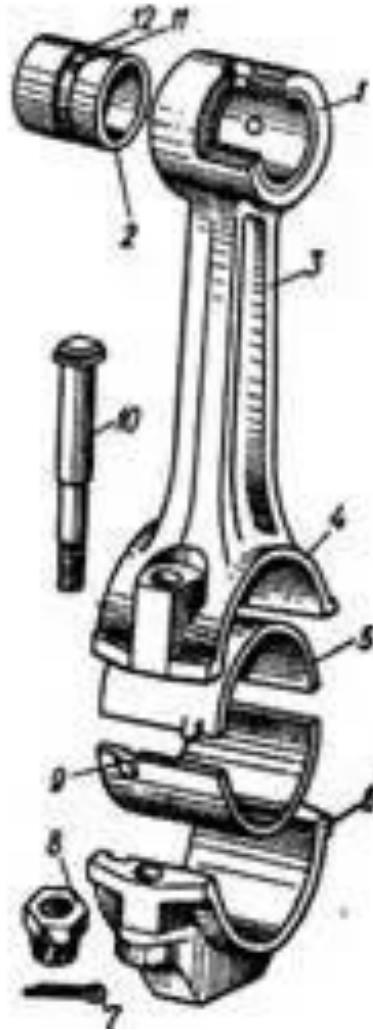


Рис 1.4 . Шатун і шатунні підшипники: 1 – верхня головка; 2 - втулка верхньої головки; 3 - стержень; 4 - нижня головка; 5 - вкладиш шатунного підшипника; 6 - кришка нижньої головки; 7 – шплінт; 8 – гайка; 9 - вус-фіксатор; 10 - шатунний

На поршневих ДВЗ з ростом ступеня наддуву зростають термічні навантаження на турбокомпресор (ТКР), циліндропоршкову групу, шатунну групу, випускні колектора. Так, на сучасних дизелях максимальний тиск згоряння p_k становить 20 МПа, середнє ефективне тиск P_e досягає $2 \div 3$ МПа. Температури на впуску і випуску відповідно 50 і 650 ° С. Підвищення температури випускних газів призводить до збільшення термічних і механічних навантажень на ТКР, на підшипників вузол та шатунну групу. ТКР може виходити з ладу через зношування деталей.

Тому комплексне розрахунково-експериментальне дослідження умов роботи деталей кривошипно-шатунного механізму бензинового ДВЗ для

спортивного автомобіля є актуальним. Дана робота присвячена розробці методів розрахунку температурного, напружено-деформованого стану та запасу міцності шатунної групи та колінчастого валу.

Таким чином актуальною є задача вибору оптимальних параметрів наддуву з урахуванням максимального числа факторів, в тому числі і режиму роботи двигуна.

1.4 Висновки

Для визначення впливу рівня форсування на запаси міцності деталей кривошипно-шатунного механізму бензинового двигуна необхідно вирішити ряд задач:

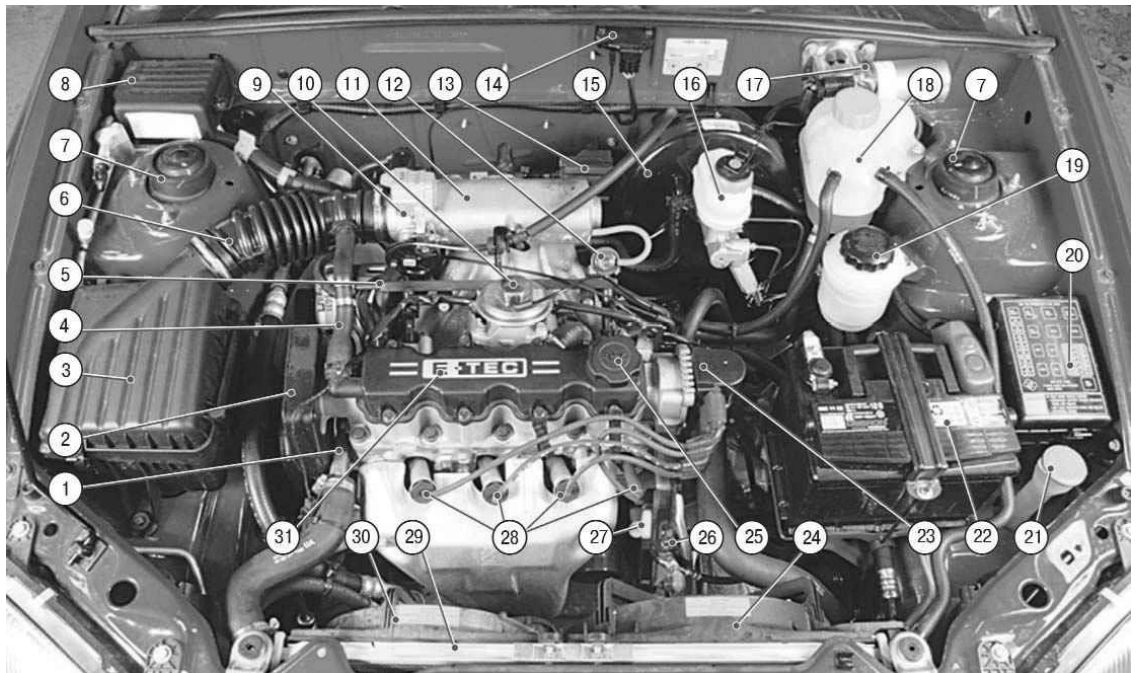
- виконати тепловий та динамічні розрахунки ДВЗ;
- провести розрахунки на міцність шатунної групи та колінчастого вала ДВЗ для різних значень тиску наддуву;
- встановити допустимі значення тиску наддуву.

2 МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА УСТАТКУВАННЯ

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 розподіленого впорскування палива для автомобілів ЗАЗ «Сенс» і «Соло». Об'єм двигуна 1.298 л, потужність 70 к. с. (51,5 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 - повітропідвідний рукав; 7 - верхня опора стійки; 8 - захисна кришка колодок джгута проводів моторного відсіку; 9 - дросельний вузол; 10 - клапан рециркуляції відпрацьованих газів; 11 - впускна труба; 12 - регулятор тиску палива; 13 - паливний фільтр; 14 - датчик абсолютного тиску повітря у впускній 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 електроventильатора системи охолодження; 25 - пробка маслоналивної 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 електроventильатора системи охолодження; 31 – двигун

Рисунок 2.1 – Підкапотний простір автомобіля Daewoo Sens

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 привідного 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 допомогою фізико-математичної моделі робочого циклу ДВЗ другого рівня [5] використаної для теоретичного аналізу двигуна MeM3-307 для визначення його індикаторних і ефективних показників.

Підвищення показників 4-х циліндрового двигуна, можливе за рахунок застосування агрегату наддуву. Для спортивних двигунів найважливішими характеристиками є потужність, низька маса та швидкий відгук на дії органів керування. Економічність автомобіля для спортивних змагань відходить на другий план, тому застосування привідного нагнітача є найбільш доцільним.

Таким чином, для вирішення цього завдання необхідно підібрати агрегат наддуву, виконати тепловий розрахунок базового двигуна MeM3-307, конструктивно забезпечити їх сумісність.

Таблиця 2.1 – Технічні характеристики двигуна MeM3-307

№ 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	1,3
6	Діаметр циліндра D , мм	75
8	Ступінь стиснення ϵ	9,8
9	Номінальна потужність (ефективна потужність, що гарантується заводом-виробником) N_e , кВт	51,5 (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

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 MeM3-307, 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 бензинового двигуна з стандартними характеристиками двигуна MeM3-307, та з різними значеннями збиткового тиску наддуву. При цьому необхідно враховувати пікові значення тиску робочого тіла в циліндрах для запобігання детонації.

3. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

3.1 Тепловий розрахунок

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

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

Далі на основі формули ефективної потужності [1]

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

Розраховуємо робочий об'єм даного циліндра:

$$V_h = \frac{60 \cdot \tau \cdot N_e}{i \cdot p_e \cdot n} = \frac{60 \cdot 2 \cdot 51,5 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,82 \cdot 10^6 \cdot 5800} = 0,0003249 \text{ м}^3, \quad (3.2)$$

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:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \frac{S_{\pi}}{D_{\pi}}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,0003249}{3,14 \cdot 0,98}} = 0,075 \text{ м}, \quad (3.3)$$

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

$$\frac{S_{\pi}}{D_{\pi}} = \frac{0,075}{0,0735} = 0,98. \quad (3.4)$$

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

Хід поршня:

$$S_{\pi} = D_{\pi} \cdot \frac{S_{\pi}}{D_{\pi}} = 0,075 \cdot 0,98 = 0,0735 \text{ м}. \quad (3.5)$$

Приймається $S_{\pi} = 0,0735 \text{ м}$.

Радіус кривошипа:

$$r_k = \frac{S_{\pi}}{2} = \frac{0,0735}{2} = 0,03675 \text{ м}. \quad (3.6)$$

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

1. Код двигуна.

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

2. Форма розрахунку: номінальний.

3. Тип двигуна: бензиновий .

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

3.1 Теплота згоряння палива (дизельне паливо):

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

3.2 Показник процесу згоряння вибираємо на основі рекомендацій по дослідним даним. Для дизельного ДВЗ $m_1 = 3,2$.

4. Конструктивні дані.

4.1 Кількість циліндрів $i = 4$.

4.2 Рядний.

4.3 Діаметр циліндра $D = 0,075 \text{ м}$.

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

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{п}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,075^2}{4} = 0,004418 \text{ м}^2 \quad (3.7)$$

і може відрізнятись від площі поверхні теплообміну поршня.

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

$$r_{\text{к}} = 0,03675 \text{ м.}$$

4.6 Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна:

$$\lambda_{\text{к}} = \frac{r_{\text{к}}}{L_{\text{ш}}} = \frac{0,03675}{0,120} = 0,3063, \quad (3.8)$$

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

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

4.7 Площа поверхні теплообміну поршня бензинових ДВЗ:

$$F'_{\Pi} = (1,0 \dots 1,1)F_{\Pi} = 1,1 \cdot 0,004418 = 0,00486 \text{ м}^2. \quad (3.9)$$

Площа теплообміну поршня F'_{Π} залежить від конфігурації його днища $F'_{\Pi} > F_{\Pi}$, так як на поршні виконується спеціальна проточка для клапанів.

4.8 Площа теплообміну кришки F_k залежить від конструкції камери стиснення:

$$F'_k = (1,1 \dots 1,3)F_{\Pi} = 1,3 \cdot 0,004418 = 0,005743 \text{ м}^2. \quad (3.10)$$

4.9 Об'єм камери стиснення розраховуємо по співвідношенню:

$$V_c = \frac{\pi}{2} \cdot D_{\Pi}^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} = \frac{3,14}{2} \cdot 0,075^2 \cdot 0,03675 \cdot \frac{1}{9,8-1} = 0,0000369 \text{ м}^3. \quad (3.11)$$

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 відповідає температурі навколишнього середовища

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

$p_0 = 101300$ – атмосферний тиск Па.

6. Регульовальні дані.

6.1 Кут початку 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:

$$\varphi_c = 360^\circ - \Delta\varphi_{оп} = 360^\circ - 27^\circ = 333^\circ, \quad (3.13)$$

де $\Delta\varphi_{оп} = 10^\circ \dots 25^\circ$ — величина, що залежить від швидкості двигуна, розмірів і типу камери згоряння на прототипі проектного двигуна $\Delta\varphi_{оп} = 27^\circ$.

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

$$\varphi_z = \varphi_c - \Delta\varphi_{\text{сг}} = 333^\circ - 60^\circ = 393^\circ. \quad (3.14)$$

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

7. Режимні данні.

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

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

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

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

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

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі:

$$\Delta m_{\text{вц}} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 0,0003249 \cdot 1,205 \cdot 0,6942 = 0,0002716 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}, \quad (3.16)$$

де

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

де R – газова стала для повітря;

$$p_k = 101300 \text{ Па};$$

$$T_k = 293 \text{ К}.$$

Коефіцієнт наповнення дорівнює:

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

$$= \frac{9,8}{9,8 - 1} \cdot \frac{101300 - 10130}{101300} \cdot \frac{293}{293 + 20 + 0,1 \cdot 1100} = 0,6942,$$

де $\Delta p_{вп} = (0,05 \dots 0,15) \cdot p_k = 0,1 \cdot p_k = 0,1 \cdot 101300 = 10130$ Па – втрата тиску на впуску;

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

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

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

Циклова масова подача палива:

$$\Delta m_{тц} = \frac{\Delta m_{вц}}{\alpha \cdot l_0} = \frac{0,0002716}{0,85 \cdot 14,96} = 0,00002136 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}, \quad (3.19)$$

де $l_0 = 14,96$ 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 $T_w = 420 \dots 470$ К, зі сталі і чавуну – $T_w = 550 \dots 650$ К. Приймається $T_w = 600$ К.

8. Початкові умови.

До початкових умов відносяться всі параметри робочого тіла на початку рахунку. У даній ФММ початок рахунку відповідає точці "а" на індикаторній діаграмі, при положенні поршня у НМТ і куті повороту

кривошипа $\varphi = 180^\circ$, початок відліку кута φ відповідає положенню поршня у ВМТ.

8.1 Початковий тиск:

$$p_a = p_k - \Delta p_{вп} = 101300 - 10130 = 91170 \text{ Па.} \quad (3.20)$$

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

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{вп} + \gamma T_k) = \frac{1}{1 + 0,1} (293 + 20 + 0,1 \cdot 1100) = 384,5 \text{ К.} \quad (3.21)$$

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

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{вц} = (1 + 0,1) \cdot 0,0002716 = 0,0002988 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}. \quad (3.22)$$

8.4 Початковий об'єм циліндра:

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{9,8}{9,8 - 1} \cdot 0,0003249 = 0,0003616 \text{ м}^3. \quad (3.23)$$

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

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

$$91170 \cdot 0,0003616 = 287 \cdot 0,0002988 \cdot 384,5;$$

$$32,97 \text{ Дж} = 32,97 \text{ Дж};$$

$$\Delta = \frac{32,97 - 32,97}{32,97} \cdot 100\% = 0\%. \quad (3.25)$$

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

9. Дані до динамічного розрахунку,

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

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

$$m_A = m_{\Pi} + (0,2 \dots 0,3)m_{\text{ш}} = 0,552 + 0,25 \cdot 0,707 = 0,729 \text{ кг}, \quad (3.26)$$

де коефіцієнт $(0,2 \dots 0,3)$ 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:

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} \cdot F_{\Pi} = 125 \cdot 0,00486 = 0,55 \text{ кг}, \quad (3.27)$$

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:

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} \cdot F_{\Pi} = 160 \cdot 0,00486 = 0,707 \text{ кг}, \quad (3.28)$$

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

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

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

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

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

№ п/п	Найменування величини	Чисельні величини	
		Номинальний режим	Позначення та одиниці виміру
1	Код двигуна	0	
2	Вид розрахунку	1	
3	Тип двигуна		
	1.Теплота згорання палива	44000000	$H_{шт}, Дж/кг$
	2.Показник процесу згорання	3,2	m_1
4	Конструктивні дані		
	1.Кількість циліндрів	4	i
	2.Рядний	1	$\gamma = 0$
	3.Діаметр циліндра	0,075	$D, м$
	4.Площа поршня	0,004418	$F_{п}, м^2$
	5.Радіус кривошипа	0,03675	$r_k, м$
	6.Відношення $\lambda=r_k / L_{ш}$	0,3063	λ_k
	7.Площа теплообміну поршня	0,00486	$F'_{п}, м^2$
	8.Площа теплообміну кришки	0,005743	$F_k, м^2$
9.Об'єм камери стиснення	0,0000369	$V_c, м^3$	
5	Наддув		
	1.Тиск наддуву	101300	$p_k, Па$
	2.Температура наддувочного повітря	293	$T_k, К$
6	Регульовальні дані		
	1.Кут початку згорання	333	$\varphi_c, град$
	2.Кут кінця згорання	393	$\varphi_z, град$
7	Режимні дані		
	1.Кутова швидкість валу	607,4	$\omega, рад/с$
	2.Коефіцієнт надлишку повітря	0,85	α
	3.Циклова подача палива	0,00002136	$m_{шт}, кг/цикл$
	4.Середня температура стінок	600	$T_w, К$
8	Початкові умови		
	1.Тиск	91170	$p_a, Па$
	2.Температура	384,5	$T_a, К$
	3.Маса робочого тіла	0,0002988	$m_a, кг/цикл$
	4.Об'єм робочої порожнини	0,0003616	$V_a, м^3$
9	Дані до динамічного розрахунку		
1.Маса частин, що рухаються поступально	0,729	$m_a, кг$	
10	Розрахунковий крок	1	$\Delta\varphi^\circ$

Студент групи: Т-412м

О.В. Бараннік

Викладач -консультант:

В.В. Слинько

Середні крутні моменти за результатами розрахунку.

Середній за цикл індикаторний момент для одного циліндра:

$$(M'_i)_{cp} = 27,31 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Середній за цикл індикаторний момент для всього двигуна:

$$(M_i)_{cp} = 109,2 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

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

$$(M_e)_{cp} = 81,9 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

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

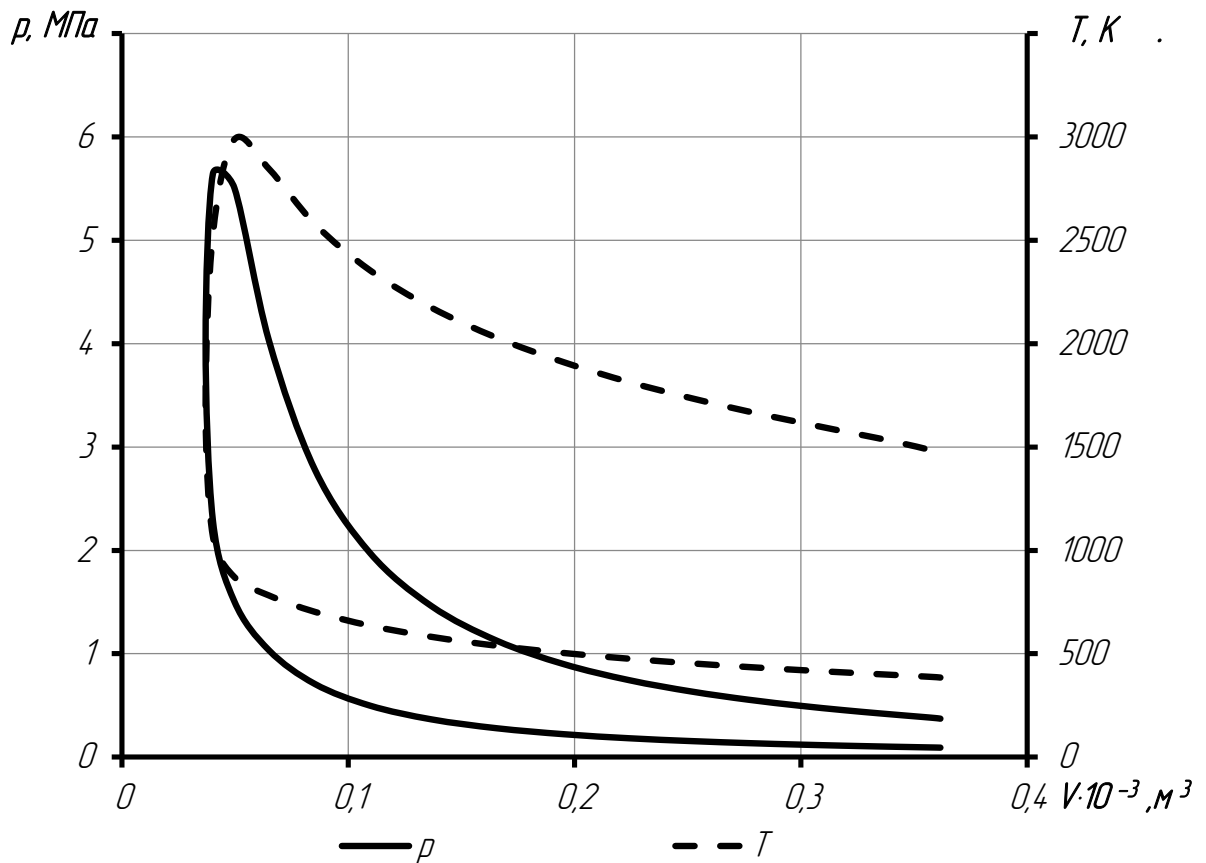
$$M_e = 85,14 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Після введення числових значень з табл. 3.1 в комп'ютер і за допомогою стандартної програми DVS-2, отримуємо протоколи для номінального режиму, виконані на трьох аркушах формату А4. На одному з листів наведені дані теплового розрахунку, на інших двох - дані динамічного розрахунку. Протоколи розрахунків представлені у додатку А

Протокол теплового розрахунку містить запис параметрів робочого тіла (тиску p , температури T , маси m , об'єму V) при різних кутах повороту кривошипа 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.3.1).



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

Рисунок 3.1 – Індикаторна діаграма

3.2 Контроль результатів розрахунку

Відповідно до протоколу теплового розрахунку (табл. 3.1) індикаторна робота циклу $L_i = 356,6$ Дж/цикл,

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

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

$$N_e = 4 \cdot 356,6 \cdot \frac{96,7}{2} \cdot 0,75 = 51,71 \text{ кВт},$$

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 проектованого двигуна.

Похибка розрахунку:

$$\frac{N_e^p - N_e}{N_e} \cdot 100\% = \frac{51,71 - 51,5}{51,5} \cdot 100\% = 0,4078\%. \quad (3.30)$$

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

Середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,098 \cdot 0,75 = 0,8237 \text{ МПа}. \quad (3.31)$$

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,379 \cdot 0,75 = 0,2846. \quad (3.32)$$

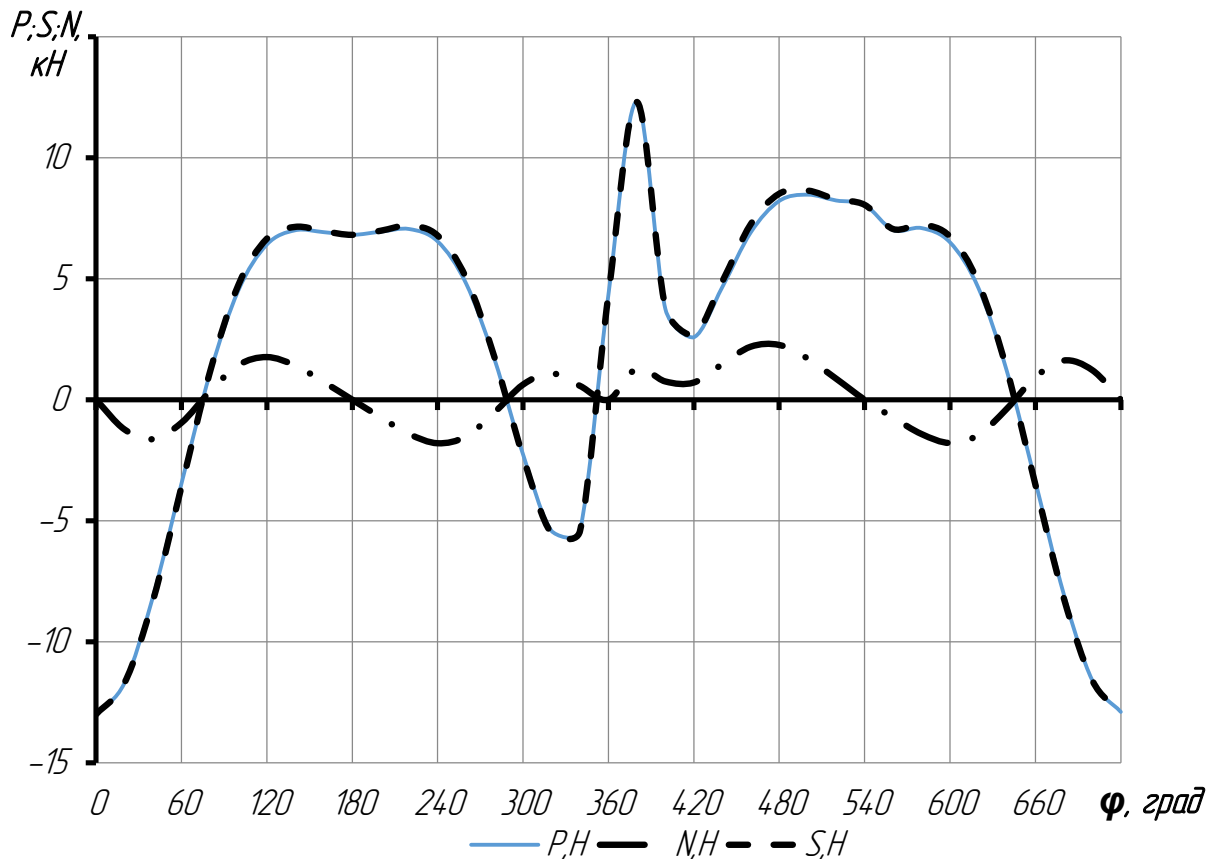
Питома ефективна витрата палива:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,216}{0,75} = 0,2875 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{час}}. \quad (3.33)$$

4. 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.

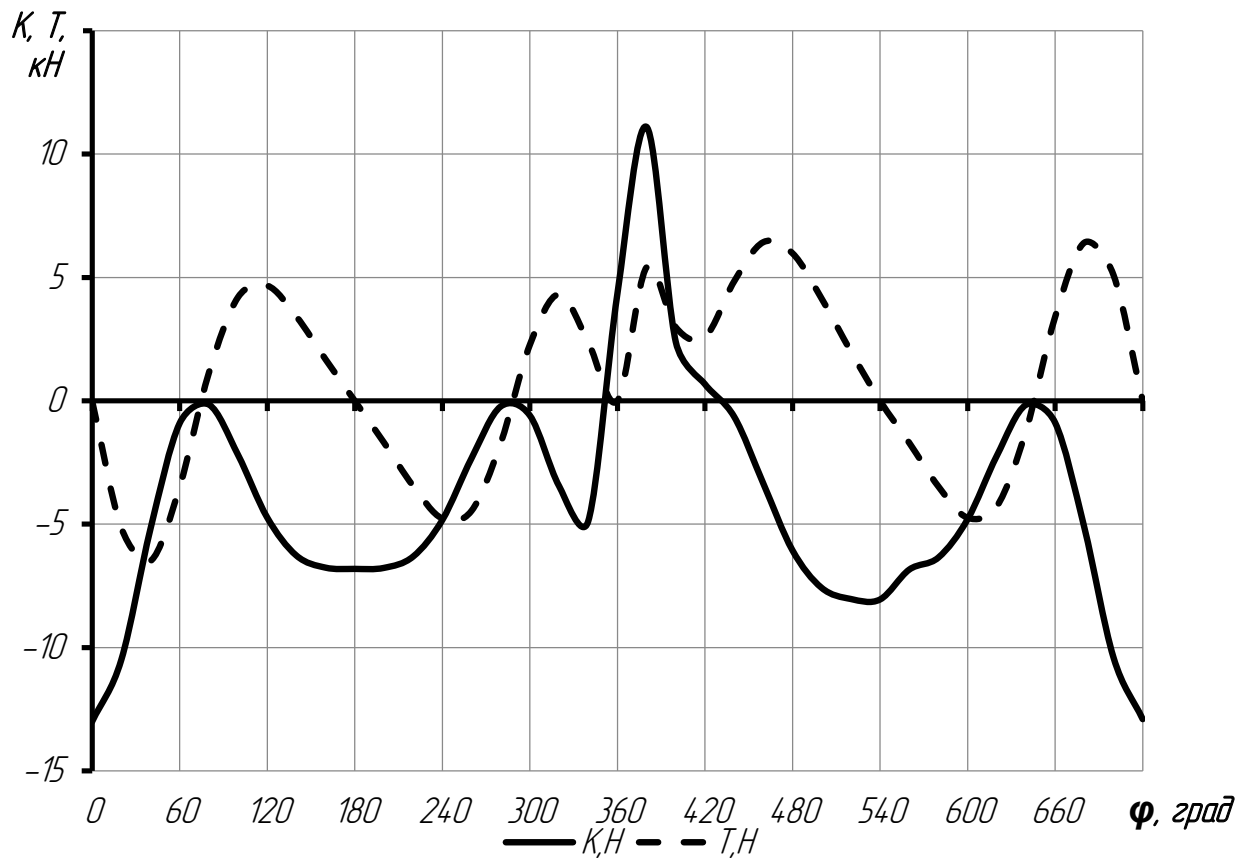
За результатами динамічного розрахунку будують діаграми залежностей осьової сили на поршень $P_{\text{п}}$, бічної сили на поршень N і сили на шатун S (рис. 4.1), нормальної сили на кривошип K і тангенціальної сили на кривошип T (рис. 4.2) від кута повороту кривошипа φ .



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

S – сила, що діє уздовж шатуна, Н.

Рисунок 4.1 – Сили, що діють на поршень і шатун



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

Рисунок 4.2 – Сили, що діють на кривошип

4.1 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму

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

Маса поршневої групи:

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} \cdot F_{\Pi} = 125 \cdot 0,004418 = 0,552 \text{ кг}, \quad (4.1)$$

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:

$$m_{ш} = m'_{ш} \cdot F_{п} = 160 \cdot 0,004418 = 0,707 \text{ кг}, \quad (4.2)$$

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

Маса шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця:

$$m_{шп} = 0,25 \cdot m_{ш} = 0,25 \cdot 0,707 = 0,177 \text{ кг}. \quad (4.3)$$

Маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа:

$$m_{шк} = (1 - 0,25) \cdot m_{ш} = (1 - 0,25) \cdot 0,707 = 0,53 \text{ кг}. \quad (4.4)$$

Маса неврівноважених частин одного коліна валу без противаг:

$$m_{к} = m'_{к} \cdot F_{п} = 175 \cdot 0,004418 = 0,773 \text{ кг}, \quad (4.5)$$

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

Маси, які виконують зворотно-поступальний рух:

$$m_j = m_{п} + m_{шп} = 0,552 + 0,177 = 0,729 \text{ кг}. \quad (4.6)$$

Маси, які виконують обертальний рух:

$$m_R = m_{к} + m_{шк} = 0,773 + 0,53 = 1,303 \text{ кг}. \quad (4.7)$$

4.2 Сили інерції обертових мас

Сили інерції, що діють в кривошипно-шатунного механізму, відповідно до характеру руху приведених мас підрозділяють на сили поступально рухомих мас P_j і відцентрові сили інерції обертових мас K_R (рис. 4.3).

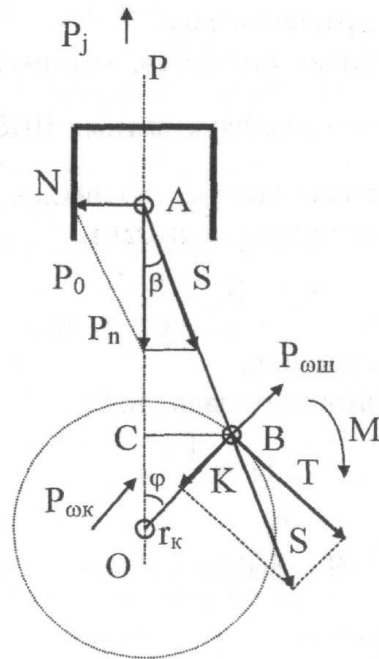


Рисунок 4.3 – Схема дії сил в кривошипно-шатунному механізмі

Відцентрова сила інерції обертових мас:

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

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

R – радіус кривошипа, м;

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

$$K_R = -1,303 \cdot 0,03675 \cdot 607,4^2 = -17,666 \text{ кН}. \quad (4.9)$$

Відцентрова сила інерції K_R є результуючою двох сил:

– сили інерції обертових мас шатуна:

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

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

– сили інерції обертових мас кривошипа:

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

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

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

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

Шатунна шийка:

Результуюча сила, що діє на шатунну шийку:

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

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

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

$$P_k = K + K_{Rш}, \quad (4.13)$$

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

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

При $\varphi = 6^\circ$:

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

тоді

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

Результуюча сила, що діє на коліно валу:

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

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

$$\begin{aligned} K_{pk} &= P_k + K_{Rk} = K + K_{Rш} + K_{Rk} = K + K_R; \\ K_{pk} &= -12,7 + (-17,666) = -30,4 \text{ кН}, \end{aligned} \quad (4.15)$$

тоді

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

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

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

φ°	Повні сили					
	K, Н	T, Н	P_{κ} , Н	$R_{\text{шп}}$, Н	$K_{\text{рк}}$, Н	R_{κ} , Н
0	-13000	0	-20100	20100	-30600	30600
20	-10500	-5140	-17700	18400	-28200	28700
40	-5190	-6490	-12400	14000	-22900	23800
60	-909	-3490	-8100	8810	-18600	18900
80	-149	1130	-7340	7420	-17800	17900
100	-2190	4200	-9380	10300	-19900	20300
120	-4730	4670	-11900	12800	-22400	22900
140	-6270	3420	-13500	13900	-23900	24200
160	-6760	1680	-13900	14000	-24400	24500
180	-6810	0	-14000	14000	-24500	24500
200	-6770	-1690	-14000	14100	-24400	24500
220	-6310	-3450	-13500	13900	-24000	24200
240	-4830	-4770	-12000	12900	-22500	23000
260	-2330	-4460	-9510	10500	-20000	20500
280	-229	-1720	-7410	7610	-17900	18000
300	-593	2270	-7780	8100	-18300	18400
320	-3450	4320	-10600	11500	-21100	21600
340	-4880	2380	-12100	12300	-22500	22700
360	4340	0	-2840	2840	-13300	13300
380	11100	5410	3910	6680	-6570	8510
400	2390	2980	-4800	5650	-15300	15600
420	675	2590	-6510	7010	-17000	17200
440	-641	4840	-7830	9200	-18300	18900
460	-3350	6430	-10500	12300	-21000	22000
480	-6060	5980	-13200	14500	-23700	24500
500	-7580	4140	-14800	15300	-25300	25600
520	-8030	2000	-15200	15300	-25700	25800
540	-8050	0	-15200	15200	-25700	25700
560	-6840	-1700	-14000	14100	-24500	24600
580	-6350	-3470	-13500	14000	-24000	24300
600	-4800	-4740	-12000	12900	-22500	23000
620	-2230	-4280	-9420	10300	-19900	20400
640	-162	-1220	-7350	7450	-17800	17900
660	-886	3400	-8070	8760	-18600	18900
680	-5130	6410	-12300	13900	-22800	23700
700	-10400	5100	-17600	18400	-28100	28600
720	-12900	0	-20100	20100	-30500	30500

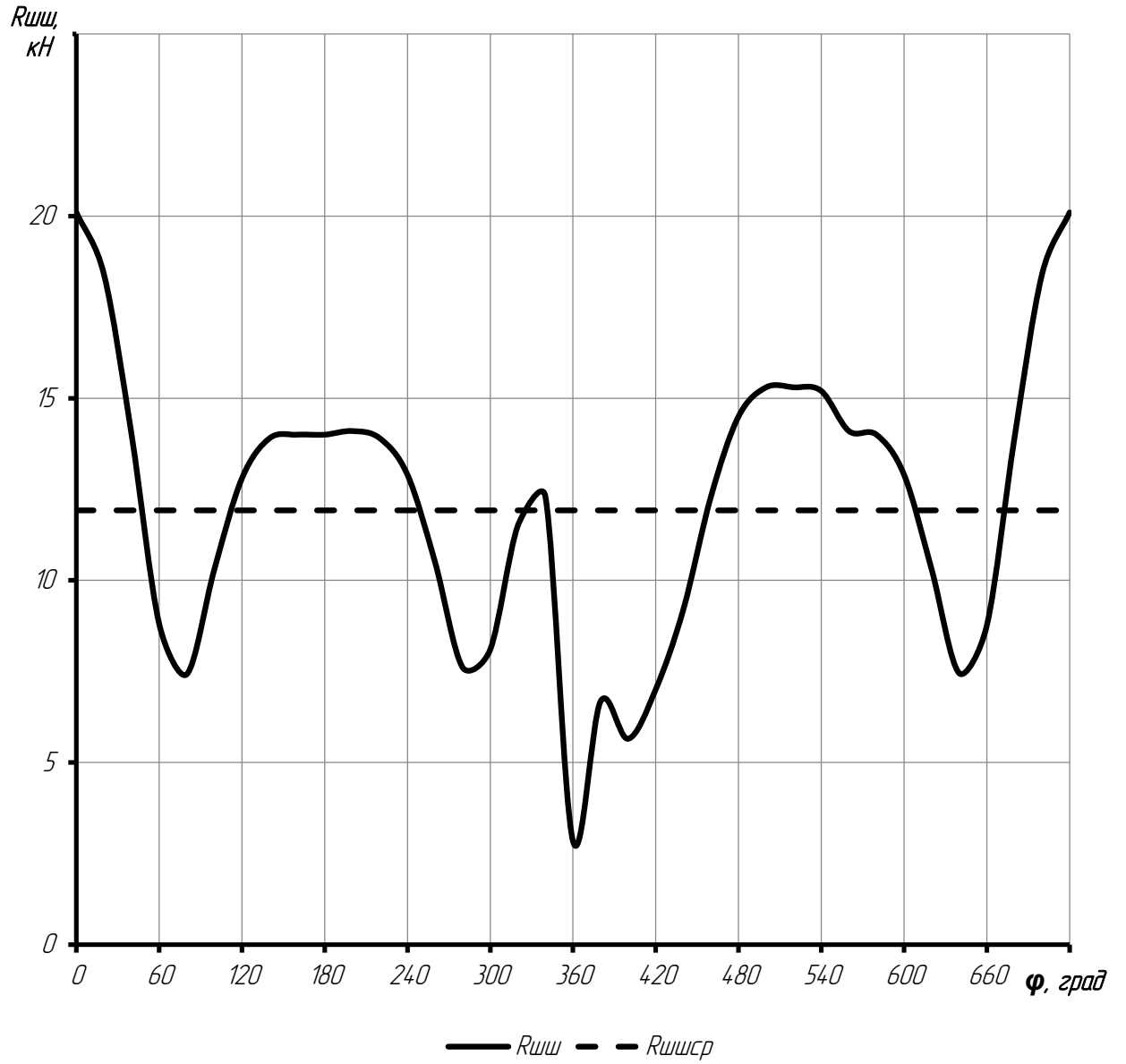


Рисунок 4.4 – Діаграма навантаження на шатунну шийку в прямокутних координатах

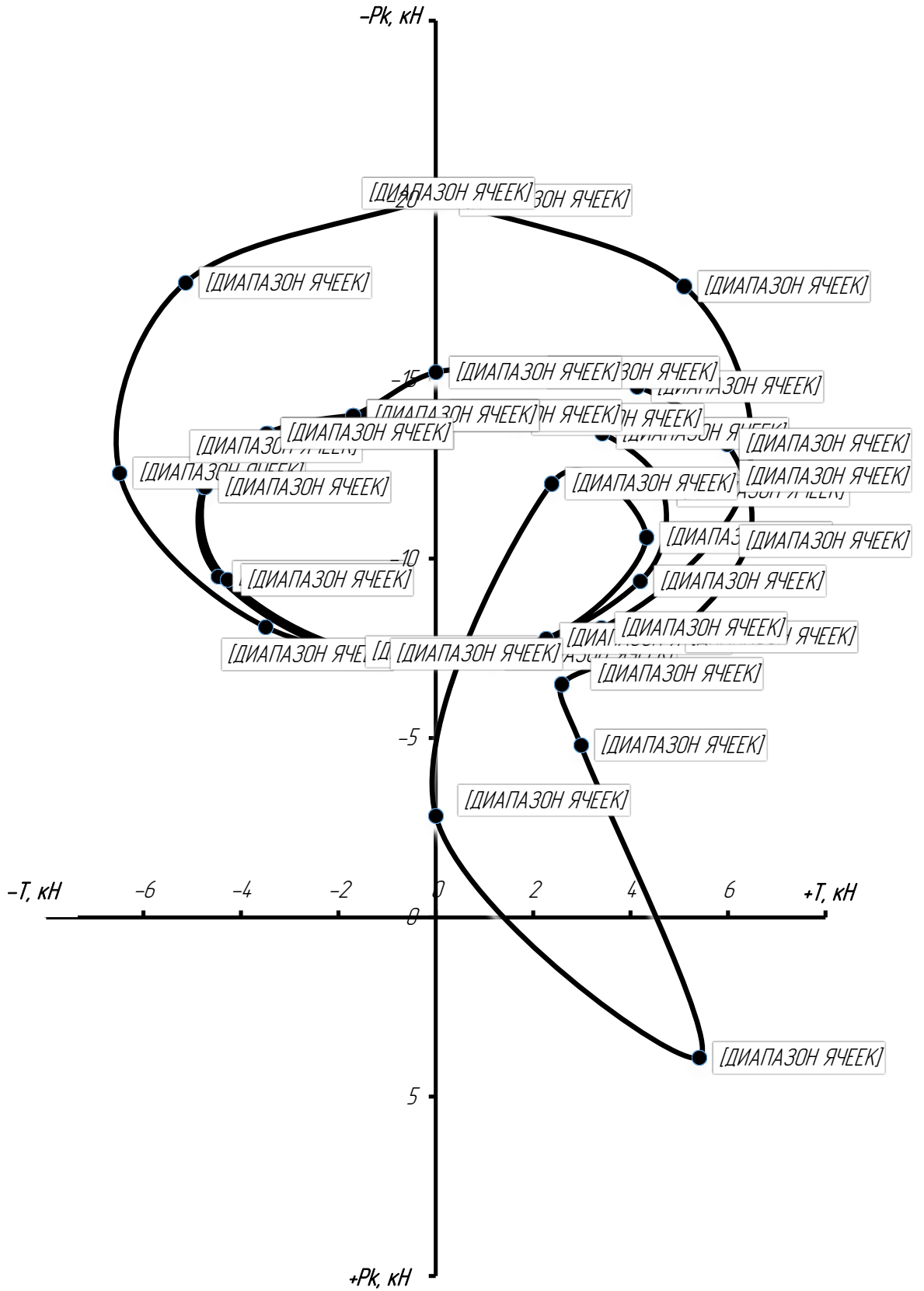


Рисунок 4.5 – Сили, що діють на шатунну шийку (полярна діаграма)

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

$$\begin{aligned} R_{\text{шш маx}} &= 20,14 \text{ кН}; & R_{\text{кш маx}} &= 25,71 \text{ кН}; \\ R_{\text{шш мін}} &= 0,6 \text{ кН}; & R_{\text{кш мін}} &= 17,14 \text{ кН}; \\ R_{\text{шш ср}} &= 11,92 \text{ кН}; & R_{\text{кш ср}} &= 21,73 \text{ кН}. \end{aligned}$$

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 $\varphi = 6^\circ$:

$$R_{\text{кш1}} = -0,5 \cdot R_{\text{к1}} = -0,5 \cdot 30,4 = 15,2 \text{ кН}. \quad (4.16)$$

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

$$R_{\text{кш2}} = \sqrt{T_{\text{к2}}^2 + K_{\text{к2}}^2} = \sqrt{(0,627)^2 + (2,96)^2} = 3,02 \text{ кН}. \quad (4.17)$$

де $T_{\text{к2}} = (T_1 - T_2) = (0,875 - (-0,248)) = 0,627 \text{ кН}$;

$K_{\text{к2}} = (K_{\text{рк1}} - K_{\text{рк1}}) = (15,2 + (-12,2)) = 2,96 \text{ кН}$.

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

4.4 Моменти, що діють в кривошипно-шатунному механізмі

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

Після визначення сумарного крутного моменту він складається і визначається середній індикаторний крутний момент $(M_i)_{\text{ср}} = 27,31 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і сумарний середній індикаторний крутний момент двигуна $(M_{\text{сум}})_{\text{ср}} = 109,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

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

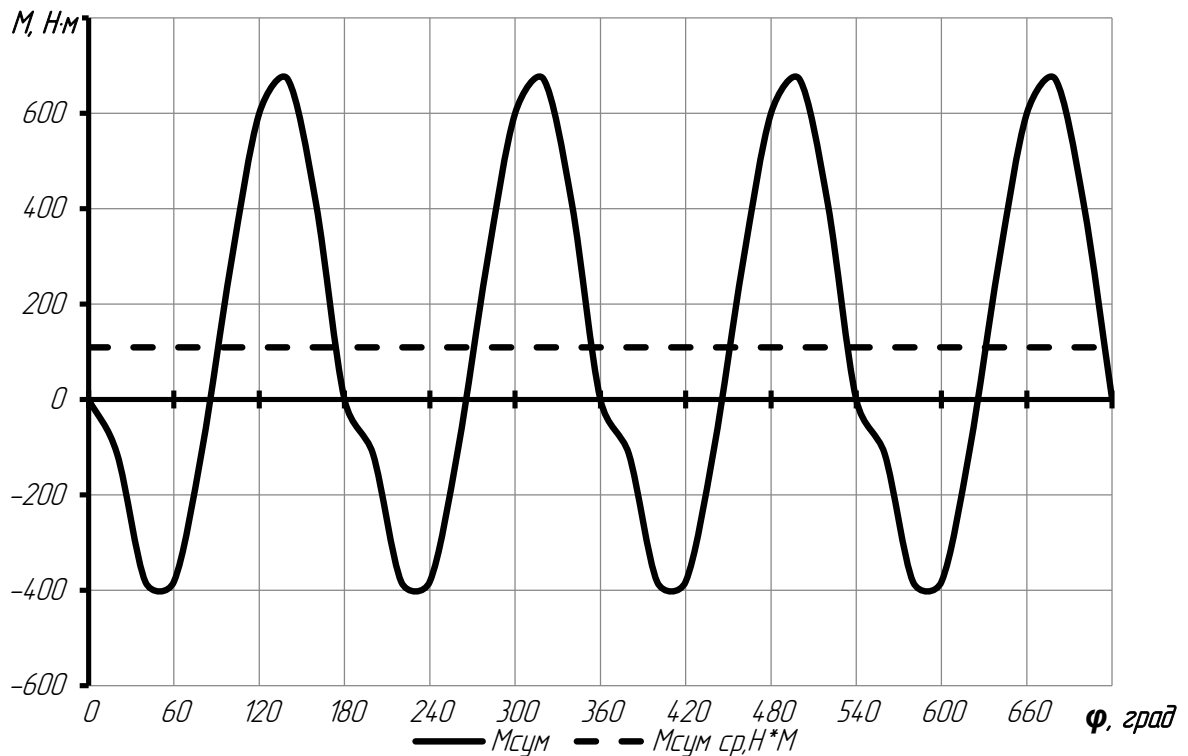


Рисунок 4.6 – Діаграма сумарного індикаторного крутного моменту на вихідному валу двигуна

5 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ

5.1 Розрахунок на міцність шатуна

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

Розрахунок поршневої головки шатуна.

З теплового і динамічного розрахунків маємо:

- максимальний тиск згорання $p_{z \max} = 5,864 \text{ МПа}$ при $n = 5800 \text{ хв}^{-1}$, $\varphi = 374^\circ$;
- маса поршневої групи $m_{\text{п}} = 0,552 \text{ кг}$;
- маса шатунної групи $m_{\text{ш}} = 0,707 \text{ кг}$;
- $n_{\text{х.х.мак}} = 6400 \text{ мин}^{-1}$;
- хід поршня $S = 73,5 \text{ мм}$;
- площа поршня $F_{\text{п}} = 0,004418 \text{ м}^2$;
- відношення R/L : $\lambda = 0,30625$.

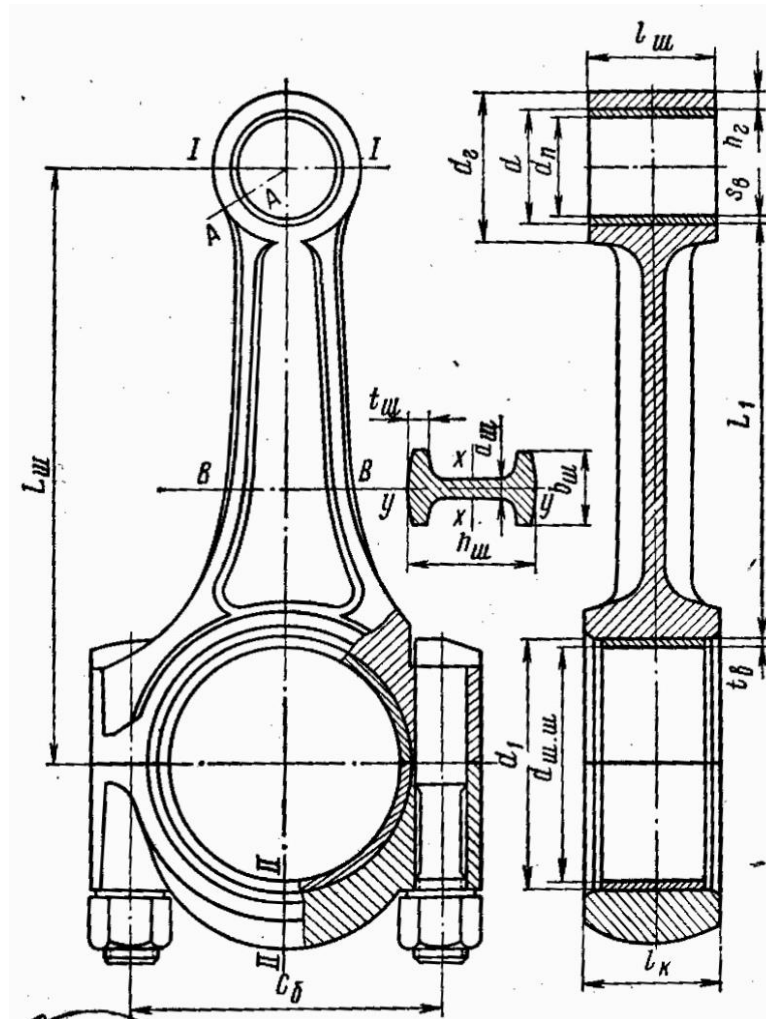


Рисунок 5.5 – Розрахункова схема шатунної групи

З розрахунку поршневої групи маємо:

- діаметр поршневого пальця $d_{п} = 24$ мм;
- довжина поршневої головки шатуна $l_{ш} = 24$ мм;
- зовнішній діаметр головки $d_r = 36$ мм;
- внутрішній діаметр головки $d = 28$ мм;
- радіальна товщина стінки головки $h_r = \frac{(d_r - d)}{2} = \frac{(36 - 28)}{2} = 4$ мм;
- радіальна товщина стінки втулки $s_b = 2$ мм.

Матеріал втулки - бронза:

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

Матеріал шатуна – сталь 12Х2Н2 [3]:

- модуль пружності $E_{ш} = 2,2$ МПа;
- коефіцієнт теплового розширення головки $\alpha_r = 10 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$;
- границя міцності $\sigma_B = 1300$ МПа;
- границя витривалості при згині $\sigma_{-1} = 500$ МПа;
- границя витривалості при розтягуванні-стисканні $\sigma_{-1p} = 400$ МПа;
- границя плинності $\sigma_T = 900$ МПа.
- коефіцієнт приведення циклу при згині $\alpha_\sigma = 0,23$.
- коефіцієнт приведення при розтягуванні-стисканні $\alpha_\sigma = 0,2$.

Розрахункові коефіцієнти:

при згині:

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} = \frac{500}{900} = 0,5556; \quad (5.1)$$

$$\frac{(\beta_\sigma - \alpha_\sigma)}{(1 - \beta_\sigma)} = \frac{(0,5556 - 0,23)}{(1 - 0,5556)} = 0,7327; \quad (5.2)$$

при розтягуванні-стисканні:

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T} = \frac{400}{900} = 0,4444; \quad (5.3)$$

$$\frac{(\beta_\sigma - \alpha_\sigma)}{(1 - \beta_\sigma)} = \frac{(0,4444 - 0,2)}{(1 - 0,4444)} = 0,4399. \quad (5.4)$$

Поршнева головка шатуна.

Розрахунок перерізу I-I.

Максимальне напруження пульсуючого циклу:

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \frac{(m_{II} + m_{B,r}) \cdot \omega_{x,x,\max}^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}}{2 \cdot h_r \cdot l_{ш}} = \quad (5.5) \\ &= \frac{(0,552 + 0,04242) \cdot 670,2^2 \cdot 0,03675 \cdot (1 + 0,30625) \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 0,004 \cdot 0,024} = 66,76 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

де $m_{в,г} = (0,06 \dots 0,09)m_{ш} = 0,06 \cdot 0,707 = 0,04242$ кг – маса частини головки вище перерізу I-I;

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

Середнє напруження і амплітуда напружень:

$$\sigma_{m0} = \sigma_{a0} = \frac{\sigma_{max}}{2} = \frac{66,76}{2} = 33,38 \text{ МПа}, \quad (5.7)$$

$$\sigma_{ак0} = \frac{\sigma_{a0} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II}} = \frac{33,38 \cdot 1,362}{0,86 \cdot 0,82} = 64,47 \text{ МПа}, \quad (5.8)$$

де $k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4}(\sigma_B - 400) = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4}(1300 - 400) = 1,362$ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень;

$\varepsilon_M = 0,86$ – масштабний коефіцієнт, визначений за табл. 11.7 [3];

$\varepsilon_{II} = 0,82$ – коефіцієнт поверхневої чутливості, визначений за табл. 11.8 [3].

Запаси міцності поршневої головки шатуна в перерізі I-I:

за границею витривалості:

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{ак0} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{m0}} = \frac{400}{(64,47 + 0,2 \cdot 33,38)} = 5,622, \quad (5.9)$$

за границею плинності:

$$n_{\sigma T} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{a0} + \sigma_{m0}} = \frac{900}{64,47 + 33,38} = 9,198. \quad (5.10)$$

Так як:

$$\frac{\sigma_{ак0}}{\sigma_{m0}} = \frac{64,47}{33,38} = 1,9314 \geq \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,4399,$$

запас міцності перерізу I-I визначають за границею витривалості:

$$n_{\sigma} = 5,622.$$

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

Напруження від запресованої втулки:

сумарний натяг:

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t = 0,04 + 0,02688 = 0,06688 \text{ мм}, \quad (5.11)$$

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

$$\begin{aligned} \Delta_t &= d \cdot (\alpha_B - \alpha_{\Gamma}) \cdot \Delta T = 28(18 \cdot 10^{-5} - 10 \cdot 10^{-5}) \cdot 120 \\ &= 0,02688 \text{ мм}, \end{aligned} \quad (5.12)$$

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

Питомий тиск на поверхні стикання втулки з головкою:

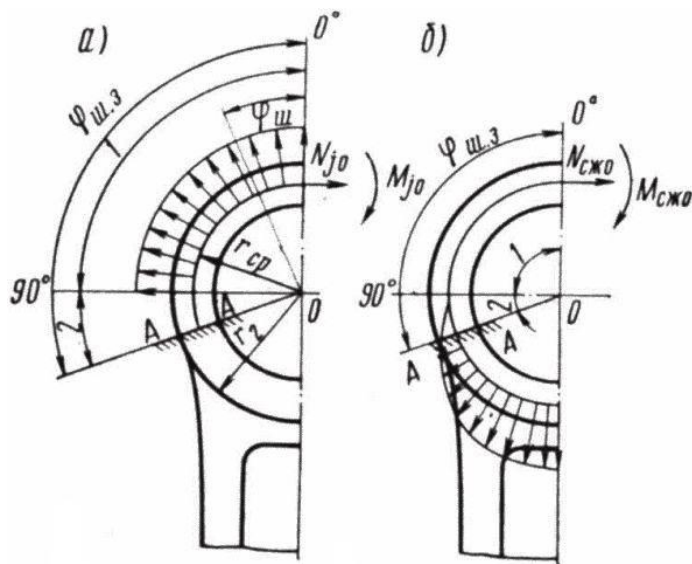
$$P = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \cdot \left[\frac{(d_{\Gamma}^2 + d^2) / (d_{\Gamma}^2 + d^2) + \mu}{E_{\text{ш}}} + \frac{(d^2 + d_{\Pi}^2) / (d^2 - d_{\Pi}^2) - \mu}{E_B} \right]} \quad (5.13)$$

де $\mu = 0,3$ – коефіцієнт Пуассона;

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

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

$$P = \frac{0,00006688}{0,028 \cdot \left[\frac{0,036^2 + 0,028^2}{2,2 \cdot 10^{-5}} + 0,3 + \frac{0,028^2 + 0,024^2}{1,15 \cdot 10^{-5}} - 0,3 \right]} = 32,24 \text{ МПа.}$$



а – при розтягуванні; б – при стисненні

Рисунок 5.6 – Розрахункова схема поршневої головки шатуна:

Напруження від сумарного натягу на внутрішній поверхні головки:

$$\sigma'_i = \frac{P \cdot (d_r^2 + d^2)}{d_r^2 - d^2} = \frac{32,24 \cdot (0,036^2 + 0,028^2)}{0,036^2 - 0,028^2} = 131 \text{ МПа.} \quad (5.14)$$

Напруження від сумарного натягу на зовнішній поверхні головки:

$$\sigma'_a = \frac{P \cdot 2 \cdot d^2}{d_r^2 - d^2} = \frac{32,24 \cdot 2 \cdot 0,028^2}{0,036^2 - 0,028^2} = 98,74 \text{ МПа.} \quad (5.15)$$

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

$$\begin{aligned} P_{jn} &= -m_n \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda) = \\ &= -0,552 \cdot 0,03675 \cdot 607,4^2 \cdot (1 + 0,30625) = -9,776 \text{ кН,} \end{aligned} \quad (5.16)$$

де

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

Нормальна сила і згинальний момент в перерізі 0-0:

$$\begin{aligned} N_{j0} &= -P_{jn}(0,572 - 0,0008\varphi_{ш.з}) = \\ &= -(-9,776)(0,572 - 0,0008 \cdot 120) = 4,653 \text{ Н;} \end{aligned} \quad (5.18)$$

$$\begin{aligned} M_{j0} &= P_{jn} \cdot r_{cp}(0,00033\varphi_{ш.з} - 0,0297) = \\ &= -(-9,776) \cdot 0,016 \cdot (0,00033 \cdot 120 - 0,0297) = 1,549 \text{ Н} \cdot \text{м}, \end{aligned} \quad (5.19)$$

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

$$r_{cp} = \frac{d_r + d}{4} = \frac{36 + 28}{4} = 16 \text{ мм.} \quad (5.20)$$

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

$$\begin{aligned} N_{j\varphi_{ш.з}} &= N_{j0} \cdot \cos \varphi_{ш.з} - 0,5 \cdot P_{jn} \cdot (\sin \varphi_{ш.з} - \cos \varphi_{ш.з}) = \\ &= 4,653 \cdot \cos(120^\circ) - 0,5 \cdot (-9,776) \cdot (\sin(120^\circ) - \cos(120^\circ)) = 4,351 \text{ кН;} \end{aligned} \quad (5.21)$$

$$\begin{aligned} M_{j\varphi_{ш.з}} &= M_{j0} + N_{j0} \cdot r_{cp} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш.з.}) + 0,5 \cdot P_{jn} \times \\ &\quad \times r_{cp} \cdot (\sin \varphi_{ш.з.} - \cos \varphi_{ш.з.}) = \\ &= 1,549 + 4,653 \cdot 0,016 \cdot (1 - \cos(120^\circ)) + 0,5 \cdot -9,776 \times \\ &\quad \times 0,016 \cdot (\sin(120^\circ) - \cos(120^\circ)) = 6,387 \text{ Н} \cdot \text{м.} \end{aligned} \quad (5.22)$$

Напруження на зовнішньому волокні від сили, що розтягує:

$$\begin{aligned} \sigma_{aj} &= \left[2 \cdot M_{j\varphi_{ш.з.}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_r}{h_r \cdot (2 \cdot r_{cp} + h_r)} + K \cdot N_{j\varphi_{ш.з.}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_r} = \\ &= \left[2 \cdot 6,387 \cdot \frac{6 \cdot 0,016 + 0,004}{0,004 \cdot (2 \cdot 0,016 + 0,004)} + 0,7928 \cdot 4,351 \right] \times \\ &\quad \times \frac{10^{-6}}{0,024 \cdot 0,004} = 128,3 \text{ МПа,} \end{aligned} \quad (5.23)$$

де

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

$$= \frac{2,2 \cdot 10^5 \cdot 1,92 \cdot 10^{-4}}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 1,92 \cdot 10^{-4} + 1,15 \cdot 10^5 \cdot 9,6 \cdot 10^{-5}} = 0,7928;$$

$$F_B = (d - d_n) \cdot l_{ш} = (0,028 - 0,024) \cdot 0,024 = 9,6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2; \quad (5.25)$$

$$F_{\Gamma} = (d_{\Gamma} - d) \cdot l_{ш} = (0,036 - 0,028) \cdot 0,024 = 1,92 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2. \quad (5.26)$$

Сумарна сила, що стискає головку:

$$\begin{aligned} P_{сж} &= (p_{zd} - p_0) \cdot F_n - m_n \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) = \quad (5.27) \\ &= (5,864 - 0,1013) \cdot 0,004418 - 0,552 \cdot 0,03675 \cdot 607,4^2 \times \\ &\quad \times (\cos(374) + 0,30625 \cdot \cos(2 \cdot 374)) = 16,17 \text{ кН}. \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} N_{сж\varphi_{ш.з.}} &= P_{сж} \cdot \left[\frac{N_{сж0}}{P_{сж}} + \left(\frac{\sin \varphi_{ш.з.}}{2} - \frac{\varphi_{ш.з.}}{\pi} \sin \varphi_{ш.з.} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш.з.} \right) \right] = \quad (5.28) \\ &= 16,17 \cdot \left[0,003 + \left(\frac{\sin(120)}{2} - \frac{120}{3,14} \sin(120) - \frac{1}{3,14} \cdot \cos(120) \right) \right] = 0,2881 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{сж\varphi_{ш.з.}} &= P_{сж} \cdot r_{cp} \cdot \left[\frac{M_{сж0}}{P_{сж} \cdot r_{cp}} + \frac{N_{сж0}}{P_{сж}} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш.з.}) - \right. \\ &\quad \left. - \left(\frac{\sin \varphi_{ш.з.}}{2} - \frac{\varphi_{ш.з.}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш.з.} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш.з.} \right) \right] = \quad (5.29) \\ &= 16,17 \cdot 0,016 \cdot [0,0011 + 0,003 \cdot (1 - \cos 120) - \\ &\quad - \left(\frac{\sin(120)}{2} - \frac{120}{3,14} \cdot \sin(120) - \frac{1}{3,14} \cdot \cos(120) \right)] = -2,385 \text{ Н} \cdot \text{м}, \end{aligned}$$

де $\frac{N_{сж0}}{P_{сж}} = 0,003$; $\frac{M_{сж0}}{P_{сж} \cdot r_{cp}} = 0,0011$ – визначені за табл. 13.2 [3].

Напруження на зовнішньому волокні від стискаючої сили:

$$\begin{aligned} \sigma_{асж} &= \left[2 \cdot M_{сж\phi_{ш.з.}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_r}{h_r \cdot (2 \cdot r_{cp} + h_r)} + K \cdot N_{сж\phi_{ш.з.}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} h_r} = & (5.30) \\ &= \left[2 \cdot -2,385 \cdot \frac{6 \cdot 0,016 + 0,004}{0,004 \cdot (2 \cdot 0,016 + 0,004)} + 0,7928 \cdot 0,2881 \right] \times \\ &\quad \times \frac{10^{-6}}{0,024 \cdot 0,004} = -32,13 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Максимальне і мінімальне напруження асиметричного циклу:

$$\sigma_{max} = \sigma'_a + \sigma_{aj} = 98,74 + 128,3 = 227 \text{ МПа;} \quad (5.31)$$

$$\sigma_{min} = \sigma'_a + \sigma_{асж} = 98,74 + (-32,13) = 66,61 \text{ МПа.} \quad (5.32)$$

Середнє напруження і амплітуда напружень:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{227 + 66,61}{2} = 146,8 \text{ МПа,} \quad (5.33)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{227 - 66,61}{2} = 80,19 \text{ МПа,} \quad (5.34)$$

$$\sigma_{ак} = \frac{\sigma_a \cdot k_\sigma}{\varepsilon_{M\sigma} \cdot \varepsilon_{II\sigma}} = \frac{80,19 \cdot 1,362}{0,86 \cdot 0,82} = 154,9 \text{ МПа,} \quad (5.35)$$

де $k_\sigma=1,362$ – ефективний коефіцієнт концентрації напруження;

$\varepsilon_M = 0,86$ – масштабний коефіцієнт, визначений за табл. 11.7 [3];

$\varepsilon_{II} = 0,82$ – коефіцієнт поверхневої чутливості, визначений за табл.11.8 [3].

Запаси міцності поршневої головки шатуна в перерізі А-А:

за границею витривалості:

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ак} + \alpha_\sigma \sigma_m} = \frac{400}{154,9 + 0,23 \cdot 146,8} = 2,65; \quad (5.36)$$

за границею плинності:

$$n_{\sigma T} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{ak} + \sigma_m} = \frac{900}{154,9 + 146,8} = 2,983. \quad (5.37)$$

Так як:

$$\frac{\sigma_{ak}}{\sigma_m} = \frac{154,9}{146,8} = 1,05518 \geq \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = 0,7327,$$

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

$$n_\sigma = 2,65.$$

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

Конструкція і матеріал шатуна забезпечує достатній запас міцності.

Розрахунок кривошипної головки шатуна

Максимальна сила інерції:

$$\begin{aligned} P_{jp} &= -\omega_{x.x.max.}^2 \cdot R[(m_n + m_{ш.п}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{ш.к} - m_{кр})] \cdot 10^{-6} = \quad (5.38) \\ &= -670,2^2 \cdot 0,03675[(0,552 + 0,177) \cdot (1 + 0,30625) + (0,53 - 0,1768)] \cdot 10^{-6} = \\ &= -21,55 \text{ кН}, \end{aligned}$$

де $m_{кр} = (0,20 \dots 0,28)m_{ш} = 0,25 \cdot 0,707 = 0,1768 \text{ кг}$.

Момент опору розрахункового перерізу:

$$\begin{aligned} W_{из} &= \frac{l_k \cdot (0,5 \cdot c_6 - r_1)^2}{6} = \frac{0,025 \cdot (0,5 \cdot 0,062 - 0,02423)^2}{6} = \quad (5.39) \\ &= 1,91 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3, \end{aligned}$$

де $r_1 = 0,5(d_{ш.ш} + 2t_B) = 0,5(45 + 2 \cdot 1,73) = 24,23 \text{ мм}$.

Момент інерції вкладиша і кришки:

$$J_B = l_k \cdot t_B^3 = 0,025 \cdot 0,00173^3 = 1,294 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4, \quad (5.40)$$

$$J = I_k \cdot (0,5 \cdot c_6 - r_1)^3 = 0,025 \cdot (0,5 \cdot 0,062 - 0,02423)^3 = 7,757 \cdot 10^{-9}, \quad (5.41)$$

Напруження згину кришки і вкладиша:

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

$$= -21,55 \cdot \left[\frac{0,023 \cdot 0,062}{\left(1 + \frac{1,294 \cdot 10^{-10}}{7,757 \cdot 10^{-9}}\right) \cdot 1,91 \cdot 10^{-7}} + \frac{0,4}{2,125 \cdot 10^{-4}} \right] = 198,8 \text{ МПа},$$

де $F_\Gamma = I_k \cdot 0,5(c_6 - d_{ш.ш.}) = 0,025 \cdot 0,5(0,062 - 0,045) = 2,125 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$

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

Розрахунок стрижня шатуна

Вихідні дані

З динамічного розрахунку маємо:

- $P_{сж} = 13310 \text{ Н}$ при $\varphi = 375^\circ;$
- $P_p = -12960 \text{ Н}$ при $\varphi = 0^\circ;$
- довжина шатуна $L_{ш} = 120 \text{ мм};$
- $h_{ш} = 24,2 \text{ мм};$
- $b_{ш} = 15,2 \text{ мм};$
- $a_{ш} = 5 \text{ мм};.$

З розрахунків поршневої і кривошипної головок:

- $d = 28 \text{ мм};$
- $d_1 = 51,3 \text{ мм};$

Матеріал шатуна (сталь 12Х2Н2).

Площа і моменти інерції розрахункового перерізу В–В:

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

$$= 0,0242 \cdot 0,0152 - (0,0152 - 0,005)(0,0242 - 2 \cdot 0,003) = 1,822 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$$

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

$$= \frac{0,0152 \cdot 0,0242^3 - (0,0152 - 0,005)(0,0242 - 2 \cdot 0,003)^3}{12} = 1,283 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4,$$

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

$$= \frac{0,0242 \cdot 0,0152^3 - (0,0242 - 2 \cdot 0,003)(0,0152 - 0,005)^3}{12} = 5,473 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4,$$

Максимальні напруження від сили, що стискає:

а) в площині гойдання шатуна:

$$\sigma_{\max x} = \frac{K_x \cdot P_{сж}}{F_{cp}} = \frac{1,122 \cdot 13310}{1,822 \cdot 10^{-4}} = 81,96 \text{ МПа}, \quad (5.46)$$

$$\text{де } K_x = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{ш}} \frac{L_{ш}^2}{J_x} F_{cp} = 1 + \frac{1300}{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5} \frac{0,12^2}{1,283 \cdot 10^{-8}} 1,822 \cdot 10^{-4}$$

$$= 1,122;$$

б) в площині, перпендикулярній площині гойдання шатуна:

$$\sigma_{\max y} = \frac{K_y \cdot P_{сж}}{F_{cp}} = \frac{1,032 \cdot 13310}{1,822 \cdot 10^{-4}} = 75,39 \text{ МПа}, \quad (5.47)$$

$$\text{де } K_y = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{ш}} \frac{L_1^2}{4 \cdot J_y} F_{cp} = 1 + \frac{1300}{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5} \frac{0,08035}{4 \cdot 5,473 \cdot 10^{-9}} 1,822 \cdot 10^{-4} = 1,032,$$

де $\sigma_e = \sigma_B = 1300 \text{ МПа}$ – межа пружності матеріалу шатуна;

$$L_1 = L_{ш} - \frac{d + d_1}{2} = 120 - \frac{28 + 51,3}{2} = 80,35 \text{ мм.}$$

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

Для вуглецевих сталей 160...250 МПа.

Для легованих сталей 200...350 МПа.

Мінімальне напруження від сили, що розтягує:

$$\sigma_{\min} = \frac{P_p}{F_{\text{сп}}} = \frac{-12960}{1,822 \cdot 10^{-4}} = -71,13 \text{ МПа}, \quad (5.48)$$

Середні напруження і амплітуди циклу:

$$\sigma_{\text{mx}} = \frac{\sigma_{\max x} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{81,96 - (-71,13)}{2} = 5,415 \text{ МПа}, \quad (5.49)$$

$$\sigma_{\text{my}} = \frac{\sigma_{\max y} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{75,39 - (-71,13)}{2} = 2,13 \text{ МПа}, \quad (5.50)$$

$$\sigma_{\text{ax}} = \frac{\sigma_{\max x} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{81,96 + (-71,13)}{2} = 76,54 \text{ МПа}, \quad (5.51)$$

$$\sigma_{\text{ay}} = \frac{\sigma_{\max y} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{75,39 + (-71,13)}{2} = 73,26 \text{ МПа}, \quad (5.52)$$

$$\sigma_{\text{акх}} = \frac{\sigma_{\text{ax}} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{М}} \cdot \varepsilon_{\text{П}}} = \frac{76,54 \cdot 1,362}{0,86 \cdot 1,2} = 101 \text{ МПа}, \quad (5.53)$$

$$\sigma_{\text{аку}} = \frac{\sigma_{\text{ay}} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{М}} \cdot \varepsilon_{\text{П}}} = \frac{73,26 \cdot 1,362}{0,86 \cdot 1,2} = 96,69 \text{ МПа}, \quad (5.54)$$

де $k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4}(\sigma_{\text{в}} - 400) = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4}(1300 - 400) = 1,362$ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень;

$\varepsilon_{\text{М}} = 0,86$ – масштабний коефіцієнт, який визначається за табл. 11.7 [3];

$\varepsilon_{\text{П}} = 1,2$ коефіцієнт поверхневої чутливості, визначений за табл. 11.8 з урахуванням поверхневого зміцнення стержня шатуна обдування дробом [3].

Запаси міцності стержня шатуна в перерізі В-В:

за границею витривалості:

$$n_{\sigma_{xy}} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{akx} + \alpha_{\sigma} \sigma_{mx}} = \frac{400}{101 + 0,2 \cdot 5,415} = 3,918; \quad (5.55)$$

$$n_{\sigma_{xy}} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{aky} + \alpha_{\sigma} \sigma_{my}} = \frac{400}{96,69 + 0,2 \cdot 2,13} = 4,119; \quad (5.56)$$

за границею плинності:

$$n_{\sigma_{xT}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{akx} + \sigma_{mx}} = \frac{900}{101 + 5,415} = 8,457; \quad (5.57)$$

$$n_{\sigma_{yT}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{aky} + \sigma_{my}} = \frac{900}{96,69 + 2,13} = 9,107. \quad (5.58)$$

Так як:

$$\frac{\sigma_{akx}}{\sigma_{mx}} = \frac{101}{5,415} = 18,6519 \geq \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,4399,$$

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

$$n_{\sigma x} = 3,918;$$

$$n_{\sigma y} = 4,119.$$

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

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

5.2 Розрахунок на міцність шатунних болтів

З розрахунку кривошипної головки шатуна маємо: максимальну силу інерції, що розриває кривошипну головку і шатунні болти: $P_{jp} = 21,55 \text{ Н}$.

Приймаємо: номінальний діаметр болта $d = 16$ мм; шаг різьби $t = 1,5$ мм; кількість болтів $i_6 = 2$; Матеріал – сталь 40ХН, з табл. 11.2 і 11.3 [3] визначаємо:

- границя міцності $\sigma_B = 1300$ МПа;
- границя плинності $\sigma_T = 1150$ МПа;
- границя витривалості при розтягуванні-стисканні $\sigma_{-1p} = 380$ МПа;
- коефіцієнт приведення при розтягуванні-стисканні $\alpha_\sigma = 0,2$.

Напруження при розтягуванні-стисканні:

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T} = \frac{380}{1150} = 0,3304;$$

$$\frac{(\beta_\sigma - \alpha_\sigma)}{(1 - \beta_\sigma)} = \frac{(0,3304 - 0,2)}{(1 - 0,3304)} = 0,1947. \quad (5.59)$$

Сила попереднього затягування:

$$P_{np} = (2 \dots 3) \frac{P_{jp}}{i_6} = 2,5 \frac{21,55}{2} = 26,94 \text{ Н}. \quad (5.60)$$

Сумарна сила, що розтягує болт:

$$P_6 = P_{np} + \frac{\chi P_{jp}}{i_6} = 26,94 + \frac{0,24 \cdot 21,55}{2} = 29,53 \text{ Н}, \quad (5.61)$$

де χ – коефіцієнт основного навантаження різьбового з'єднання:

$$\chi = \frac{K_{ш}}{K_6 + K_{ш}}, \quad (5.62)$$

де $K_{ш}$ – податливість частин шатуна, що стягуються;

K_6 – податливість болта.

За емпіричними даними коефіцієнт змінюється в межах 0,15...0,25. Зі зменшенням діаметра шатунного болта значення χ , як правило, також зменшується [3].

Максимальні і мінімальні напруження, що виникають в болті:

$$\sigma_{\max} = \frac{4P_6}{\pi d_B^2} = \frac{4 \cdot 29,53}{3,14 \cdot 0,0139^2} = 194,6 \text{ МПа}, \quad (5.63)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{4P_{\text{пр}}}{\pi d_B^2} = \frac{4 \cdot 26,94}{3,14 \cdot 0,0139^2} = 177,5 \text{ МПа}. \quad (5.64)$$

де $d_B = d - 1,4t = 16 - 1,4 \cdot 1,5 = 0,0139 \text{ мм}$.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{194,6 + 177,5}{2} = 186,1 \text{ МПа}, \quad (5.65)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{194,6 - 177,5}{2} = 8,55 \text{ МПа}, \quad (5.66)$$

$$\sigma_{\text{ак}} = \frac{\sigma_a \cdot k_\sigma}{\varepsilon_{M\sigma} \cdot \varepsilon_{\text{П}\sigma}} = \frac{8,55 \cdot 4,3}{0,94 \cdot 0,84} = 46,56 \text{ МПа}, \quad (5.67)$$

де $k_\sigma = 1 + q(\alpha_{k\sigma} - 1) = 1 + 1(4,3 - 1) = 4,3$;

$\alpha_{k\sigma} = 4,3$ визначається за табл. 11.6 [3];

$q = 1$ визначається за рис. 11.2 [3];

$\varepsilon_{M\sigma} = 0,94$ – масштабний коефіцієнт, визначений за табл. 11.7 [3];

$\varepsilon_{\text{П}\sigma} = 0,84$ коефіцієнт поверхневої чутливості, визначений за табл. 11.8 [3].

Запаси міцності шатунних болтів:

за границею витривалості:

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{ак}} + \alpha_\sigma \sigma_m} = \frac{380}{46,56 + 0,2 \cdot 186,1} = 4,536; \quad (5.68)$$

за границею плинності:

$$n_{\sigma T} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{ak} + \sigma_m} = \frac{1150}{46,56 + 186,1} = 4,943. \quad (5.69)$$

Так як:

$$\frac{\sigma_{ak}}{\sigma_m} = \frac{46,56}{186,1} = 0,250188 \geq \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = 0,1947,$$

запас міцності шатунних болтів визначають за границею витривалості:

$$n_\sigma = 4,536.$$

Для шатунних болтів значення запасу міцності не повинно бути нижче 2.

5.3 Розрахунок колінчастого вала

На підставі даних динамічного розрахунку маємо:

- колінчастий вал повноопорний. двохпролітний;
- відцентрова сила інерції обертових мас $K_R = -17,67$ кН;
- радіус кривошипа $r_k = 0,03675$ м.

З урахуванням співвідношень наведених в [3], і аналізу існуючих двигунів приймаємо такі основні розміри колінчастого вала:

- зовнішній діаметр корінної шийки $d_{к.ш.} = 50$ мм;
- довжина корінної шийки $l_{к.ш.} = 64$ мм;
- зовнішній діаметр шатунної шийки $d_{ш.ш.} = 45$ мм;
- довжина шатунної шийки $l_{ш.ш.} = 100$ мм;
- розрахунковий переріз А-А щоки:
- ширина $b = 96$ мм;
- товщина $h = 19,5$ мм;

значення взяті з прототипу.

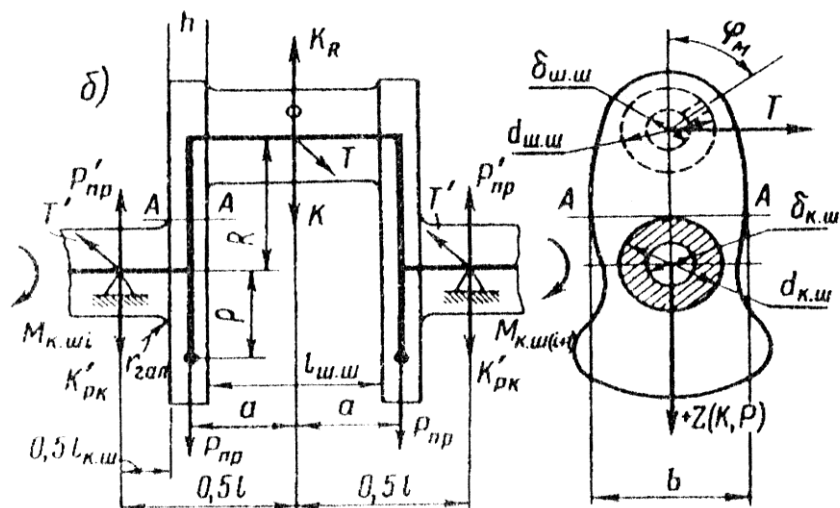


Рисунок 5.7. – Розрахункова схема колінчастого вала

Матеріал вала – чавун ВЧ45-5[3].

- границя міцності $\sigma_B = 450$ МПа;
- границя плинності $\sigma_T = 330$ МПа;
- границя плинності $\tau_T = 160$ МПа;
- границя витривалості при згині $\sigma_{-1} = 180$ МПа;
- границя витривалості при розтягуванні-стисканні $\sigma_{-1p} = 117$ МПа;
- границя витривалості при крученні $\tau_{-1} = 144$ МПа.
- коефіцієнт приведення циклу при згині $\alpha_\sigma = 0,4$.
- коефіцієнт приведення при крученні $\alpha_\tau = 0,6$.

Розрахункові коефіцієнти при згині:

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} = \frac{180}{330} = 0,3201; \quad (5.70)$$

$$\frac{(\beta_\sigma - \alpha_\sigma)}{(1 - \beta_\sigma)} = \frac{(0,3201 - 0,4)}{(1 - 0,3201)} = 0,9; \quad (5.71)$$

При крученні:

$$\beta_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_T} = \frac{144}{160} = 3; \quad (5.72)$$

$$\frac{(\beta_{\tau} - \alpha_{\tau})}{(1 - \beta_{\tau})} = \frac{(3 - 0,6)}{(1 - 3)} = 2,454. \quad (5.73)$$

Питомий тиск на поверхні шатунних шийок:

$$K_{\text{шш.ср}} = \frac{R_{\text{шш.ср}}}{d_{\text{ш.ш.}} \cdot l'_{\text{ш.ш.}}} = \frac{11920}{0,045 \cdot 0,096} = 2,759 \text{ МПа}, \quad (5.74)$$

$$K_{\text{шш.мах}} = \frac{R_{\text{шш.мах}}}{d_{\text{ш.ш.}} \cdot l'_{\text{ш.ш.}}} = \frac{20140}{0,045 \cdot 0,096} = 4,662 \text{ МПа}, \quad (5.75)$$

де $R_{\text{шш.ср}} = 11920 \text{ Н}$ та $R_{\text{шш.мах}} = 20140 \text{ Н}$ – відповідно середнє і максимальне навантаження на шатунну шийку;

$l'_{\text{ш.ш.}} = l_{\text{ш.ш.}} - 2r_{\text{гал.}} = 100 - 2 \cdot 2 = 96 \text{ мм}$ – робоча ширина шатунного вкладиша;

$r_{\text{гал.}} = 2 \text{ мм}$ – радіус галтелі.

Питомий тиск на поверхні корінних шийок:

$$K_{\text{кш.ср}} = \frac{R_{\text{кш.ср}}}{d_{\text{к.ш.}} \cdot l'_{\text{к.ш.}}} = \frac{21730}{0,05 \cdot 0,06} = 7,243 \text{ МПа}, \quad (5.76)$$

$$K_{\text{кш.мах}} = \frac{R_{\text{кш.мах}}}{d_{\text{к.ш.}} \cdot l'_{\text{к.ш.}}} = \frac{25710}{0,05 \cdot 0,06} = 8,57 \text{ МПа}, \quad (5.77)$$

де $R_{\text{кш.ср}} = 21730 \text{ Н}$ та $R_{\text{кш.мах}} = 25710 \text{ Н}$ – відповідно середнє і максимальне навантаження на корінну шийку;

$l'_{\text{к.ш.}} = l_{\text{к.ш.}} - 2r_{\text{гал.}} = 64 - 2 \cdot 2 = 60 \text{ мм}$ – робоча ширина корінного вкладиша;

$r_{\text{гал.}} = 2 \text{ мм}$ – радіус галтелі.

Розрахунок корінної шийки.

Моменти, що набігають, які скручують корінні шийки, розраховані аналітичним способом. Значення $M_{кр.ц1} = M_{крут}$, взяті з табл. А.3. $M_{кр.ц1}$ з урахуванням порядку роботи двигуна.

Момент опору корінної шийки крученню:

$$W_{тк.ш.} = \frac{\pi \cdot d_{к.ш.}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 0,05^3}{16} = 2,454 \text{ м}^3. \quad (5.78)$$

Крутний момент, що діє на корінну шийку вала:

$$M_{кр.ц} = TR; M_{к.ш1} = 0; M_{к.ш2} = M_{кр.ц1}, M_{к.ш3} = M_{к.ш2} + M_{кр.ц2}, \\ M_{к.ш_{i+1}} = M_{к.ш_i} + M_{кр.ц_i},$$

де $i = 4$ – число циліндрів.

Зкручувальний момент, що діє на шатунну шийку вала:

$$M_{ш.ш} = M_{ш.ш1} = 0,5 \cdot M_{кр.ц1}; \\ M_{ш.ш2} = M_{к.ш2} + 0,5M_{кр.ц2}; \\ M_{ш.ш_i} = M_{к.ш_i} + 0,5M_{кр.ц_i}.$$

Результати розрахунку заносимо в табл. 5.2.1.

Максимальне і мінімальне дотичне напруження знакозмінного циклу для найбільш навантаженої 3-ї корінної шийки, на яку діє крутний момент:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{к.ш.\max}}{W_{тк.ш.}} = \frac{109,3}{2,454} = 4,454 \text{ МПа}, \quad (5.79)$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{к.ш.\min}}{W_{тк.ш.}} = \frac{-426,5}{2,454} = -17,38 \text{ МПа}. \quad (5.80)$$

Середні напруження і амплітуди напружень:

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{4,454 + (-17,38)}{2} = -6,463 \text{ МПа}, \quad (5.81)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{4,454 - (-17,38)}{2} = 10,92 \text{ МПа}, \quad (5.82)$$

$$\tau_{\text{ак}} = \frac{\tau_a \cdot k_\tau}{\varepsilon_{M\tau} \cdot \varepsilon_{\text{П}\tau}} = \frac{10,92 \cdot 1,14}{0,72 \cdot 1,2} = 14,41 \text{ МПа}, \quad (5.83)$$

де $k_\tau = 0,6[1 + q(\alpha_{k\sigma} - 1)] = 0,6[1 + 0,5(2,8 - 1)] = 1,14$ – коефіцієнт концентрації напружень;

$q = 0,5$ – коефіцієнт чутливості матеріалу до концентрації напружень [1];

$\alpha_{k\sigma} = 2,8$ – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень, визначений за табл.11.6 [1]; $\varepsilon_{M\tau} = 0,72$ – масштабний коефіцієнт, визначений за табл.11.7 [1] при $d_{\text{к.ш.}} = 50 \text{ мм}$;

$\varepsilon_{\text{П}\tau} = 1,2$ – коефіцієнт поверхневої чутливості визначений за табл. 11.8 [1] з урахуванням гартування шийок струмами високої частоти на глибину 2-3 мм.

Запаси міцності корінної шийки від дотичних напружень:
за границею витривалості:

$$n_{\tau y} = \frac{\tau_{-1}}{(\tau_{\text{ак}} + \alpha_\tau \cdot \tau_m)} = \frac{144}{(14,41 + 0,6 \cdot -6,463)} = 13,67; \quad (5.84)$$

за границею плинності:

$$n_{\tau T} = \frac{\tau_T}{\tau_{\text{ак}} + \tau_m} = \frac{160}{14,41 + -6,463} = 20,13. \quad (5.85)$$

Так як $\tau_m < 0$ запас міцності корінної шийки визначають за границею витривалості:

$$n_\tau = 13,67.$$

За рекомендаціями [3], запас міцності корінної і шатунної шийок для сучасних двигунів лежить в інтервалі 3 ... 5.

Розрахунок шатунної шийки.

Момент опору шатунної шийки крученню:

$$W_{\tau_{\text{ш.ш.}}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ш.ш.}}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 0,045^3}{16} = 1,789 \text{ м}^3. \quad (5.86)$$

Максимальне і мінімальне дотичне напруження знакозмінного циклу для найбільш навантаженої 2-ї шатунної шийки:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{M_{\text{ш.ш. max}}}{W_{\tau_{\text{ш.ш.}}}} = \frac{68,28}{1,789} = 3,817 \text{ МПа}, \quad (5.87)$$

$$\tau_{\text{min}} = \frac{M_{\text{ш.ш. min}}}{W_{\text{шк.ш.}}} = \frac{-553,2}{1,789} = -30,92 \text{ МПа}. \quad (5.88)$$

Середнє напруження і амплітуди напружень:

$$\tau_m = \frac{\tau_{\text{max}} + \tau_{\text{min}}}{2} = \frac{3,817 + (-30,92)}{2} = -13,55 \text{ МПа}, \quad (5.89)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\text{max}} - \tau_{\text{min}}}{2} = \frac{3,817 - (-30,92)}{2} = 17,37 \text{ МПа}, \quad (5.90)$$

$$\tau_{\text{ак}} = \frac{\tau_a \cdot k_{\tau}}{\varepsilon_{\text{Мт}} \cdot \varepsilon_{\text{Пт}}} = \frac{17,37 \cdot 1,14}{0,75 \cdot 1,2} = 22 \text{ МПа}, \quad (5.91)$$

де $k_{\tau} = 1,14$ – коефіцієнт концентрації напружень, визначений при розрахунку корінної шийки;

$\varepsilon_{\text{Пт}} = 1,2$ – коефіцієнт поверхневої чутливості матеріалу до концентрації напружень, визначений за табл.11.7 [3] для внутрішньої поверхні шийки (свердління), на яку виходить масляні отвір;

$\varepsilon_{\text{Мт}} = 0,75$ – масштабний коефіцієнт, визначений за табл.11.8 [3] при $d_{\text{ш.ш.}} = 45 \text{ мм}$.

Запаси міцності шатунної шийки від дотичних напружень:
за границею витривалості:

$$n_{\tau_y} = \frac{\tau_{-1}}{(\tau_{ак} + \alpha_{\tau} \cdot \tau_m)} = \frac{144}{(22 + 0,6 \cdot -13,55)} = 10,38; \quad (5.92)$$

за границею плинності:

$$n_{\tau_T} = \frac{\tau_T}{\tau_{ак} + \tau_m} = \frac{160}{22 + -13,55} = 18,93. \quad (5.93)$$

Так як $\tau_m < 0$, запас міцності шатунної шийки від дотичних напружень визначають за границею витривалості:

$$n_{\tau} = 10,38.$$

Таблиця 5.2.1 — Моменти, що набігають на корінні і шатунні шийки колінчастого вала

φ°	$M_{ш.ш.1}$	$M_{к.ш.2}$	φ°	$M_{ш.ш.2}$	$M_{к.ш.3}$
180	-8,1E-06	1,62E-05	180	9,37E-06	2,99E-05
190	9,38	-18,8	190	-20,3	-15,6
200	18,8	-37,6	200	-66,6	20,5
210	28,1	-56,2	210	-123	76,5
220	36,7	-73,5	220	-142	62,7
230	43,8	-87,7	230	-145	26,8
240	48,1	-96,1	240	-150	11,6
250	48	-96	250	-153	18,8
260	42,6	-85,2	260	-149	43,3
270	31,5	-63	270	-134	78,3
280	15,7	-31,4	280	-105	117
290	-2,45	4,9	290	-68,1	151
300	-19,3	38,6	300	-29,1	174
310	-30,9	61,7	310	2,75	180
320	-34	68	320	19,9	164
330	-28,1	56,2	330	20,1	128
340	-16,6	33,2	340	9,28	81,1
350	-6,1	12,2	350	0,33	35,9
360	-6,8E-06	1,37E-05	360	5,56E-06	2,99E-05
370	-1,56	3,12	370	12,5	-15,6
380	-29	58,1	380	76,9	20,5
390	-66,4	133	390	161	76,5
400	-68,1	136	400	173	62,7
410	-57,2	114	410	158	26,8
420	-53,8	108	420	156	11,6
430	-57,4	115	430	163	18,8
440	-64,2	128	440	171	43,3
450	-70,7	141	450	173	78,3
460	-74	148	460	164	117
470	-73	146	470	144	151
480	-67,7	135	480	116	174
490	-59	118	490	87,1	180
500	-48,1	96,2	500	62,2	164
510	-36,1	72,3	510	44,2	128
520	-23,9	47,9	520	31,3	81,1
530	-11,9	23,7	530	17,6	35,9
540	-8,1E-06	1,62E-05	540	9,37E-06	2,99E-05

Розрахунок моментів, що згинають шатунну шийку, наведено в табл. 5.2.2.

Таблиця 5.2.2 — Моменти, що згинають шатунну шийку

φ°	T'_1, H	M_T, H	$M_T \sin \varphi_M,$ $\text{H} \cdot \text{м}$	$K'_{pk1},$ H	$Z'_\Sigma,$ H	$0,5 lZ'_\Sigma,$ $\text{H} \cdot \text{м}$	$M_Z,$ $\text{H} \cdot \text{м}$	$M_Z \cos \varphi_M,$ $\text{H} \cdot \text{м}$	$M_{\varphi_M},$ $\text{H} \cdot \text{м}$
180	-	-9,5E-06	-9,5E-06	7370	1370	52,2	187	0,0000141	-2,4E-05
190	289	11	11	7360	1360	51,7	187	0,0000141	11
200	578	22	22	7320	1320	50	185	0,000014	22
210	864	32,8	32,8	7230	1230	46,6	181	0,0000137	32,8
220	1130	43	43	7070	1070	40,7	176	0,0000133	43
230	1350	51,2	51,2	6840	837	31,8	167	0,0000126	51,2
240	1480	56,2	56,2	6520	521	19,8	155	0,0000117	56,2
250	1480	56,1	56,1	6140	143	5,42	140	0,0000106	56,1
260	1310	49,8	49,8	5750	-254	-9,63	125	0,0000094	49,8
270	969	36,8	36,8	5400	-600	-22,8	112	0,0000084	36,8
280	482	18,3	18,3	5180	-821	-31,2	104	0,0000078	18,3
290	-75,4	-2,87	-2,87	5150	-856	-32,5	102	0,0000077	-2,87
300	-594	-22,6	-22,6	5320	-683	-25,9	109	0,0000082	-22,6
310	-950	-36,1	-36,1	5650	-349	-13,3	122	0,0000091	-36,1
320	-1050	-39,7	-39,7	6020	24,1	0,92	136	0,0000102	-39,7
330	-864	-32,8	-32,8	6260	262	9,97	145	0,0000109	-32,8
340	-511	-19,4	-19,4	6230	226	8,58	143	0,0000108	-19,4
350	-188	-7,13	-7,13	5980	-24	-0,91	134	0,0000101	-7,13
360	-	-8E-06	-8E-06	5690	-312	-11,8	123	0,0000092	-1,7E-05
370	-48	-1,82	-1,82	4920	-1080	-40,9	93,9	0,0000070	-1,82
380	-894	-34	-34	3230	-2770	-105	29,6	0,0000022	-34
390	-2040	-77,6	-77,6	2480	-3520	-134	0,98	7,38E-08	-77,6
400	-2100	-79,6	-79,6	3360	-2640	-100	34,5	0,0000026	-79,6
410	-1760	-66,9	-66,9	4180	-1820	-69	65,8	0,0000049	-66,9
420	-1660	-63	-63	4630	-1370	-51,9	82,9	0,0000062	-63
430	-1770	-67,1	-67,1	4960	-1040	-39,6	95,2	0,0000071	-67,1
440	-1980	-75,1	-75,1	5310	-692	-26,3	109	0,0000081	-75,1
450	-2170	-82,6	-82,6	5730	-273	-10,4	124	0,0000093	-82,6
460	-2280	-86,5	-86,5	6200	196	7,45	142	0,0000107	-86,5
470	-2250	-85,3	-85,3	6670	666	25,3	160	0,0000121	-85,3
480	-2080	-79,1	-79,1	7090	1090	41,3	176	0,0000133	-79,1
490	-1810	-69	-69	7430	1420	54,1	189	0,0000143	-69
500	-1480	-56,2	-56,2	7670	1670	63,4	198	0,000015	-56,2
510	-1110	-42,3	-42,3	7830	1830	69,4	204	0,0000154	-42,3
520	-736	-28	-28	7910	1910	72,7	207	0,0000157	-28
530	-365	-13,9	-13,9	7950	1950	74,2	209	0,0000158	-13,9
540	4,96E-	1,89E-06	1,89E-06	7960	1960	74,4	209	0,0000158	-1,4E-05

Максимальне і мінімальне напруження асиметричного циклу шатунної шийки:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\varphi_{\text{м.маx}}}}{W_{\sigma_{\text{ш.ш.}}}} = \frac{167,6}{8,945} = 18,74 \text{ МПа}, \quad (5.94)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\varphi_{\text{м.мін}}}}{W_{\sigma_{\text{ш.ш.}}}} = \frac{-166}{8,945} = -18,56 \text{ МПа}. \quad (5.95)$$

де

$$W_{\sigma_{\text{ш.ш.}}} = 0,5W_{\tau_{\text{ш.ш.}}} = 0,5 \cdot 1,789 = 8,945 \text{ м}^3. \quad (5.96)$$

Середнє напруження і амплітуда напружень:

$$\sigma_{\text{м}} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{18,74 + (-18,56)}{2} = 0,09 \text{ МПа}, \quad (5.97)$$

$$\sigma_{\text{а}} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{18,74 - (-18,56)}{2} = 18,65 \text{ МПа}, \quad (5.98)$$

$$\sigma_{\text{ак}} = \frac{\sigma_{\text{а}} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{М}\sigma} \cdot \varepsilon_{\text{П}\sigma}} = \frac{18,65 \cdot 1,9}{0,78 \cdot 1,2} = 37,86 \text{ МПа}, \quad (5.99)$$

де $k_{\sigma} = 1 + q(\alpha_{k\sigma} - 1) = 1 + 0,5(2,8 - 1) = 1,9$; значення $\alpha_{k\sigma} = 2,8$ та

$q = 0,5$ визначені при розрахунку корінної шийки;

$\varepsilon_{\text{М}\sigma} = 0,78$ – масштабний коефіцієнт, визначений за табл.11.7 [3] при $d_{\text{ш.ш.}} = 45 \text{ мм}$;

$\varepsilon_{\text{П}\tau} = 1,2$ – коефіцієнт поверхневої чутливості, визначений за табл.11.8 [3] для внутрішньої поверхні шийки (свердління), на яку виходить масляний отвір;

Запаси міцності шатунної шийки від нормальних напружень:

за границею витривалості:

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1}}{(\sigma_{\text{ак}} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{\text{м}})} = \frac{180}{(37,86 + 0,4 \cdot 0,09)} = 10,38; \quad (5.100)$$

за границею плинності:

$$n_{\sigma T} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{ак} + \sigma_m} = \frac{330}{37,86 + 0,09} = 18,93. \quad (5.101)$$

Так як $\sigma_m < 0$, запас міцності шатунної шийки від нормальних напружень визначають за границею витривалості:

$$n_{\sigma} = 4,75.$$

Загальний запас міцності шатунної шийки:

$$n_{ш.ш.} = \frac{n_{\sigma} n_T}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_T^2}} = \frac{4,75 \cdot 10,38}{\sqrt{4,75^2 + 10,38}} = 4,319. \quad (5.102)$$

Запас міцності шатунної шийки автомобільних двигунів становить 2 ... 3.

Розрахунок щоки

Максимальний і мінімальний моменти, що скручують щоки:

$$\begin{aligned} M_{к.щ.маx} &= T'_{маx} 0,5(l_{к.щ.} + h) = 3303 \cdot 0,5(64 + 19,5) \cdot 10^{-3} = \\ &= 137,9 \text{ Н} \cdot \text{м}; \end{aligned} \quad (5.103)$$

$$\begin{aligned} M_{к.щ.миn} &= T'_{миn} 0,5(l_{к.щ.} + h) = -3270 \cdot 0,5(64 + 19,5) \cdot 10^{-3} = \\ &= -136,5 \text{ Н} \cdot \text{м}, \end{aligned} \quad (5.104)$$

де $T'_{маx} = 3303 \text{ Н}$, $T'_{миn} = -3270 \text{ Н}$ – за табл. 5.2.2.

Максимальне і мінімальне дотичні напруження знакозмінного циклу щоки:

$$\tau_{маx} = \frac{M_{к.щ.маx}}{W_{\tauщ.}} = \frac{137,9}{1,066} = 12,94 \text{ МПа}, \quad (5.105)$$

$$\tau_{миn} = \frac{M_{к.щ.миn}}{W_{\tauщ.}} = \frac{-136,5}{1,066} = -12,8 \text{ МПа}, \quad (5.106)$$

де $W_{\text{тщ.}} = \vartheta bh^2 = 0,292 \cdot 0,096 \cdot 0,0195^2 = 1,066 \text{ м}^3$ – момент опору розрахункового перерізу А-А щоки – рис. 5.7 ($\vartheta = 0,292$ визначено при $b/h = 96/19,5 = 4,923$).

Середні напруження і амплітуди напружень:

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{12,94 + (-12,8)}{2} = 0,07 \text{ МПа}, \quad (5.107)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{12,94 - (-12,8)}{2} = 12,87 \text{ МПа}, \quad (5.108)$$

$$\tau_{\text{ак}} = \frac{\tau_a \cdot k_{\tau}}{\varepsilon_{\text{Мт}} \cdot \varepsilon_{\text{Пт}}} = \frac{12,87 \cdot 0,6912}{0,66 \cdot 0,75} = 17,97 \text{ МПа}, \quad (5.109)$$

де $k_{\tau} = 0,6[1 + q(\alpha_{\text{кст}} - 1)] = 0,6[1 + 0,38(1,4 - 1)] = 0,6912$ – коефіцієнт концентрації напружень;

$q = 0,38$ – коефіцієнт чутливості матеріалу до концентрації на напружень;

$\alpha_{\text{кст}} = 1,4$ – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень, з урахуванням наявності концентрації напружень у галтелі (радіус галтелі прийнято 2 мм) при $\frac{r_{\text{гал.}}}{h} = \frac{2}{19,5} = 0,1026$;

$\varepsilon_{\text{Мт}} = 0,66$ – масштабний коефіцієнт, при $b = 96$ мм;

$\varepsilon_{\text{Пт}} = 0,75$ – коефіцієнт поверхневої чутливості, для необробленої щоки.

Запаси міцності щоки від дотичних напружень:

за границею витривалості:

$$n_{\text{ту}} = \frac{\tau_{-1}}{(\tau_{\text{ак}} + \alpha_{\tau} \cdot \tau_m)} = \frac{144}{(17,97 + 0,6 \cdot 0,07)} = 7,995; \quad (5.110)$$

за границею плинності:

$$n_{\text{тт}} = \frac{\tau_T}{\tau_{\text{ак}} + \tau_m} = \frac{160}{17,97 + 0,07} = 18,93. \quad (5.111)$$

Так як $\tau_m < 0$, запас міцності щоки від дотичних напружень визначають за границею витривалості:

$$n_\tau = 7,995.$$

Максимальне і мінімальне нормальне напруження щоки:

$$\begin{aligned} \sigma_{\Sigma\max} &= \frac{M_{\text{н.щ.}\max}}{W_{\text{щ.}}} + \frac{P_{\text{щ.}\max}}{F_{\text{щ}}} = \frac{-310,9}{6,084 \cdot 10^{-6}} + \frac{-2549}{1,872 \cdot 10^{-3}} = \\ &= -52,46 \text{ МПа}; \end{aligned} \quad (5.112)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\Sigma\min} &= \frac{M_{\text{н.щ.}\min}}{W_{\text{щ.}}} = \frac{P_{\text{щ.}\min}}{F_{\text{щ}}} = \frac{-719,2}{6,084 \cdot 10^{-6}} + \frac{-15310}{1,872 \cdot 10^{-3}} = \\ &= -126,4 \text{ МПа}, \end{aligned} \quad (5.113)$$

де

$$M_{\text{н.щ.}\max} = 0,25(K_{\max} + K_R)l_{\text{к.щ.}} = -310,9 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (5.114)$$

$$P_{\text{щ.}\max} = 0,5(K_{\max} + K_R) = -2549 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (5.115)$$

$$M_{\text{н.щ.}\min} = 0,25(K_{\min} + K_R)l_{\text{к.щ.}} = -719,2 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (5.116)$$

$$P_{\text{щ.}\min} = 0,5(K_{\min} + K_R) = -15310 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (5.117)$$

$$W_{\text{щ.}} = \frac{bh^2}{6} = \frac{0,096 \cdot 0,0195^2}{6} = 6,084 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \quad (5.118)$$

$$F_{\text{щ}} = bh = 0,096 \cdot 0,0195 = 1,872 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (5.119)$$

Середні напруження і амплітуди напружень:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{-52,46 + (-126,4)}{2} = -89,43 \text{ МПа}, \quad (5.120)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{-52,46 - (-126,4)}{2} = 36,97 \text{ МПа}, \quad (5.121)$$

$$\sigma_{\text{ак}} = \frac{\sigma_a \cdot k_\sigma}{\varepsilon_{\text{М}\sigma} \cdot \varepsilon_{\text{П}\sigma}} = \frac{36,97 \cdot 1,152}{0,75 \cdot 0,7} = 81,12 \text{ МПа}, \quad (5.122)$$

де $k_\sigma = 1 + q(\alpha_{\text{к}\sigma} - 1) = 1 + 0,38(1,4 - 1) = 1,152$;

$\alpha_{k\sigma} = 1,4$, $q = 0,38$ та $\varepsilon_{\Pi\sigma} = \varepsilon_{\Pi\tau} = 0,7$ визначені при розрахунку дотичних напружень;

$$\varepsilon_{M\sigma} = 0,75, \text{ при } b = 96 \text{ мм.}$$

Запаси міцності щоки від нормальних напружень:
за границею витривалості:

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1}}{(\sigma_{ак} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_m)} = \frac{180}{(81,12 + 0,4 \cdot -89,43)} = 3,969; \quad (5.123)$$

за границею плинності:

$$n_{\sigma\tau} = \frac{\sigma_{\tau}}{\sigma_a + \sigma_m} = \frac{330}{36,97 + 0,09} = -39,71. \quad (5.124)$$

Так як $\sigma_m < 0$, запас міцності щоки від нормальних напружень визначають за границею витривалості:

$$n_{\sigma} = 3,969.$$

Сумарний запас міцності щоки:

$$n_{\sigma\tau} = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{3,969 \cdot 7,995}{\sqrt{3,969^2 + 7,995^2}} = 3,555. \quad (5.125)$$

Рекомендований запас міцності щік автомобільних бензинових і газових двигунів має значення не менше 2 ... 3.

Запас міцності щоки проектуемого двигуна лежить в допустимих межах.

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

6 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РІВНЯ ФОРСУВАННЯ НА ЗАПАС НАДІЙНОСТІ ДЕТАЛЕЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ ДВИГУНА МЕМЗ-307

В розділах 3, 4, 5 наведені тепловий, динамічний розрахунок базового безнаддувного двигуна МЕМЗ-307 та розрахунок шатунної групи і колінчастого валу на міцність відповідно. З аналізу літератури відомо, що збитковий тиск наддуву p_k від привідного компресора може сягати 1,5 бар. Тому поставлена задача дослідити вплив тиску повітря на запаси надійності деталей КШМ досліджуваного двигуна з урахуванням підвищеного тиску від привідного компресора без проміжного охолодження.

6.1 Вплив підвищеного тиску повітря від привідного компресора на техніко-економічні показники двигуна МЕМЗ-307

Проведено ряд теплових розрахунків при значеннях збиткового тиску на вході в двигун $p_k = 0$ бар (атмосферний двигун, базовий розрахунок розд.3), $p_k = 0,2$ бар, $p_k = 0,4$ бар, $p_k = 0,6$ бар, $p_k = 0,8$ бар. Для запобігання прояву детонації значення ступеня стиснення прийняті: $\varepsilon = 9,8$; $\varepsilon = 9,8$; $\varepsilon = 9,5$; $\varepsilon = 9,1$; $\varepsilon = 8,5$. Всі інші значення до теплового розрахунку (див. табл. 3.1) залишились незмінними.

Таблиця 6.1 – Значення ефективних показників

p_k , бар	0	0,2	0,4	0,6	0,8
ε	9,8	9,8	9,5	9,1	8,5
N_e , кВт	51,71	58,67	64,95	70,62	75,65
G_e , кг/кВт·ч	0,2875	0,2882	0,2916	0,2963	0,3035

За результатами теплового розрахунку побудовано графіки залежностей ефективних показників робочого циклу від тиску наддуву (рис. 6.1).

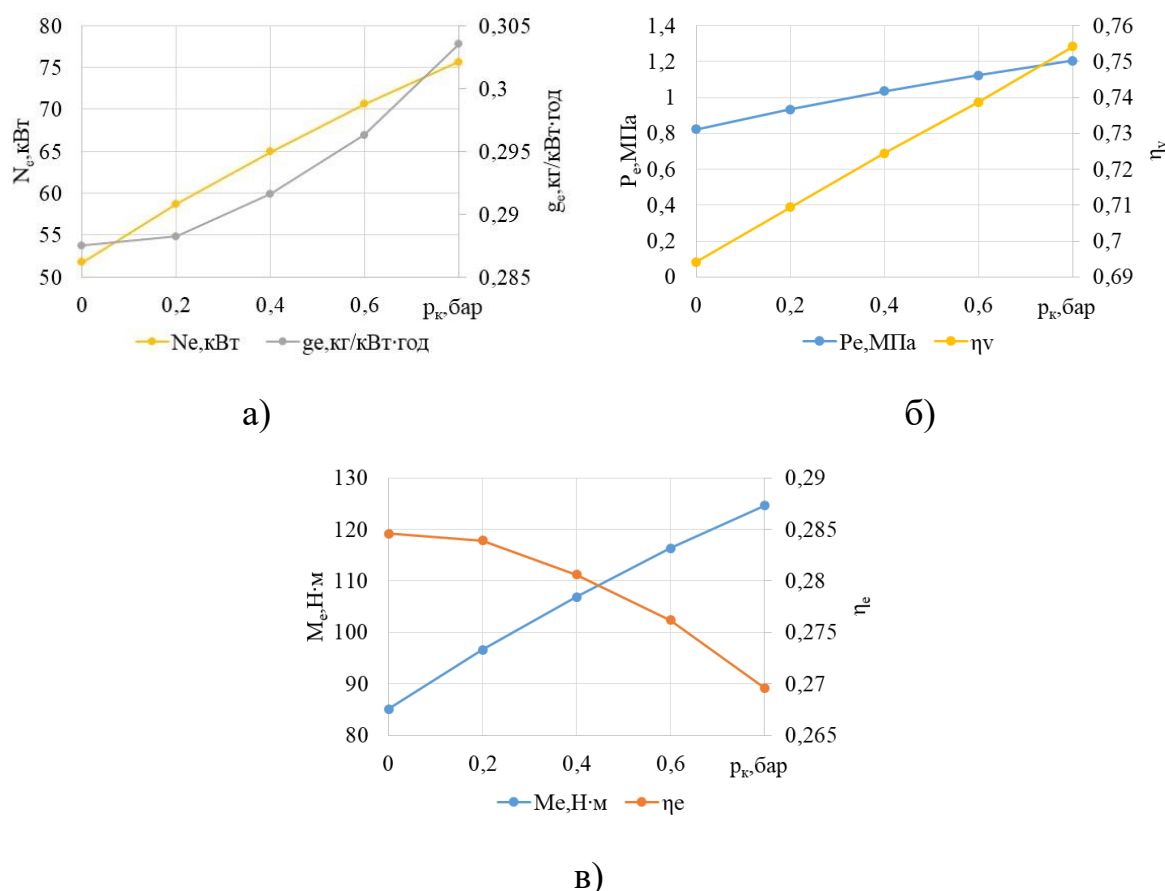


Рисунок 6.1 – Ефективні показники двигуна, при різних значеннях тиску наддуву:

- а) – потужність та питома ефективна витрата палива;
- б) – середній ефективний тиск у циліндрі та коефіцієнт наповнення циліндрів;
- в) – ефективний крутний момент та ефективний ККД двигуна.

З протоколів теплових розрахунків, і з рис. 6.1 видно, що ефективність робочого циклу знижується у зв'язку з відсутністю проміжного охолодження впускного повітря (рис. 6.2 а) та необхідністю знижувати ступінь стиснення для запобігання перевищенню допустимих температур та тисків в циліндрі (рис.6.2 б)

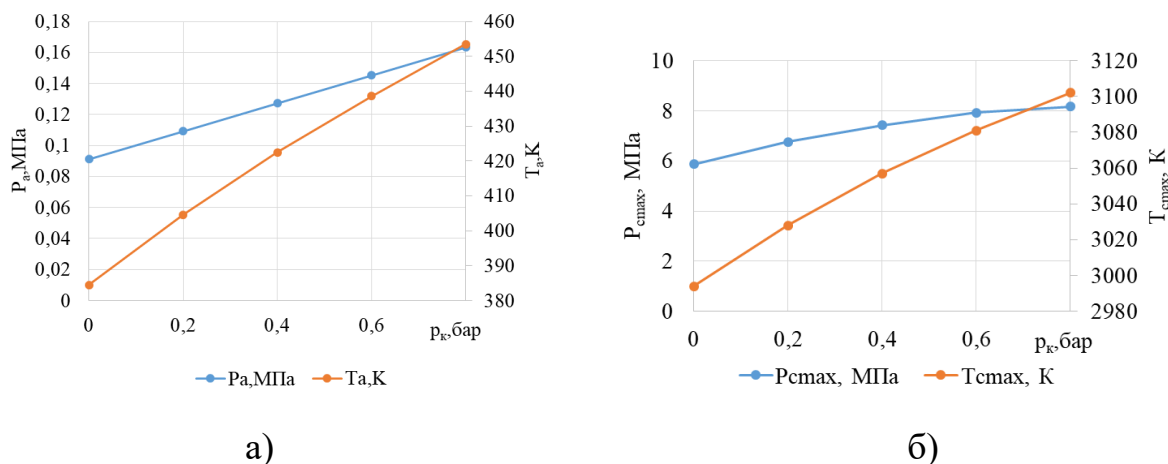


Рисунок 6.2 – Значення температури та тиску в циліндрі, при різних значеннях тиску наддуву:

- а) – температура та тиск в кінці такту впуску;
- б) – максимальні значення температури та тиску в процесі згорання ППС.

Виходячи з цього подальше підвищення тиску наддуву на номінальному режимі понад $p_k = 0,8$ бар може призвести до детонації, необхідна заміна палива, застосування проміжного охолодження повітря після компресора або подальше зниження ступеня стиснення з відповідною втратою ефективності.

6.2 Вплив рівня форсування на запас надійності деталей КШМ

На базі результатів теплових та динамічних розрахунків при різних значеннях тиску наддуву виконано розрахунки на міцність основних деталей КШМ двигуна MeM3-307. В табл.6.2 та на рис.6.3 представлені розрахункові значення запасів міцності деталей шатунної групи в залежності від рівня форсування базового двигуна. Методика розрахунку запасів міцності шатунних болтів, нижньої кришки шатуна та перерізу I-I верхньої головки шатуна передбачає врахування виключно інерційних сил при роботі двигуна на

максимально допустимій частоті обертання колінчастого вала. При цьому вищевказані критичні перерізи шатунної групи зазнають виключно напружень розтягування. Форсування двигуна підвищенням тиску впускного повітря не впливає на відповідні елементи. Базовий двигун має значні запаси міцності.

Таблиця 6.2 – Запаси міцності шатунної групи в критичних перерізах

N_e , кВт		51,7	58,7	65	70,6	75,7	[n]	
ΔN_e , %		0	13,5	25,7	36,6	46,4		
Деталь	Переріз	Запас міцності, n					≥ 2	
Шатунний болт	-	$n_{\sigma b}$	4,536	4,536	4,536	4,536		4,536
Шатун	I-I	n_{σ}	5,622	5,622	5,622	5,622	5,622	2,5...5
	A-A	$n_{\sigma 1}$	2,65	2,561	2,496	2,449	2,427	2...5
	B-B	$n_{\sigma x}$	3,918	3,316	2,972	2,752	2,649	$\geq 1,5$
		$n_{\sigma y}$	4,119	3,507	3,15	2,924	2,816	

Згідно з рис.6.3 та табл. 6.2 найменший запас міцності має верхня головка шатуна у місті переходу в стрижень. Залежність її має практично лінійний характер від тиску наддуву і запас міцності переходить мінімально допустиме значення при рівні форсування більше 25% від базового двигуна. Водночас, враховуючи спортивний характер досліджуваного двигуна, запас міцності, а отже і надійності від руйнування через напруження втоми можна вважати достатнім.

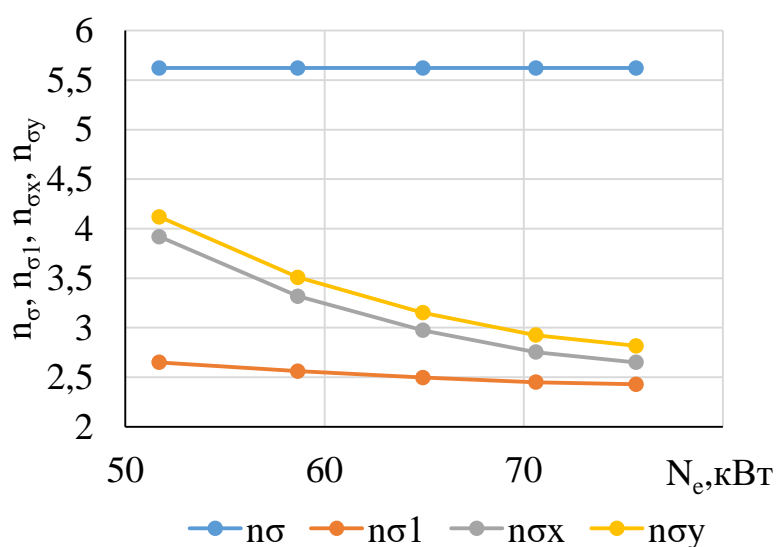


Рисунок 6.3 Діаграма запасів міцності шатунної групи в критичних перерізах, при різних значеннях тиску наддуву.

На базі серії розрахунків на міцність колінчастого вала отримано значення середніх та максимальних питомих тиски на шатунну шийку к.в. та на найбільш навантажену третю корінну шийку к.в. Значення питомих тисків мають безпосередній вплив на режими мащення, а отже є одними з головних критеріїв запасу надійності деталей КШМ. З рис.6.4 а видно, що збільшення рівня форсування двигуна шляхом підвищення тиску наддуву практично не впливає на значення питомих тисків, а отже не очікується і зміна режимів мащення.

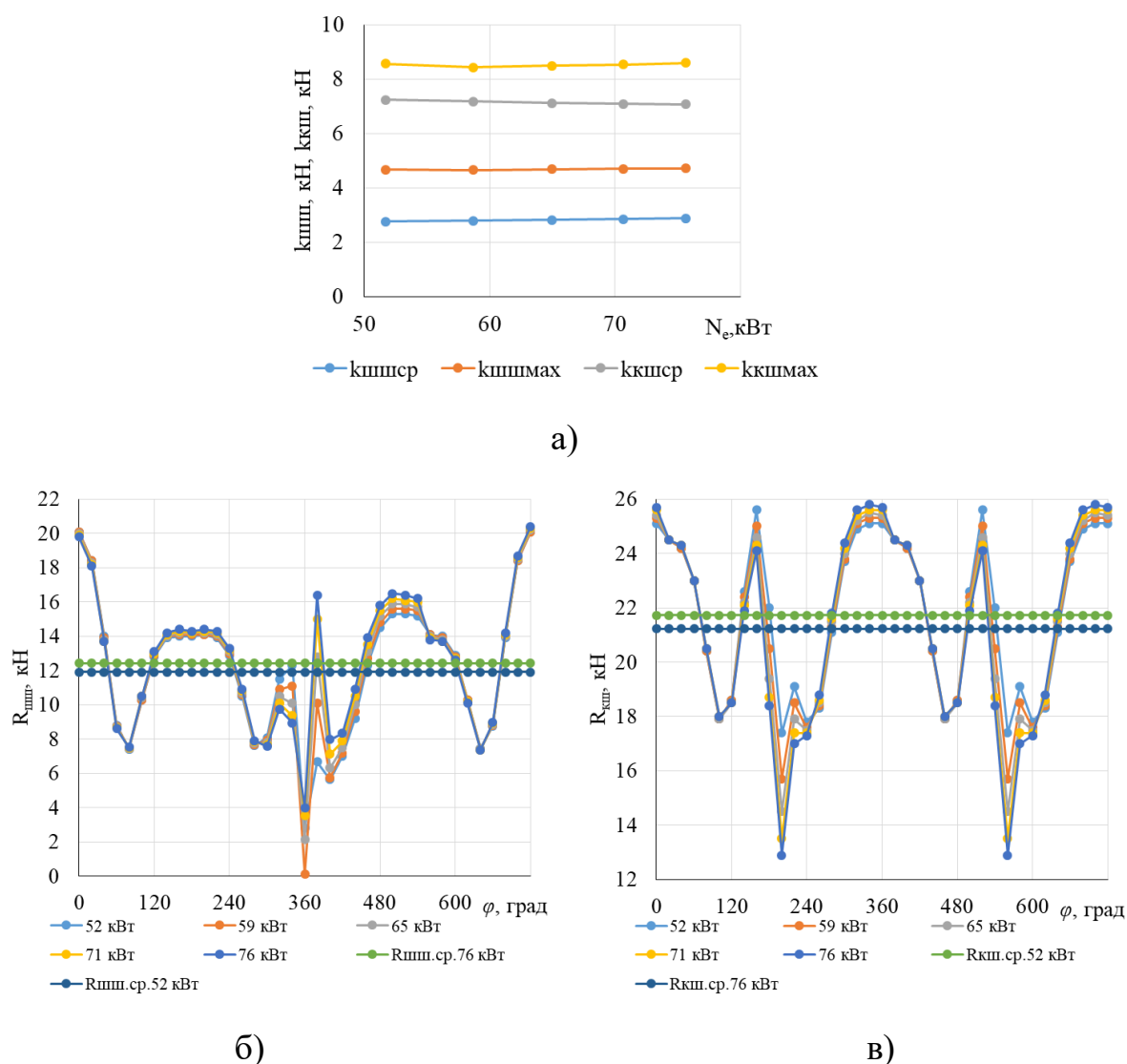


Рисунок 6.4 Пікові значення температури та тиску в циліндрі, при різних різних рівнях форсування двигуна.

а) – потужність та питома ефективна витрата палива;

б) – середній ефективний тиск у циліндрі та коефіцієнт наповнення циліндрів;

в) – ефективний крутний момент та ефективний ККД двигуна.

На рис.6.4 а та б зображено розгорнуті діаграми навантаження на шатунну та найбільш навантажену третю корінну шийку колінчастого вала. З аналізу графічних залежностей видно, що в розглянутому в роботі діапазоні значень збиткового тиску наддуву, газова складова навантаження на шийки колінчастого вала компенсує інерційну. Завдяки цьому значення питомого тиску практично не змінюються зі зміною рвіня форсування.

Крім того, якщо для шатунної шийки характерне незначне зростання сере навантаження та питомого тиску при зростанні потужності, то для корінної шийки середні значення навіть дещо знижуються.

Результати розрахунків запасів міцності представлені в табл.6.3 та графічно зображені на рис.6.5.

З аналізу отриманих залежностей видно, що зростання потужності, а відповідно і крутного моменту на валу двигуна призводить до мінімального зменшення запасу міцності корінних шийок к.в. від навантажень скручування. Максимальне зниження запасу міцності корінної шийки не перевищує 2% при зростанні потужності на понад 46%. Це пов'язано зі значним збитковим запасом для цього елемента к.в. у базового двигуна.

Таблиця 6.3 – Запаси міцності колінчастого вала

$N_e, \text{кВт}$		51,7	58,7	65	70,6	75,7	[n]	$\Delta_{\text{max}}, \%$	
$\Delta N_e, \%$		0	13,5	25,7	36,6	46,4			
Елемент к.в.	Вид напруження	Запас міцності, n							
Корінна шийка	Скручування	n_τ	13,7	13,6	13,5	13,5	13,4	[3...5]	-1,7
Шатунна шийка	Скручування	$n_{\tau 1}$	10,4	9,7	9,1	8,6	8,2	[2...3]	-20,6
	Згин	n_σ	4,8	4,6	4,3	4	3,9		-17,7
	Загальне	$n_{\text{шш}}$	4,3	4,2	3,9	3,7	3,5		-18,2
Щока	Скручування	$n_{\tau 2}$	8	7,8	7,4	7,2	7	[2...3]	-12,5
	Згин	$n_{\sigma 1}$	4	3	2,6	2,3	2,2		-45,1
	Загальне	$n_{\text{щ}}$	3,6	2,8	2,4	2,2	2,1		-41,5

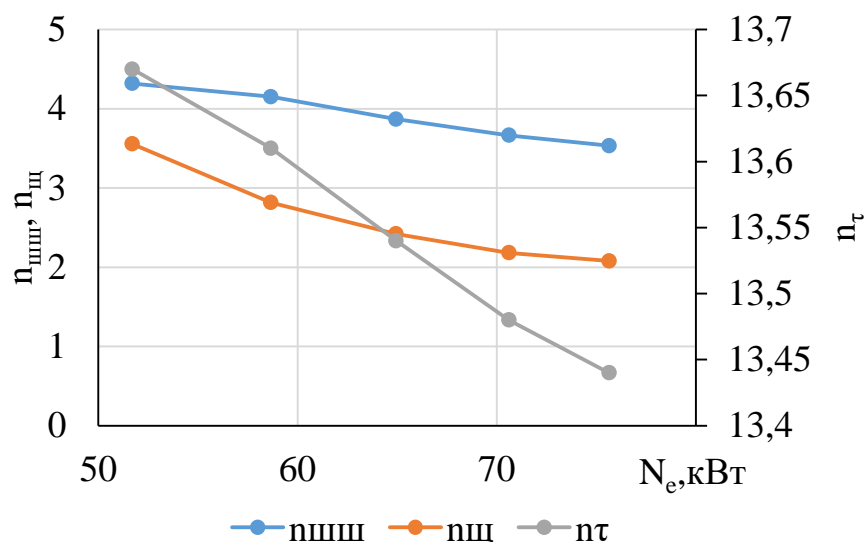


Рисунок 6.5 Пікові значення температури та тиску в циліндрі, при різних рівнях форсування.

Загальний запас міцності шатунної шийки також значно перевищує встановлені допустимі граничні значення. Максимальне зниження не перевищує 20 % для найбільшого рівня форсування.

В той же час, загальний запас міцності щоки к.в. зі зростанням потужності двигуна поступово наближається до нижньої межі допустимих значень.

6.3 Висновки за розділом

З аналізу отриманих результатів можна зробити наступні висновки:

1. Збільшення тиску наддуву бензинового 4-тактного ДВЗ МеМЗ-307 викликає зростання потужності та крутного моменту. Зниження ступеня стиснення призводить до зменшення ефективного ККД з одночасним зростанням питомої витрати палива.

2. Величину наддуву слід обмежувати у зв'язку зі стрімким зростанням температур та тисків у циліндрах, що може призвести до детонаційного згорання.

3. Обране значення збиткового тиску наддуву $p_k = 0,8$ бар дозволяє підвищити потужність на 46,7 % при збільшенні питомої витрати палива на 5,6%.

4. Навіть за найбільших рівнів форсування деталі КШМ двигуна для спортивного автомобіля на базі MeM3-307 мають достатні запаси міцності. Рівень форсування практично не впливає на режими мащення, а отже запаси надійності можна вважати достатніми.

ВИСНОВКИ

Використання систем наддуву є дієвим способом підвищення індикаторних та ефективних показників ДВЗ. З огляду методів форсування визначено, що форсування двигунів методом підвищення тиску у впускній системі є менш вибагливим ніж за рахунок збільшення частоти обертання.

Розглянуто особливості конструкції бензинового чотиритактного двигуна MeM3-307, особливості його конструкції та систем. Визначено основні положення фізико-математичної моделі розрахунку циклу ДВЗ.

В магістерській роботі розглянуто дослідження впливу рівня форсування ДВЗ на запас надійності деталей його КШМ. Визначено, що від величини збиткового тиску наддуву i , відповідно, рівня форсування залежить міцність і надійність лише частини критичних перерізів деталей КШМ. Частина з них залежить виключно від максимально допустимої частоти обертання.

В роботі дано рекомендації щодо поліпшення конструкції двигуна MeM3-307 за необхідності подальшого форсування зі збереженням допустимих запасів надійності.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

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

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

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	91200	384,6	0,0002988	0,0003616
190	92060	386,4	0,0002988	0,0003599
200	94190	389,6	0,0002988	0,0003547
210	97760	394,5	0,0002988	0,0003461
220	103000	401,2	0,0002988	0,0003339
230	110500	410	0,0002988	0,0003182
240	120800	421,3	0,0002988	0,0002991
250	135000	435,6	0,0002988	0,0002767
260	154600	453,4	0,0002988	0,0002516
270	182000	475,7	0,0002988	0,0002241
280	221200	503,5	0,0002988	0,0001952
290	278600	538,3	0,0002988	0,0001657
300	364800	581,7	0,0002988	0,0001367
310	498000	635,9	0,0002988	0,0001095
320	707600	702,6	0,0002988	0,00008516
330	1034000	781,9	0,0002988	0,00006487
340	1506000	871	0,0002988	0,0000496
350	2290000	1068	0,0002996	0,00004012
360	4007000	1696	0,0003037	0,0000369
370	5643000	2528	0,000312	0,00004012
380	5508000	2988	0,0003186	0,0000496
390	4031000	2846	0,0003201	0,00006487
400	2782000	2579	0,0003201	0,00008516
410	1976000	2355	0,0003201	0,0001095
420	1461000	2174	0,0003201	0,0001367
430	1125000	2028	0,0003201	0,0001657
440	899100	1910	0,0003201	0,0001952
450	743800	1814	0,0003201	0,0002241
460	634100	1736	0,0003201	0,0002516
470	555200	1672	0,0003201	0,0002767
480	497700	1620	0,0003201	0,0002991
490	455400	1577	0,0003201	0,0003182
500	424400	1543	0,0003201	0,0003339
510	402000	1514	0,0003201	0,0003461
520	386400	1492	0,0003201	0,0003547
530	376400	1474	0,0003201	0,0003599
540	371400	1462	0,0003201	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	-5140	-189
40	-8140	-1630	-8300	-5190	-6490	-238
60	-3470	-955	-3600	-909	-3490	-128
80	1080	343	1140	-149	1130	41,4
100	4520	1430	4740	-2190	4200	154
120	6410	1760	6650	-4730	4670	172
140	7000	1410	7140	-6270	3420	126
160	6920	729	6960	-6760	1680	61,8
180	6810	0	6810	-6810	0	0
200	6940	-731	6980	-6770	-1690	-62
220	7050	-1420	7190	-6310	-3450	-127
240	6540	-1800	6780	-4830	-4770	-175
260	4800	-1520	5030	-2330	-4460	-164
280	1660	-524	1740	-229	-1720	-63,4
300	-2260	623	-2350	-593	2270	83,5
320	-5420	1090	-5530	-3450	4320	159
340	-5400	569	-5430	-4880	2380	87,5
360	4340	0	4340	4340	0	0
380	12300	1290	12300	11100	5410	199
400	3750	752	3820	2390	2980	110
420	2580	709	2670	675	2590	95
440	4650	1470	4880	-641	4840	178
460	6910	2190	7250	-3350	6430	236
480	8210	2260	8510	-6060	5980	220
500	8470	1700	8640	-7580	4140	152
520	8230	867	8270	-8030	2000	73,5
540	8050	0	8050	-8050	0	0
560	7010	-739	7050	-6840	-1700	-62,6
580	7090	-1420	7230	-6350	-3470	-127
600	6500	-1790	6740	-4800	-4740	-174
620	4610	-1460	4830	-2230	-4280	-157
640	1170	-371	1230	-162	-1220	-44,8
660	-3380	931	-3510	-886	3400	125
680	-8050	1620	-8210	-5130	6410	236
700	-11600	1220	-11600	-10400	5100	187
720	-12900	0	-12900	-12900	0	0
					(Mi)cp=	27,31

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	-62	-62,6	199	-114	
40	-238	-127	-127	110	-383	
60	-128	-175	-174	95	-382	
80	41,4	-164	-157	178	-102	
100	154	-63,4	-44,8	236	282	
120	172	83,5	125	220	600	
140	126	159	236	152	672	
160	61,8	87,5	187	73,5	410	
180	0	0	0	0	0	
200	-62	199	-189	-62,6	-114	
220	-127	110	-238	-127	-383	
240	-175	95	-128	-174	-382	
260	-164	178	41,4	-157	-102	
280	-63,4	236	154	-44,8	282	
300	83,5	220	172	125	600	
320	159	152	126	236	672	
340	87,5	73,5	61,8	187	410	
360	0	0	0	0	0	109,3
380	199	-62,6	-62	-189	-114	
400	110	-127	-127	-238	-383	
420	95	-174	-175	-128	-382	
440	178	-157	-164	41,4	-102	
460	236	-44,8	-63,4	154	282	
480	220	125	83,5	172	600	
500	152	236	159	126	672	
520	73,5	187	87,5	61,8	410	
540	0	0	0	0	0	
560	-62,6	-189	199	-62	-114	
580	-127	-238	110	-127	-383	
600	-174	-128	95	-175	-382	
620	-157	41,4	178	-164	-102	
640	-44,8	154	236	-63,4	282	
660	125	172	220	83,5	600	
680	236	126	152	159	672	
700	187	61,8	73,5	87,5	410	
720	0	0	0	0	0	

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		
	T ₁ , Н	K _{рк1} , Н	T _{к2} , Н	T _{к2} , Н	K _{к2} , Н	R _{кш2} , Н		T ₂ , Н	K _{рк2} , Н	T _{к3} , Н	T _{к3} , Н	K _{к3} , Н	R _{кш3} , Н		T ₃ , Н	K _{рк3} , Н	R _{кш3} , Н
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15			
0	0	15300	0	3070	3070	180	0	-12200	0	-25100	25100	540	0	-12900			
20	2570	14100	1730	1880	2550	200	-843	-12200	-1700	-24500	24500	560	-852	-12300			
40	3240	11400	1520	-564	1620	220	-1720	-12000	-3460	-24000	24200	580	-1730	-12000			
60	1740	9290	-640	-1960	2060	240	-2380	-11200	-4750	-22500	23000	600	-2370	-11200			
80	-563	8910	-2790	-1090	3000	260	-2230	-10000	-4370	-19900	20400	620	-2140	-9950			
100	-2100	9930	-2960	981	3120	280	-862	-8950	-1470	-17900	17900	640	-610	-8910			
120	-2340	11200	-1200	2070	2390	300	1140	-9130	2830	-18400	18600	660	1700	-9280			
140	-1710	12000	447	1410	1480	320	2160	-10600	5370	-22000	22600	680	3210	-11400			
160	-841	12200	349	938	1000	340	1190	-11300	3740	-25300	25600	700	2550	-14100			
180	0	12200	0	5580	5580	360	0	-6660	0	-22000	22000	0	0	-15300			
200	843	12200	3550	8930	9610	380	2710	-3290	138	-17400	17400	20	-2570	-14100			
220	1720	12000	3220	4350	5410	400	1490	-7640	-1750	-19100	19100	40	-3240	-11400			
240	2380	11200	3680	2750	4590	420	1290	-8500	-450	-17800	17800	60	-1740	-9290			
260	2230	10000	4650	843	4720	440	2420	-9150	2980	-18100	18300	80	563	-8910			
280	862	8950	4080	-1560	4370	460	3210	-10500	5310	-20400	21100	100	2100	-9930			
300	-1140	9130	1850	-2730	3300	480	2990	-11900	5320	-23100	23700	120	2340	-11200			
320	-2160	10600	-86,6	-2070	2070	500	2070	-12600	3780	-24600	24900	140	1710	-12000			
340	-1190	11300	-191	-1570	1590	520	1000	-12800	1840	-25100	25100	160	841	-12200			
360	0	6660	0	-6200	6200	540	0	-12900	0	-25100	25100	180	0	-12200			
380	-2710	3290	-3560	-8970	9650	560	-852	-12300	-1700	-24500	24500	200	-843	-12200			
400	-1490	7640	-3230	-4370	5430	580	-1730	-12000	-3460	-24000	24200	220	-1720	-12000			
420	-1290	8500	-3660	-2740	4570	600	-2370	-11200	-4750	-22500	23000	240	-2380	-11200			
440	-2420	9150	-4560	-796	4630	620	-2140	-9950	-4370	-19900	20400	260	-2230	-10000			

Продовження табл.А.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
460	-3210	10500	-3820	1600	4140	640	-610	-8910	-1470	-17900	17900	280	-862	-8950
480	-2990	11900	-1290	2590	2890	660	1700	-9280	2830	-18400	18600	300	1140	-9130
500	-2070	12600	1140	1230	1670	680	3210	-11400	5370	-22000	22600	320	2160	-10600
520	-1000	12800	1550	-1210	1970	700	2550	-14100	3740	-25300	25600	340	1190	-11300
540	0	12900	0	-2450	2450	0	0	-15300	0	-22000	22000	360	0	-6660
560	852	12300	-1720	-1840	2520	20	-2570	-14100	138	-17400	17400	380	2710	-3290
580	1730	12000	-1510	580	1620	40	-3240	-11400	-1750	-19100	19100	400	1490	-7640
600	2370	11200	625	1940	2040	60	-1740	-9290	-450	-17800	17800	420	1290	-8500
620	2140	9950	2700	1040	2900	80	563	-8910	2980	-18100	18300	440	2420	-9150
640	610	8910	2710	-1010	2890	100	2100	-9930	5310	-20400	21100	460	3210	-10500
660	-1700	9280	637	-1920	2030	120	2340	-11200	5320	-23100	23700	480	2990	-11900
680	-3210	11400	-1500	-569	1600	140	1710	-12000	3780	-24600	24900	500	2070	-12600
700	-2550	14100	-1710	1850	2510	160	841	-12200	1840	-25100	25100	520	1000	-12800
720	0	15300	0	3070	3070	180	0	-12200	0	-25100	25100	540	0	-12900