

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЗАПОРІЗЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

Машинобудівний, транспортний
(повне найменування інституту, назва факультету)
Двигуни внутрішнього згорання
(повна назва кафедри)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломного проекту (роботи)

магістр

(рівень вищої освіти (освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему «Вплив тиску наддуву на запас міцності шатунної групи дизельного двигуна Д - 245»

Виконав: студент 6 курсу, групи Т-419м

напряму підготовки (спеціальності)

133 Галузеве машинобудування

(код і назва напряму підготовки, спеціальності)

Фомінов Є.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник Слинько В.В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Дядя С.І.

(прізвище та ініціали)

2020 року

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЗАПОРІЗЬКА ПОЛІТЕХНІКА»
(повне найменування вищого навчального закладу)

ІНСТИТУТ, ФАКУЛЬТЕТ МАШИНОБУДІВНИЙ, ТРАНСПОРТНИЙ

КАФЕДРА ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Ступінь вищої освіти (освітній ступінь) Магістр
СПЕЦІАЛЬНІСТЬ 133 ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

Освітня програма Двигуни внутрішнього згорання

(КОД І НАЗВА)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

Слинько Г.І.

“ ” _____ 2020 року

ЗАВДАННЯ

НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Фомінов Євгеній Володимирович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Тема проекту (роботи) «Вплив тиску наддуву на запас міцності шатунної групи дизельного двигуна Д - 245»

керівник проекту (роботи) Слинько В.В., ст. викл.

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від “30” листопада 2020 року
№ 376

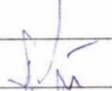
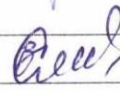
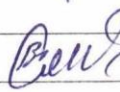
2. Строк подання студентом проекту (роботи) 15 грудня 2020р.

3. Вихідні дані до проекту (роботи) дизельний двигун Д-245.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити: аналітичний огляд літератури; тепловий розрахунок двигуна, визначення та порівняння динамічних якостей автомобіля, економічне обґрунтування роботи; охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.

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

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

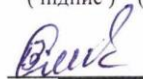
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-5	Слинько В. Г., ст.викладач		
6	Левченко Н.М., д.н.держ.упр., проф., зав. каф. ПТБД		
7	Лазуткін М.І., к.т.н., доцент каф. ОПІНС		
Н.к.	Слинько В.В., ст. викладач		

7. Дата видачі завдання 01.09.2019

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Оформлення завдання до магістерської роботи	01.09.2020	
2	Загальний огляд бензинових двигунів	10.09.2020	
3	Газорозподіл у ДВЗ	20.09.2020	
4	Методи досліджень та устаткування	29.09.2020	
5	Тепловий розрахунок двигуна (УЗАМ 331)	13.10.2020	
6	Економічне обґрунтування роботи	28.10.2020	
7	Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	08.11.2020	
8	Оформлення пояснювальної записки	17.11.2020	
9	Представлення роботи керівнику	28.11.2020	
10	Представлення проекту на рецензію	05.12.2020	

Студент  Фомінов Є.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)  Слинько В.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Магістерська робота «Вплив тиску наддуву на запас міцності шатунної групи дизельного двигуна Д - 245»

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

Мета роботи – визначити вплив наддуву на запас міцності шатунної групи ДВЗ (на прикладі двигуна Д 245).

Об’єкт дослідження – стан шатунної групи дизельного Д 245 з наддувом.

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

Практична цінність результатів роботи полягає в тому, що обрано дизельний двигун Д 245, який та отримати поліпшені експлуатаційні та ефективні показники дизельного ДВЗ : ефективна потужність збільшилась **на 11,3 %**, крутний момент збільшився на **9,51 %** при зменшенні витрати палива на **14,51 % в** порівнянні з базовими характеристиками.

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

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

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	ОШИБКА! ЗАКЛАДКА НЕ ОПРЕДЕЛЕНА.
ЗМІСТ	0
УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ.....	6
ВСТУП	7
2. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ	25
2.1 Методи вирішення задачі	Ошибка! Закладка не определена.
2.2 Фізико-математична модель другого рівня для розрахунку робочого циклу ДВЗ	Ошибка! Закладка не определена.
2.3 Тепловий розрахунок	25
2.4 Контроль результатів розрахунку	36
3. ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ	38
3.1 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму	39
3.2 Сили інерції обертових мас	40
3.3 Сили, що діють на шатунну і корінну шийки колінчастого валу	42
3.4 Моменти, що діють в кривошипно-шатунному механізмі	48
4. РОЗРАХУНОК ВРІВНОВАЖЕННЯ ДВИГУНА	50
5. РОЗРАХУНОК МАХОВИКА	54
7 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ	58
7.1 Розрахунок на міцність циліндра	Ошибка! Закладка не определена.
7.2 Розрахунок на міцність поршня.....	Ошибка! Закладка не определена.
7.3 Розрахунок поршневих кілець	Ошибка! Закладка не определена.
7.0 Розрахунок на міцність поршневого пальця	Ошибка! Закладка не определена.
7.0 Розрахунок на міцність шатуна	58
7.0 Розрахунок на міцність шатунних болтів	71
7.0 Розрахунок колінчастого вала	Ошибка! Закладка не определена.
5. ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ	75
5.1 Характеристика продукції	78
5.2 Оцінка ринку збуту та маркетингова програма	79
5.3 Розрахунок витрат на дослідження, розробку і проектування ДВЗ	80
5.4 Розрахунок собівартості проектного ДВЗ	81
5.5 Розрахунок експлуатаційних витрат	84

5.6 Економічний ефект від виробництва і експлуатації і нового ДВЗ	86
---	----

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

к/в – колінчастий вал;

λ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

ППС – паливо-повітряна суміш;

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

КШМ – кривошипно-шатунний механізм;

ГРМ – газорозподільний механізм;

КВЗ – кут випередження запалювання;

ЗВГ – зріджений вуглеводневий газ (пропан-бутан);

ТНКП – теоретично необхідна кількість повітря;

ГБО – газобаллонное оборудование;

ВСТУП

Актуальність теми

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

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

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

Мета і завдання дослідження

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

Для досягнення мети необхідно вирішити ряд завдань:

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

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

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

Наукова новизна роботи:

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

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

РОЗДІЛ 1 ЗАГАЛЬНИЙ ОГЛЯД ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

1.1 Розвиток дизельного двигуна внутрішнього згорання.

Дизельний двигун — це поршневий двигун внутрішнього згорання, який працює на дизельному пальному. Основна відмінність дизельного двигуна від бензинового полягає у способі подачі паливо-повітряної суміші в циліндр і способі її загоряння (рис.1.). В бензиновому двигуні пальне змішується із повітрям до потрапляння в циліндр, отримана суміш підпалюється в потрібний момент свічкою запалювання. В дизельному двигуні повітря подається в циліндр окремо від пального і потім стискається. Через високу ступінь стискування, коли повітря нагрівається, до температури самозапалювання пального ($700-800^{\circ}\text{C}$), воно впорскується в камери згорання форсунками під великим тиском.

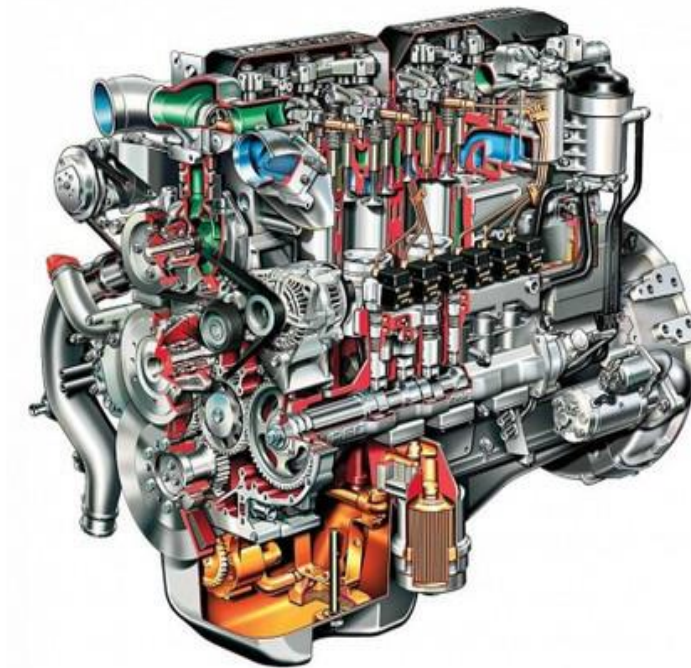


Рисунок. 1 – Дизельний двигун

Дизельний двигун використовує у своїй роботі термодинамічний цикл з ізохорно-ізобарним підведенням теплоти (цикл Тринклера-Сабате), завдяки дуже високому ступені стиснення вони відрізняються більшим ККД (до 50%) у порівнянні з бензиновими двигунами.

У дизельному двигуні повітря подається в циліндр окремо від палива і потім стискається. Через високий ступінь стиснення (від 14: 1 до 24: 1), коли повітря нагрівається до температури самозаймання дизельного палива (800-900 ° C), воно впорскується в камери згоряння форсунками під великим тиском (від 10 до 220 МПа).

Свічки у дизеля теж можуть бути, але вони є свічками розжарювання і розігрівають повітря в камері згоряння, щоб полегшити запуск.

Двигуни з наддувом, зважаючи на значний їх переваги, знаходять найбільше поширення. При роботі чотиритактного дизеля з наддувом в період такту заповнення повітря в робочий циліндр нагнітається під деяким тиском, створюваним спеціальним наддувочним насосом. Це дозволяє збільшити весовий заряд повітря приблизно пропорційно збільшенню тиску воздуха, а отже, в тому ж обсязі робочого циліндра дозволяє спалити більше палива і розвинути велику потужність двигуна.

У 1890 році Рудольф Дизель розвинув теорію «економічного термічного двигуна», який завдяки сильному стиску в циліндрах значно покращує свою ефективність. Він отримав патент на свій двигун 23 лютого 1893.

Цікаво, що в написаній ним книзі як ідеальний палива пропонувалася кам'яновугільна пил. Експерименти ж показали неможливість використання вугільного пилу в якості палива - перш за все через високі абразивних властивостей як самої пилу, так і золи, що виходить при згорянні; а також великі проблеми з подачею пилу в циліндри.

Зате була відкрита дорога до використання в якості палива важких нафтових фракцій. Хоча Дизель і був першим, який запатентував такий двигун із займанням від стиснення, інженер по імені Екройд Стюарт висловлював раніше схожі ідеї. Він запропонував двигун, в якому повітря втягувався в

циліндр, стискався, а потім нагнітався (в кінці такту стиснення) в ємність, в яку впорскується паливо. Для запуску двигуна ємність нагрівалася лампою зовні, і після запуску самостійна робота підтримувалася без підведення тепла ззовні.

Екройд Стюарт не розглядав переваги роботи від високого ступеня стиснення, він просто експериментував з можливостями виключення з двигуна свічок запалювання, т. Е. Він не звернув уваги на найбільша перевага - паливну ефективність. Може, це і було причиною того, що використовується термін «двигун Дизеля», «дизельний двигун» або просто «дизель», т. К. Теорія Рудольфа Дизеля стала основою для створення сучасних двигунів із запалюванням від стиснення

Надалі близько 20-30 років такі двигуни широко застосовувалися в стаціонарних механізмах та силових установках морських суден, однак існуючі тоді системи впорскування палива не дозволяли застосовувати дизелі у високо-спритних агрегатах. Невелика швидкість обертання, значну вагу повітряного компресора, необхідного для роботи системи упорскування палива унеможливили застосування перших дизелів на автотранспорті.

У 20-і роки ХХ століття німецький інженер Роберт Бош удосконалив вбудований паливний насос високого тиску, пристрій, який широко застосовується і в наш час. Використання гідравлічної системи для нагнітання і упорскування палива дозволило відмовитися від окремого повітряного компресора і зробило можливим подальше збільшення швидкості обертання.

Затребуваний в такому вигляді високоспритний дизель став користуватися все більшою популярністю як силовий агрегат для допоміжного та громадського транспорту, однак доводи на користь двигунів з електричним запалюванням (традиційний принцип роботи, легкість і невелика ціна виробництва) дозволяли їм користуватися великим попитом для установки на пасажирських і невеликих вантажних автомобілях.

В 50 - 60-ті роки дизель встановлюється у великих кількостях на вантажні автомобілі та автофургони, а в 70-ті роки після різкого зростання цін

на паливо, на нього звертають серйозну увагу світові виробники недорогих маленьких пасажирських автомобілів.

У подальші роки відбувається зростання популярності дизеля на легкових і вантажних автомобілях, не тільки через економічності і довговічності дизеля, але також через меншу токсичності викидів в атмосферу. Всі провідні європейські виробники автомобілів в даний час пропонують як мінімум по одній моделі з дизельним двигуном.

Залежно від конструкції камери згоряння, існує кілька типів дизельних двигунів:

- дизель з нерозділеною камерою («дизель з безпосереднім уприскуванням»): камера згоряння виконана в поршні, а паливо впорскується в поршневий простір. Головна перевага - мінімальна витрата палива. Недолік - підвищений шум. В даний час ведуться інтенсивні роботи по усуненню зазначеного недоліку.

- дизель з розділеною камерою: паливо подається в додаткову камеру. У більшості дизелів така камера (вона називається вихровий) пов'язана з циліндром спеціальним каналом так, щоб при стисканні повітря, потрапляючи в вихрові камеру, інтенсивно закручується. Це сприяє гарному перемішуванню впорскується палива і повітря і самозаймання суміші. Така схема вважалася оптимальною і широко використовувалася. Однак внаслідок гіршої економічності в останні два десятиліття йде активне витіснення таких дизелів двигунами з безпосереднім уприскуванням палива.

1.2. Призначення систем наддуву ДВЗ .Основні схеми наддуву.

Призначення систем наддуву ДВЗ – підвищення масового наповнення циліндрів двигуна свіжим зарядом. Досягається це звичайно за допомогою спеціальних пристроїв чи агрегатів наддуву. Двигуни з такими системами

називаються комбінованими. Системи наддуву дуже різноманітні за принципом дії і, відповідно, по ознаках класифікації.

У комбінованих ДВЗ повітря чи пальна суміш перед надходженням у циліндри стискується в компресорах. Наддув вважається низьким, якщо в компресорі $\pi_k < 1.9$. Низький наддув дозволяє підвищити потужність двигунів на 20-25%. При середньому наддуві ($\pi_k = 1.9-2.5$) удається підвищити її на 25-50%. Високий наддув ($\pi_k > 2.5$) ще більше збільшує потужність, однак його застосування найчастіше не виправдане внаслідок значного росту механічної, теплової напруженості деталей і вузлів.

Відомі цілий ряд способів підвищення потужності двигунів, найбільш поширеними з яких є наступні: різні види наддуву.

Схеми дизельних двигунів з наддувом можна поділити на три групи:

- схеми наддуву з механічним зв'язком між поршневим двигуном і наддувочного агрегатом (схеми з підключеним турбокомпресором);
- схеми наддуву з газової зв'язком (з вільним турбокомпресором);
- комбіновані схеми наддуву, що включають поєднання механічної та газової зв'язку, або використання різних способів газотурбінного наддуву (ізобарний і імпульсний наддуву).

У схемі наддуву з *механічним зв'язком* компресор приводиться в дію безпосередньо від колінчастого вала дизеля через підвищує механічну передачу - мультиплікатор. Стиснутий в компресорі повітря надходить в повітроохолоджувач, де від нього відводиться частина теплоти (підвищується щільність заряду повітря), і потім направляється в наддувочного ресивер двигуна.

При такій схемі до поршневого двигуна для подачі до нього стисливого повітря і відповідного підвищення потужності через шестеренну передачу приєднують відцентровий компресор.

Перевагою є поліпшення пускових якостей двигуна, динамічних якостей транспортного засобу і паливної економічності на малих навантаженнях.

Недолік цієї схеми - низька паливна економічність при максимальних навантаженнях із-за великих втрат на привід компресора і малої степені розширення газів у двигуні. Розвитком цієї схеми, в якій усувається відмічений недолік, є приєднання двигуна з турбокомпресором

У схемі *комбінованого двигуна* з газовим зв'язком: поршневий двигун внутрішнього згоряння, турбіна, компресор. При роботі двигуна випускні гази надходять на лопатки газової турбіни, що приводить в обертання компресор, який подає стислий до певного рівня повітря у двигун.

Така схема забезпечує високі ККД, має порівняльну простоту. Конструктивне оформлення схеми має малі габарити, забезпечує зменшення механічних втрат. Крім того, для реалізації такої схеми можливе використання вже готових турбокомпресорів.

У той же час, недоліком схеми є гірша пристосованість, у порівнянні із двигуном без наддування, і гірші пускові якості (із - за зниженого ступеня стиску), менші можливості збільшення потужності наддуванням, у порівнянні з механічним наддуванням, недостатність енергії газів при малих навантаженнях. Схема, яка відрізняється від попередньої наявністю приводного компресора, тобто другого щабля наддування. Турбіна обертає компресор, що стискає повітря й подає його на лопатки приводного компресора, а останній стискає повітря до заданої величини й подає його у двигун.

Така схема забезпечує одержання високого ККД двигуна, особливо в порівнянні з механічним наддуванням.

Однак, недоліки, пов'язані з погіршеною пристосованістю й поганими пусковими властивостями, зберігаються.

Схема *двигуна з комбінованим зв'язком* має поршневий двигун внутрішнього згоряння, турбіну, компресор першого щабля; компресор з механічним зв'язком у другому щаблі .

В даній схемі компресор з механічним приводом є першим щаблем наддування, а вільний турбокомпресор забезпечує другий щабель підвищення тиску наддування.

У цьому випадку досягається більше висока пристосовність. Крім того, у даній схемі, як і у попередньої, обумовлена можливість проміжного охолодження повітря, а це зменшує затрати потужності на стискання повітря.

Недоліком такого виконання є менший ККД двигуна, чим за попередньою схемою. Для забезпечення гарної пристосованості доцільне застосування механічного зв'язку поршневого двигуна й лопаткових машин.

У випадку компресор і турбіна мають механічний зв'язок з валом двигуна. Тобто турбіна в цьому випадку є силовою турбіною, що передає потужність на вал поршневого двигуна. При такій схемі наддування досягається більше високий тиск наддування, що не залежить від потужності турбіни. Схема забезпечує повне використання енергії випускних газів, поза залежністю від тиску наддування. Крім гарної пристосованості реалізація такої схеми забезпечує гарні пускові якості двигуна й ефективний газообмін при несталіх режимах роботи.

Недоліком такої схеми є знижений ККД двигуна, особливо на часткових режимах. Крім того, при механічному зв'язку турбіни з валом двигуна порушується раціональне співвідношення колової швидкості робочого колеса турбіни зі швидкістю витікання газів, а отже знижується ККД турбіни.

Інший варіант комбінованого двигуна з механічним зв'язком поршневого двигуна й лопаткових машин може бути виконаний як безпосередньо, так і через гідравлічну муфту. Гідравлічна муфта плавно змінює передатне відношення між двигуном і компресором, що поліпшує характеристики двигуна і його пристосовність.

Перевагами схеми є високий тиск наддування, що не залежить від потужності турбіни, повне використання енергії випускних газів, незалежно від тиску наддування. Як і в попередній схемі механічний зв'язок забезпечує гарні пристосованість і пускові властивості.

Газотурбінний наддув є основним способом підвищення потужності поршневих двигунів в даний час.

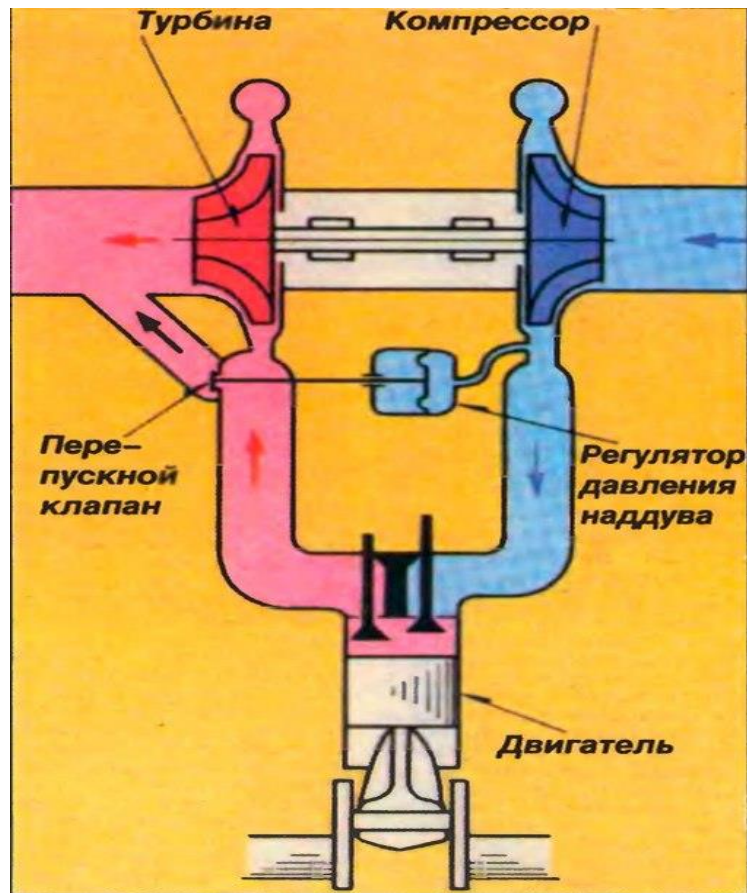


Рисунок .- Схема газобміну з турбонаддувом і перепускним клапаном

Основними параметрами газотурбінного 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 поршковий 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](#).) складається з верхньої та нижньої головок і стержня.

Верхня головка не рознімна. Для зменшення тертя шатуна з поршковим пальцем у верхню головку запресовують підшипник, виготовлений у вигляді бронзової або сталеної 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'єднання 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 сталеної 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 сталєалюмінієвих 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 осового 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.

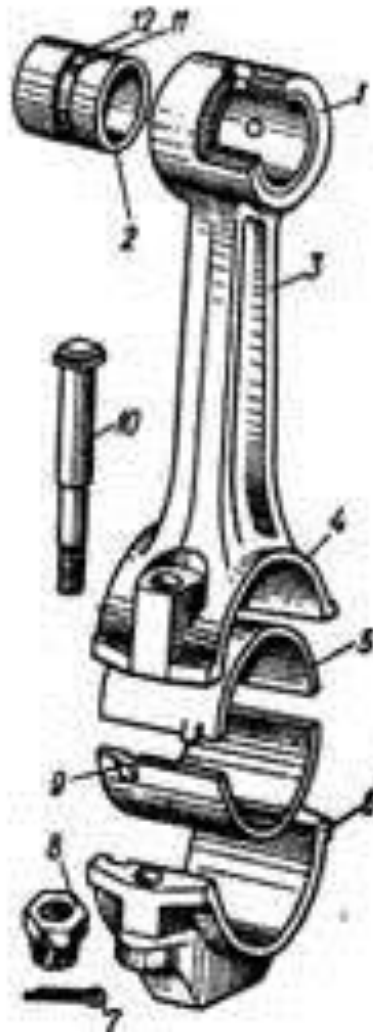


Рис . Шатун і шатунні підшипники: 1 – верхня головка; 2 - втулка верхньої головки; 3 - стержень; 4 - нижня головка; 5 - вкладиш шатунного

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 шатунної групи автомобільного дизеля є актуальним. Дана робота присвячена розробці методів розрахунку температурного, напружено-деформованого стану та запасу міцності шатунної групи.

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 тиску наддуву на запас міцності шатунної групи дизельного двигуна необхідно вирішити ряд задач:

- виконати тепловий розрахунок циклу ДВЗ;
- встановити значення тиску

2 МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА УСТАТКУВАННЯ

2.1 Конструкція та технічна характеристика дизельного двигуна

Д 245

Дизельний двигун сімейства Д 245 є чотирициліндровий, рядний, чотиритактний, рідинного охолодження, з газотурбінним наддувом.

Сертифікований за ГОСТ 17.2.2.02, ГОСТ 17.2.2.05, ОСТ 23.3.23 і ГОСТ 2000. Область застосування: трактори, дорожньо-будівельна техніка.

Дизель Д 245 і його модифікації є 4-х тактними поршневими чотирициліндровими двигунами внутрішнього згоряння з рядним вертикальним розташуванням циліндрів, безпосереднім уприскуванням дизельного палива і запалюванням від стиснення.

Для забезпечення високих техніко-економічних показників дизеля в системі впуску застосований турбонаддув з проміжним охолодженням наддувочного повітря. Використання в пристрої наддуву турбокомпресора з регульованим тиском наддуву дозволяє мати на дизелі поліпшену прийомистість, забезпечену підвищеними значеннями крутного моменту при низьких значеннях частоти обертання колінчастого вала і високий рівень відповідності вимоги до вмісту шкідливих викидів у відпрацьованих газах.

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.

Аналіз можливостей зміни фаз газорозподілу в залежності від режиму роботи двигуна дає змогу формувати характеристики двигуна [6]. Тому першим етапом проектування двигуна з ПК є тепловий розрахунок за методом Гриневецького-Мазінга [5] прийнятого для теоретичного аналізу двигуна для визначення його індикаторних і ефективних показників.

Підвищення показників двигуна, можливе застосування конструкцій, в яких врахован період перетину випускного клапану.

Таким чином, для вирішення цього завдання необхідно підібрати оптимальний час перетину випускного клапану, виконати тепловий розрахунок вихідного двигуна УЗАМ 331 і конструктивно забезпечити їх сумісність при обліку врівноваженості ДВС.

Таблиця 2.1 – Технічні характеристики дизельного двигуна Д-245

№ 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	4,75
6	Діаметр циліндра D , мм	110
8	Ступінь стиснення ε	16
9	Номінальна потужність (ефективна потужність, що гарантується заводом-виробником) N_e , кВт	77
10	Максимальний крутний момент $M_{k\max}$, Н·м	384
11	Сорт палива	дизель

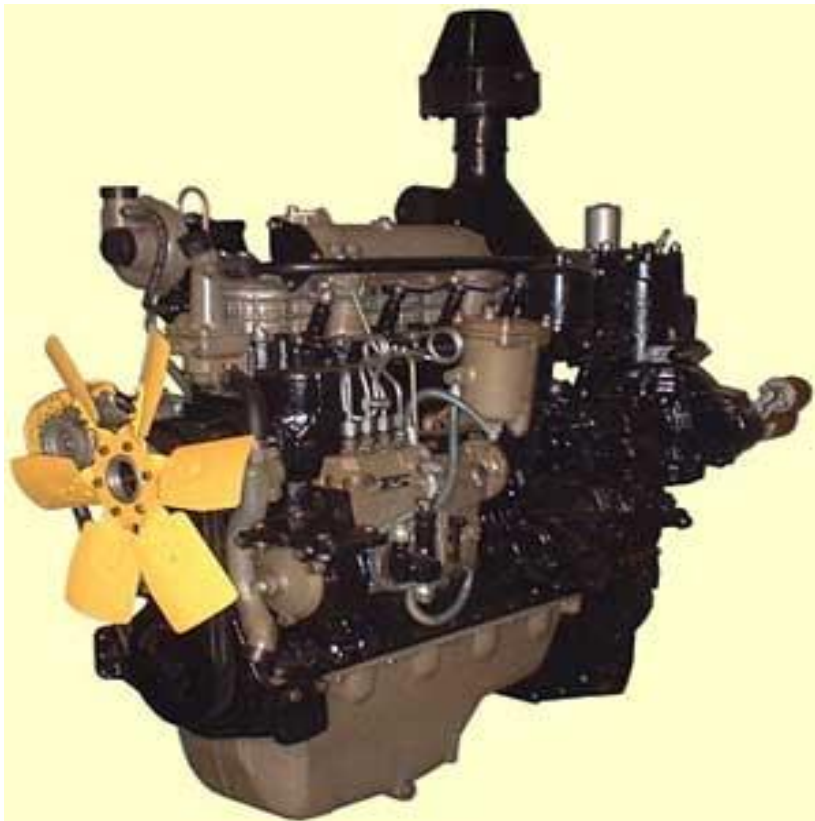


Рисунок. – Дизельний двигун Д 245

Для проведення необхідного комплексу випробувань був налаштований дизельний двигун Д-245

– визначено вплив тиску наддуву на запас міцності шатуної групи..

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 часу перетину випускного клапану на робочий процес і техніко – економічні показники в загальному випадку є:

- тиск у гідроциліндрі;
- номінальна частота обертання валу, хв^{-1} ;

При обмеженнях:

- по атмосферному тиску;
- по температурі повітря.

2.4 Опис програмного комплексу

Для дослідження двигуна УЗАМ 331, призведена оптимізація газорозподільної системи 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 ГРМ, досліджувати процеси газообміну, а також прогнозувати різні характеристики двигунів. Програма постійно удосконалюється, до неї додаються все нові і нові можливості для вирішення актуальних завдань.

2.5 Моделювання робочого процесу в програмному комплексі DVS-2

Розрахунок чотиритактного карбюраторного бензинового двигуна з стандартними характеристиками двигуна УЗАМ 331, шляхом оптимізації системи газорозподілу.

Проведення розрахунку робочого процесу здійснено в програмі DVS-2.

Для визначення впливу часу перетину випускного клапану двигуна УЗАМ 331 на робочий процес і техніко – економічні показники чотиритактного бензинового ДВЗ – був проведений тепловий розрахунок двигуна УЗАМ 331 в програмі «DVS-2» на різних режимах роботи.

2. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

2.4 Тепловий розрахунок

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

За допомогою статистичної залежності середнього ефективного тиску p_e від тиску наддуву p_k , побудованої на підставі статистичних даних для сучасних бензинових і дизельних двигунів [1], виконують оцінку очікуваної величини середнього ефективного тиску p_e . Двигун наддувний: $p_k = 151300$ Па, і тоді за графіком приймається: $p_e = 0,874 \cdot 10^6$ Па.

Далі на основі формули ефективної потужності [1]

$$N_e = i \cdot V_h \cdot p_e \cdot \frac{n}{\tau} \quad (2.1)$$

Розраховуємо робочий об'єм даного циліндра:

$$V_h = \frac{60 \cdot \tau \cdot N_e}{i \cdot p_e \cdot n} = \frac{60 \cdot 2 \cdot 90 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,874 \cdot 10^6 \cdot 2600} = 0,001188 \text{ м}^3, \quad (2.2)$$

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:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \frac{S_{\pi}}{D_{\pi}}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,001188}{3,14 \cdot 1,136}} = 0,11 \text{ м}, \quad (2.3)$$

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

$$\frac{S_{\pi}}{D_{\pi}} = \frac{0,11}{0,125} = 1,136. \quad (2.4)$$

Зі стандартного ряду приймається діаметр найближчий за значенням, а саме $D_{\pi} = 0,11 \text{ м}$,

Хід поршня:

$$S_{\pi} = D_{\pi} \cdot \frac{S_{\pi}}{D_{\pi}} = 0,11 \cdot 1,136 = 0,125 \text{ м}. \quad (2.5)$$

Приймається $S_{\pi} = 0,125 \text{ м}$.

Радіус кривошипа:

$$r_k = \frac{S_{\pi}}{2} = \frac{0,125}{2} = 0,0625 \text{ м}. \quad (2.6)$$

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 $Y = 1$.

2. Форма розрахунку: номінальний.

3. Тип двигуна: дизельний.

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

3.1 Теплота згоряння палива (дизельне паливо):

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

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

4. Конструктивні дані.

4.1 Кількість циліндрів $i = 4$.

4.2 Рядний.

4.3 Діаметр циліндра $D = 0,11 \text{ м}$.

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

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{п}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,11}{4} = 0,009503 \text{ м}^2 \quad (2.7)$$

і може відрізнятися від площі поверхні теплообміну поршня.

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

$$r_{\text{к}} = 0,0625 \text{ м.}$$

4.6 Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна:

$$\lambda_{\text{к}} = \frac{r_{\text{к}}}{L_{\text{ш}}} = \frac{0,0625}{0,232} = 0,2694, \quad (2.8)$$

де $L_{\text{ш}} = 0,232 \text{ м}$ – довжина шатуна.

Величина $\lambda_{\text{к}}$ вибирається з практичних рекомендацій, для автотракторних ДВЗ $\lambda_{\text{к}} = 0,25 \dots 0,32$. Отримане значення входить до рекомендованого інтервалу. На прототипі проектного двигуна довжина шатуна $L_{\text{ш}} = 0,232 \text{ м}$.

4.7 Площа поверхні теплообміну поршня дизельних ДВЗ:

$$F'_\Pi = (1,0 \dots 1,1)F_\Pi = 1,3 \cdot 0,009503 = 0,01235 \text{ м}^2. \quad (2.9)$$

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

4.8 Площа теплообміну кришки F_K залежить від конструкції камери стиснення:

$$F'_K = (1,1 \dots 1,3)F_\Pi = 1,1 \cdot 0,009503 = 0,01045 \text{ м}^2. \quad (2.10)$$

4.9 Об'єм камери стиснення розраховуємо по співвідношенню:

$$V_c = \frac{\pi}{2} \cdot D_\Pi^2 \cdot r_K \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} = \frac{3,14}{2} \cdot 0,11^2 \cdot 0,0625 \cdot \frac{1}{16-1} = 0,00007919 \text{ м}^3. \quad (2.11)$$

5. Наддув двигуна.

5.1 Проектується двигун з наддувом. Тиск на вході в двигун приймаємо $p_K = 151300 \text{ Па}$.

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

$$T'_K = T_0 \left[1 + \frac{\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{\text{кад}}} \right] = 293 \left[1 + \frac{1,494^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{0,75} \right] = 340,5 \text{ К}, \quad (2.12)$$

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

$$\pi_K = \frac{p_K}{p_0} = \frac{151300}{101300} = 1,494 \text{ – ступінь підвищення тиску в компресорі;}$$

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

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

$p_0=101300$ – атмосферний тиск Па.

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

$$T_k = T_0 + \sigma(T'_k - T_0) = 293 + 0,8(340,5 - 293) = 331 \text{ К.} \quad (2.13)$$

6. Регулювальні дані.

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

$$\varphi_c = 360^\circ - \Delta\varphi_{оп} = 360^\circ - 20^\circ = 350^\circ, \quad (2.14)$$

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

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

$$\varphi_z = \varphi_c - \Delta\varphi_{сг} = 350^\circ - 100^\circ = 450^\circ. \quad (2.15)$$

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

7. Режимні данні.

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

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2600}{60} = 272,3 \text{ с}^{-1}. \quad (2.16)$$

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

Для дизельних ДВЗ: $\alpha = 1,25 \dots 2,00$, [1]; приймаємо $\alpha = 1,6$.

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

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі:

$$\Delta m_{\text{вц}} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 0,001188 \cdot 1,593 \cdot 0,7548 = 0,001428 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}, \quad (2.17)$$

де

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{151300}{287 \cdot 331} = 1,593 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad (2.18)$$

де R – газова стала для повітря;

$$p_k = 151300 \text{ Па};$$

$$T_k = 331 \text{ К}.$$

Коефіцієнт наповнення дорівнює:

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_g} = \\ &= \frac{16}{16 - 1} \cdot \frac{151300 - 15130}{151300} \cdot \frac{331}{331 + 40 + 0,05 \cdot 1000} = 0,7548, \end{aligned} \quad (2.19)$$

де $\Delta p_{\text{вп}} = (0,05 \dots 0,15) \cdot p_k = 0,1 \cdot p_k = 0,1 \cdot 151300 = 15130 \text{ Па}$ – втрата тиску на впуску;

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

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

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

Циклова масова подача палива:

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot l_0} = \frac{0,001428}{1,6 \cdot 14,45} = 0,00006176 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}, \quad (2.20)$$

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

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

8. Початкові умови.

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

8.1 Початковий тиск:

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}} = 151300 - 15130 = 136200 \text{ Па}. \quad (2.21)$$

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

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_k) = \frac{1}{1 + 0,05} (331 + 40 + 0,05 \cdot 1000) = 401 \text{ K}. \quad (2.22)$$

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

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вц}} = (1 + 0,05) \cdot 0,001428 = 0,001499 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}. \quad (2.23)$$

8.4 Початковий об'єм циліндра:

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{16}{16 - 1} \cdot 0,001188 = 0,001267 \text{ м}^3. \quad (2.24)$$

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

$$\begin{aligned} p_a V_a &= R m_a T_a; & (2.25) \\ 136200 \cdot 0,001267 &= 287 \cdot 0,001499 \cdot 401; \\ 172,5 \text{ Дж} &= 172,5 \text{ Дж}; \\ \Delta &= \frac{172,5 - 172,5}{172,5} \cdot 100\% = 0\%. & (2.26) \end{aligned}$$

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

9. Дані до динамічного розрахунку,

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

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

$$m_A = m_{\text{п}} + (0,2 \dots 0,3) m_{\text{ш}} = 2,24 + 0,25 \cdot 3,11 = 3,087 \text{ кг}, \quad (2.27)$$

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

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

Маса поршневої групи:

$$m_{\pi} = m'_{\pi} \cdot F_{\pi} = 236 \cdot 0,01235 = 0,55 \text{ кг}, \quad (2.28)$$

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

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

F_{π} – площа поршня, м^2 .

Маса шатуна:

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} \cdot F_{\pi} = 327 \cdot 0,01235 = 3,11 \text{ кг}, \quad (2.29)$$

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

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

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

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

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

№ п/п	Найменування величини	Чисельні величини	Позначення та одиниці виміру
		Номинальний режим	
1	Код двигуна	1	
2	Вид розрахунку	1	
3	Тип двигуна		
	1.Теплота згорання палива	42500000	$H_{\text{нт}}, \text{Дж/кг}$
	2.Показник процесу згорання	0,7	m_1
4	Конструктивні дані		
	1.Кількість циліндрів	4	i
	2.Рядний	1	$\gamma = 0$
	3.Діаметр циліндра	0,11	$D, \text{м}$
	4.Площа поршня	0,009503	$F_{\text{п}}, \text{м}^2$
	5.Радіус кривошипа	0,0625	$r_{\text{к}}, \text{м}$
	6.Відношення $\lambda = r_{\text{к}} / L_{\text{ш}}$	0,2694	$\lambda_{\text{к}}$
	7.Площа теплообміну поршня	0,01235	$F'_{\text{п}}, \text{м}^2$
	8.Площа теплообміну кришки	0,01045	$F_{\text{к}}, \text{м}^2$
	9.Об'єм камери стиснення	0,00007919	$V_{\text{с}}, \text{м}^3$
5	Наддув		
	1.Тиск наддуву	151300	$p_{\text{к}}, \text{Па}$
	2.Температура наддувочного повітря	331	$T_{\text{к}}, \text{К}$
6	Регульовальні дані		
	1.Кут початку згорання	350	$\varphi_{\text{с}}, \text{град}$
	2.Кут кінця згорання	450	$\varphi_{\text{з}}, \text{град}$
7	Режимні дані		
	1.Кутова швидкість валу	272,3	$\omega, \text{рад/с}$
	2.Коефіцієнт надлишку повітря	1,6	α
	3.Циклова подача палива	0,00006176	$m_{\text{тц}}, \text{кг/цикл}$
	4.Середня температура стінок	600	$T_{\text{w}}, \text{К}$
8	Початкові умови		
	1.Тиск	136200	$p_{\text{а}}, \text{Па}$
	2.Температура	401	$T_{\text{а}}, \text{К}$
	3.Маса робочого тіла	0,001499	$m_{\text{а}}, \text{кг/цикл}$
	4.Об'єм робочої порожнини	0,001267	$V_{\text{а}}, \text{м}^3$
9	Дані до динамічного розрахунку		
	1.Маса частин, що рухаються поступально	3,087	$m_{\text{а}}, \text{кг}$
10	Розрахунковий крок	1	$\Delta\varphi^\circ$

Студент групи: Т-419м

Є.В. Фомінов

Викладач -консультант:

В.В. Слинько

Середні крутні моменти за результатами розрахунку.

Середній за цикл індикаторний момент для одного циліндра:

$$(M'_i)_{cp} = 106,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Середній за цикл індикаторний момент для всього двигуна:

$$(M_i)_{cp} = 425,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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

$$(M_e)_{cp} = 318,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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

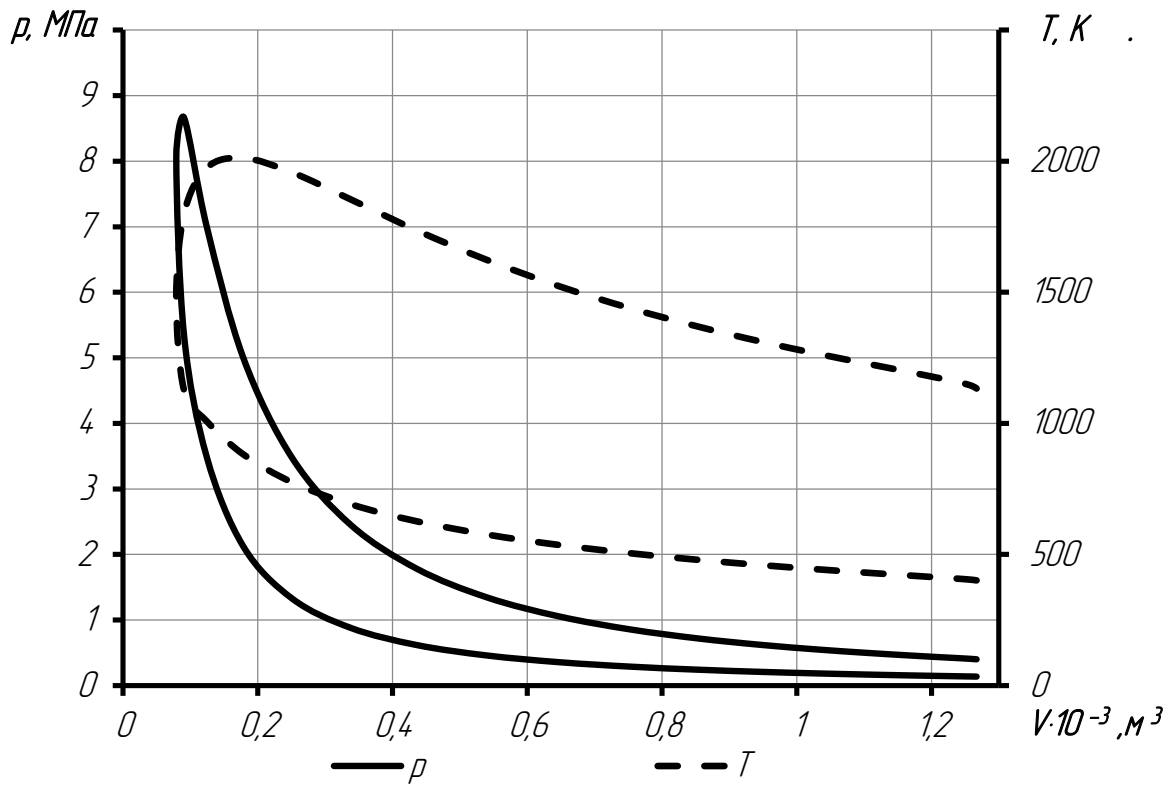
$$M_e = 309,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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

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

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

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



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

Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

2.5 Контроль результатів розрахунку

Відповідно до протоколу теплового розрахунку (табл. 2.1) індикаторна робота циклу $L_i = 1296$ Дж/цикл,

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

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m, \quad (2.30)$$

$$N_e = 4 \cdot 1296 \cdot \frac{43,3}{2} \cdot 0,75 = 84,23 \text{ кВт},$$

де $n = 2600 \text{ мин}^{-1} = 43,3 \text{ с}^{-1}$,

η_m – механічний ККД двигуна, що враховує вплив механічних втрат, його значення для дизельних ДВЗ знаходиться в межах 0,70 ... 0,80;
 $\eta_m = 0,75$ – прийнято по прототипу проектуваного двигуна.

Похибка розрахунку:

$$\frac{N_e^p - N_e}{N_e} \cdot 100\% = \frac{84,23 - 90}{90} \cdot 100\% = -6,411\%. \quad (2.31)$$

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

Середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,091 \cdot 0,75 = 0,8182 \text{ МПа}. \quad (2.32)$$

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,494 \cdot 0,75 = 0,3703. \quad (2.33)$$

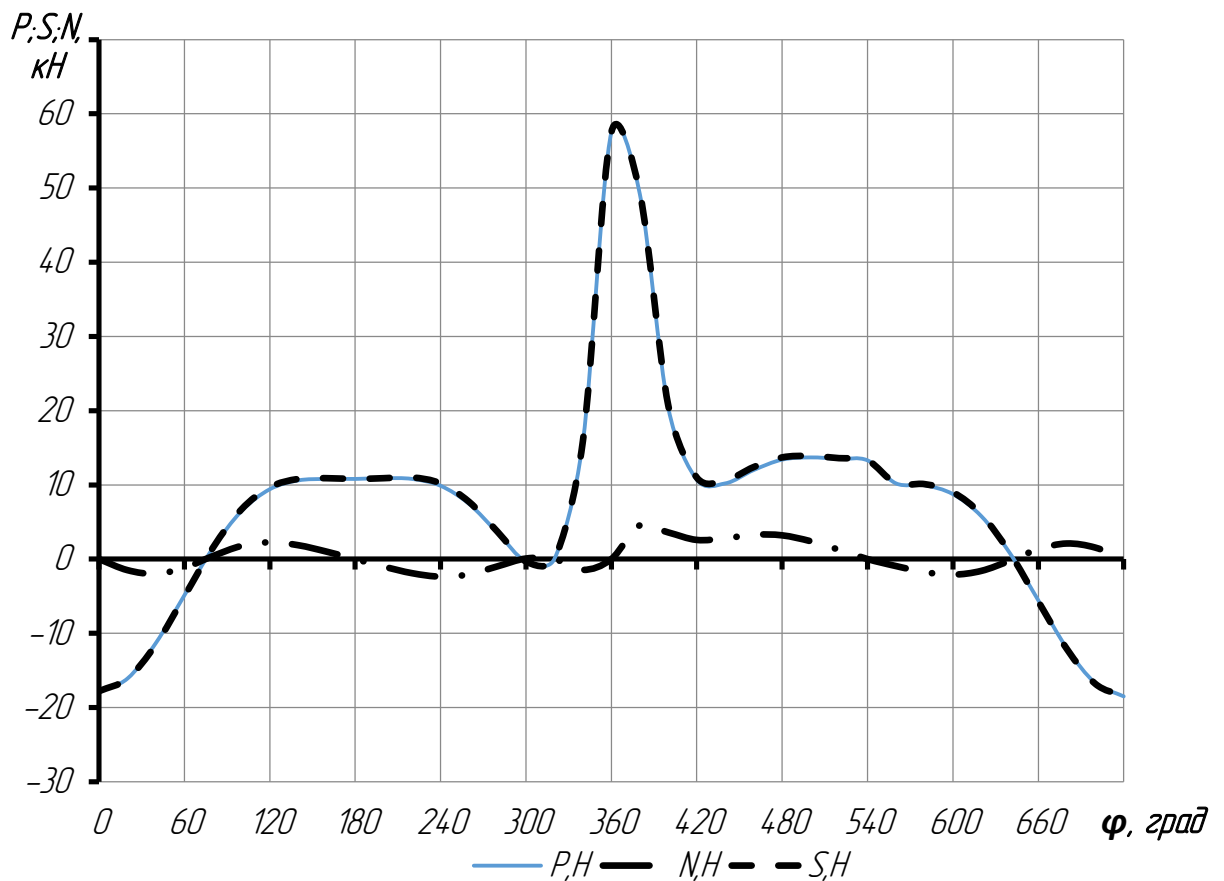
Питома ефективна витрата палива:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,172}{0,75} = 0,2288 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{час}}. \quad (2.34)$$

3. ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

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

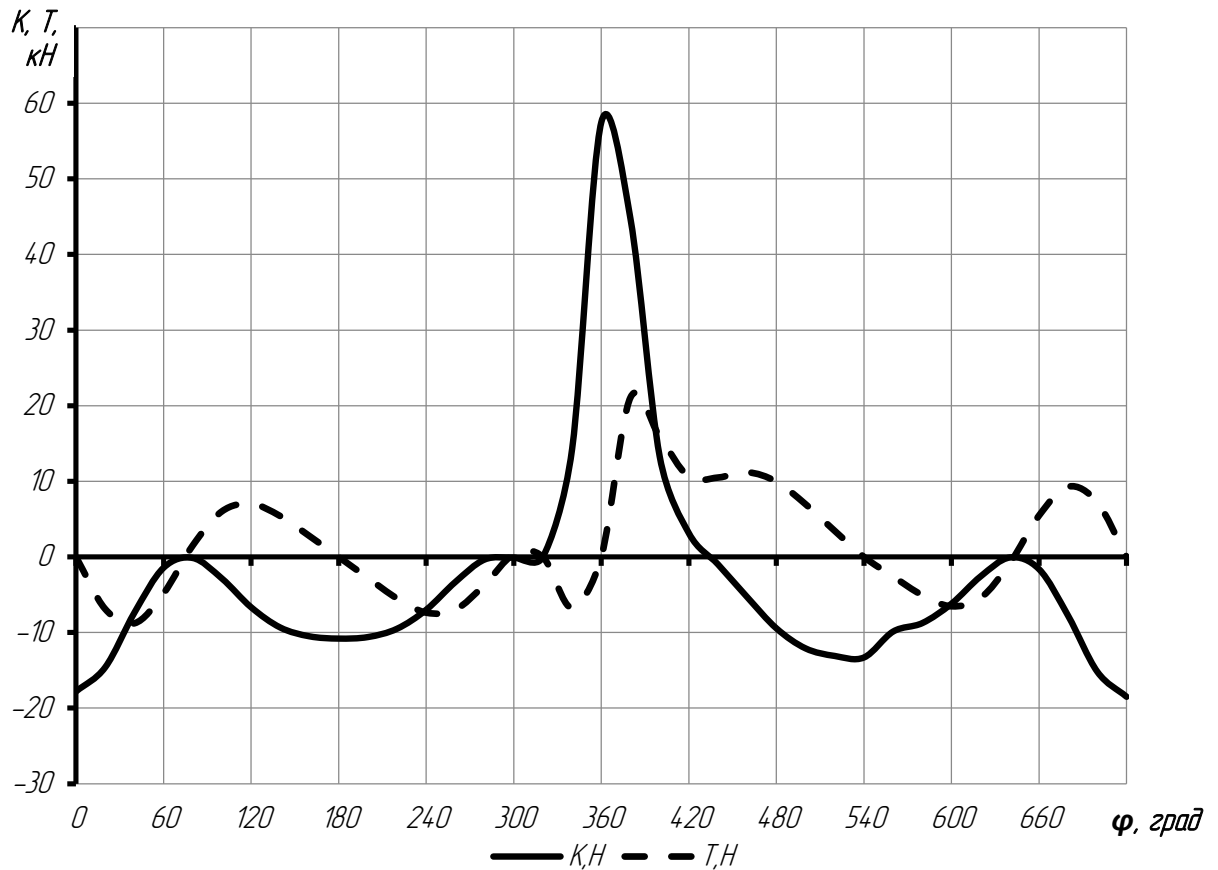
За результатами динамічного розрахунку будують діаграми залежностей осьової сили на поршень P_p , бічної сили на поршень N і сили на шатун S (рис. 3.1), нормальної сили на кривошип K і тангенціальної сили на кривошип T (рис. 3.2) від кута повороту кривошипа φ .



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

S – сила, що діє уздовж шатуна, H .

Рисунок 3.1 – Сили, що діють на поршень і шатун



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

Рисунок 3.2 – Сили, що діють на кривошип

3.1 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму

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

Маса поршневої групи:

$$m_{\pi} = m'_{\pi} \cdot F_{\pi} = 236 \cdot 0,009503 = 2,24 \text{ кг}, \quad (3.1)$$

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

F_{π} – площа поршня, м^2 .

Маса шатуна:

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} \cdot F_{\text{п}} = 327 \cdot 0,009503 = 3,11 \text{ кг}, \quad (3.2)$$

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

Маса шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця:

$$m_{\text{шп}} = 0,25 \cdot m_{\text{ш}} = 0,25 \cdot 3,11 = 0,778 \text{ кг}. \quad (3.3)$$

Маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа:

$$m_{\text{шк}} = (1 - 0,25) \cdot m_{\text{ш}} = (1 - 0,25) \cdot 3,11 = 2,137 \text{ кг}. \quad (3.4)$$

Маса неврівноважених частин одного коліна валу без противаг:

$$m_{\text{к}} = m'_{\text{к}} \cdot F_{\text{п}} = 300 \cdot 0,009503 = 2,375 \text{ кг}, \quad (3.5)$$

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

Маси, які виконують зворотно-поступальний рух:

$$m_j = m_{\text{п}} + m_{\text{шп}} = 2,24 + 0,778 = 3,087 \text{ кг}. \quad (3.6)$$

Маси, які виконують обертальний рух:

$$m_R = m_{\text{к}} + m_{\text{шк}} = 2,375 + 2,137 = 5,18 \text{ кг}. \quad (3.7)$$

3.2 Сили інерції обертових мас

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

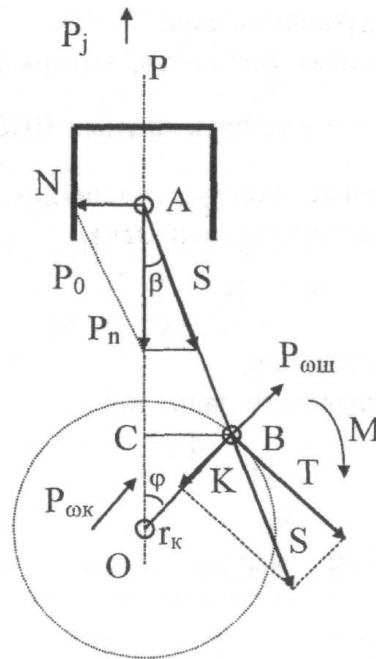


Рисунок 3.3 – Схема дії сил в кривошипно-шатунному механізмі

Відцентрова сила інерції обертових мас:

$$K_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2, \quad (3.8)$$

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

R – радіус кривошипа, м;

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

$$K_R = -5,18 \cdot 0,0625 \cdot 272,3^2 = -20,913 \text{ кН}. \quad (3.9)$$

Відцентрова сила інерції K_R є результуючою двох сил:

– сили інерції обертових мас шатуна:

$$K_{R_{ш}} = -m_{шк} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3}, \quad (3.10)$$

$$K_{R_{ш}} = -2,137 \cdot 0,0625 \cdot 272,3^2 = -9,903 \text{ кН};$$

– сили інерції обертових мас кривошипа:

$$K_{Rk} = -m_k \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3}, \quad (3.11)$$

$$K_{Rk} = -2,375 \cdot 0,0625 \cdot 272,3^2 = -11,01 \text{ кН}.$$

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

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

Шатунна шийка:

Результуюча сила, що діє на шатунну шийку:

$$R_{шш} = \sqrt{T^2 + P_k^2}, \text{ кН}, \quad (3.12)$$

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

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

$$P_k = K + K_{Rш}, \quad (3.13)$$

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

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

При $\varphi = 6^\circ$:

$$P_k = -17,5 + (-9,903) = -27,4 \text{ кН},$$

тоді

$$R_{шш} = \sqrt{(-2,34)^2 + (-27,4)^2} = 27,5 \text{ кН}.$$

Результуюча сила, що діє на коліно валу:

$$R_K = \sqrt{T^2 + K_{PK}^2}, \quad (3.14)$$

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

$$K_{PK} = P_K + K_{RK} = K + K_{Rш} + K_{RK} = K + K_R; \quad (3.15)$$

$$K_{PK} = -17,5 + (-20,913) = -38,4 \text{ кН},$$

тоді

$$R_K = \sqrt{(-2,34)^2 + (-38,4)^2} = 38,5 \text{ кН}.$$

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

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

φ°	Повні сили					
	K, Н	T, Н	P _к , Н	R _{шш} , Н	K _{рк} , Н	R _к , Н
0	-17800	0	-27700	27700	-38700	38700
20	-14600	-6890	-24500	25400	-35500	36200
40	-7380	-8780	-17300	19400	-28300	29600
60	-1430	-4830	-11300	12300	-22300	22900
80	-143	1520	-10000	10200	-21100	21100
100	-2860	6030	-12800	14100	-23800	24500
120	-6660	7020	-16600	18000	-27600	28500
140	-9340	5400	-19200	20000	-30200	30700
160	-10500	2760	-20400	20600	-31400	31500
180	-10800	0	-20700	20700	-31700	31700
200	-10600	-2770	-20500	20600	-31500	31600
220	-9500	-5490	-19400	20200	-30400	30900
240	-6990	-7370	-16900	18400	-27900	28900
260	-3310	-6970	-13200	14900	-24200	25200
280	-346	-3680	-10200	10900	-21300	21600
300	-92,7	313	-10000	10000	-21000	21000
320	14,2	-16,9	-9890	9890	-20900	20900
340	14300	-6770	4430	8090	-6580	9440
360	57500	0	47600	47600	36600	36600
380	44700	21100	34800	40700	23700	31800
400	13300	15900	3430	16200	-7580	17600
420	3140	10600	-6760	12600	-17800	20700
440	-992	10500	-10900	15100	-21900	24300
460	-5320	11200	-15200	18900	-26200	28500
480	-9450	9960	-19400	21800	-30400	32000
500	-12100	6970	-22000	23000	-33000	33700
520	-13100	3440	-23000	23300	-34000	34200
540	-13300	0	-23200	23200	-34200	34200
560	-9870	-2590	-19800	19900	-30800	30900
580	-8750	-5060	-18700	19300	-29700	30100
600	-6190	-6530	-16100	17400	-27100	27900
620	-2570	-5410	-12500	13600	-23500	24100
640	-78,5	-832	-9980	10000	-21000	21000
660	-1620	5480	-11500	12800	-22500	23200
680	-7810	9300	-17700	20000	-28700	30200
700	-15200	7180	-25100	26100	-36100	36800
720	-18500	0	-28400	28400	-39400	39400

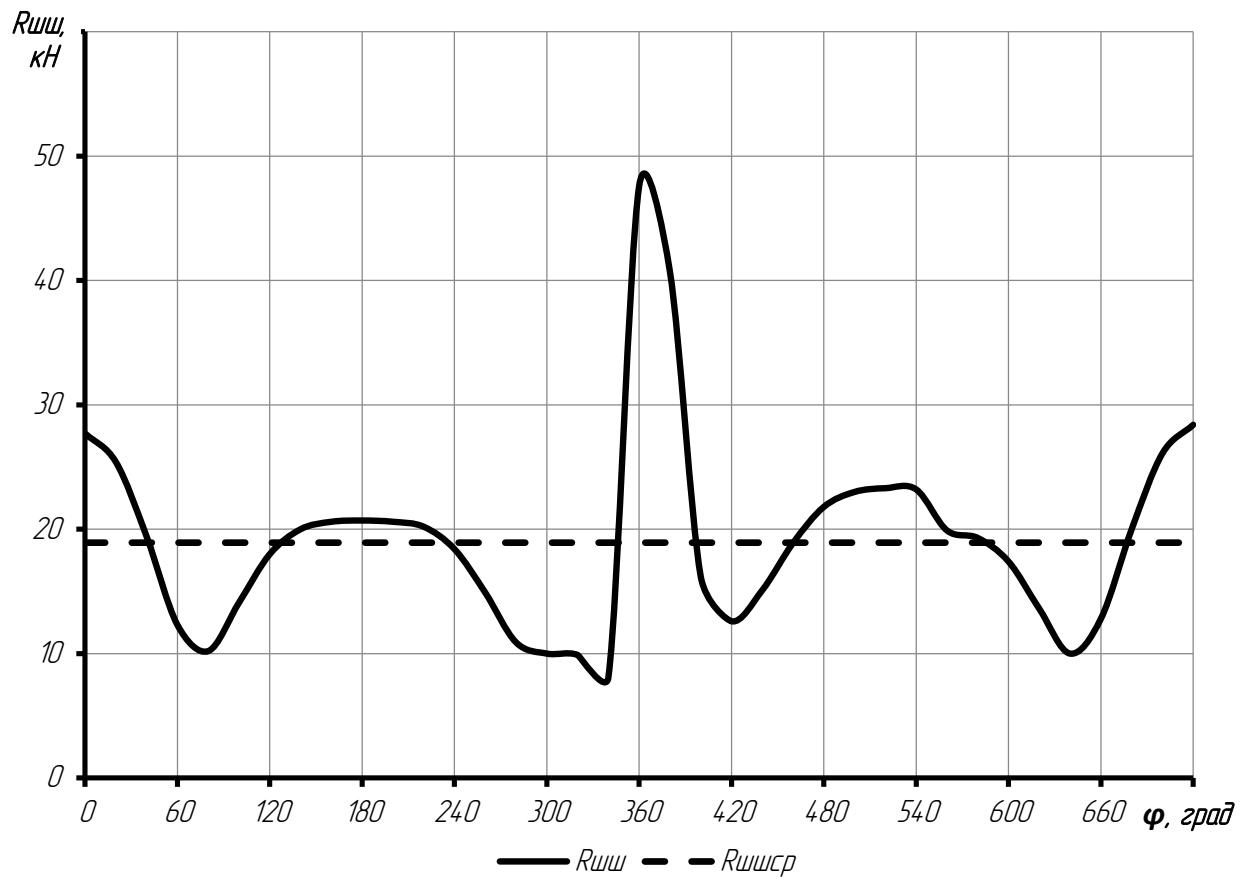


Рисунок 3.4 – Діаграма навантаження на шатунну шийку в прямокутних координатах

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

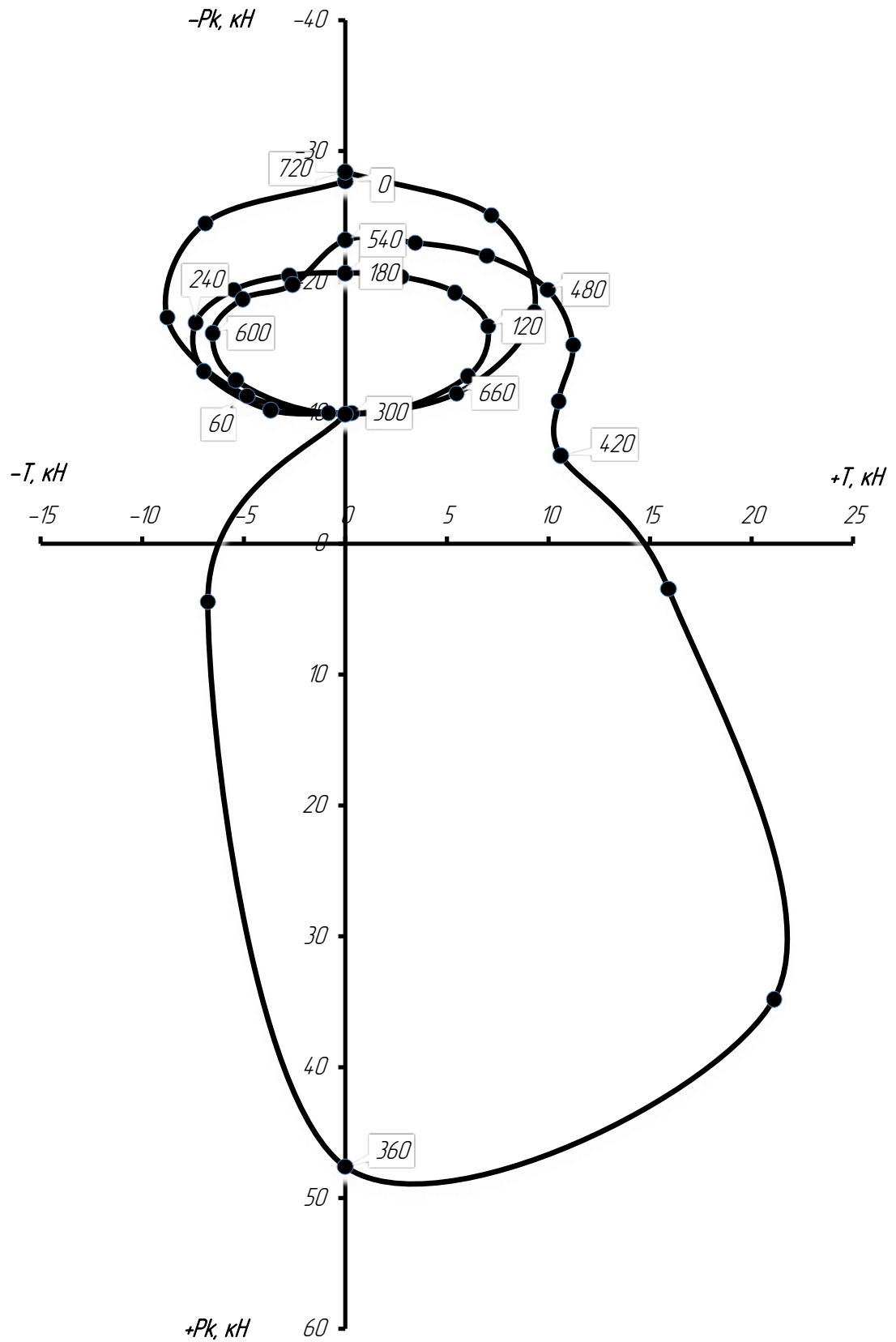


Рисунок 3.5 – Сили, що діють на шатунну шийку (полярна діаграма)

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

$$\begin{aligned} R_{\text{шш маx}} &= 54,99 \text{ кН}; & R_{\text{кш маx}} &= 32,95 \text{ кН}; \\ R_{\text{шш мін}} &= 5,29 \text{ кН}; & R_{\text{кш мін}} &= 0,49 \text{ кН}; \\ R_{\text{шш ср}} &= 18,92 \text{ кН}; & R_{\text{кш ср}} &= 24,07 \text{ кН}. \end{aligned}$$

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 $\varphi = 6^\circ$:

$$R_{\text{кш1}} = -0,5 \cdot R_{\text{к1}} = -0,5 \cdot 38,5 = 19,3 \text{ кН}. \quad (3.16)$$

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

$$R_{\text{кш2}} = \sqrt{T_{\text{к2}}^2 + K_{\text{к2}}^2} = \sqrt{(0,758)^2 + (3,37)^2} = 3,46 \text{ кН}. \quad (3.17)$$

де $T_{\text{к2}} = (T_1 - T_2) = (1,17 - (-0,413)) = 0,758 \text{ кН};$

$K_{\text{к2}} = (K_{\text{рк1}} - K_{\text{рк1}}) = (19,2 + (-15,8)) = 3,37 \text{ кН}.$

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

3.4 Моменти, що діють в кривошипно-шатунному механізмі

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

Після визначення сумарного крутного моменту він складається і визначається середній індикаторний крутний момент $(M_i)_{\text{ср}} = 106,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і сумарний середній індикаторний крутний момент двигуна $(M_{\text{сум}})_{\text{ср}} = 425,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

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

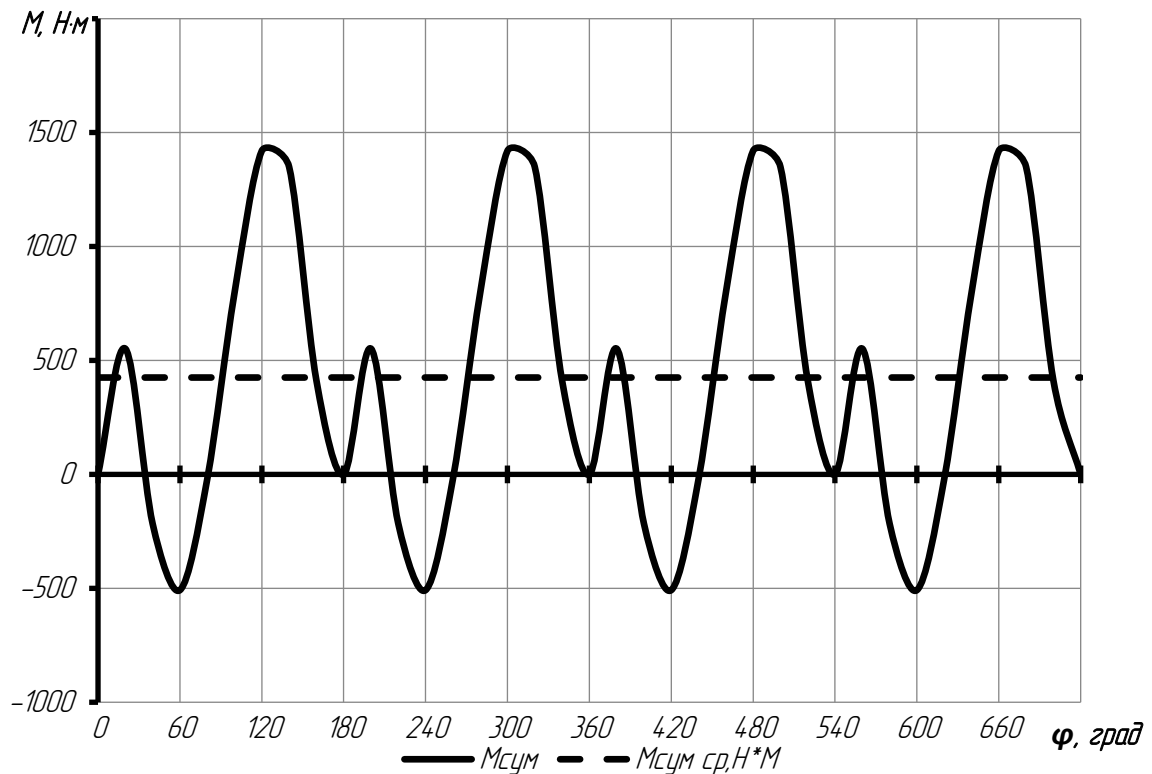


Рисунок 3.6 – Діаграма сумарного індикаторного крутного моменту на вихідному валу двигуна

4. РОЗРАХУНОК ВРІВНОВАЖЕННЯ ДВИГУНА

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

До невірноважених сил і моментів відносяться:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

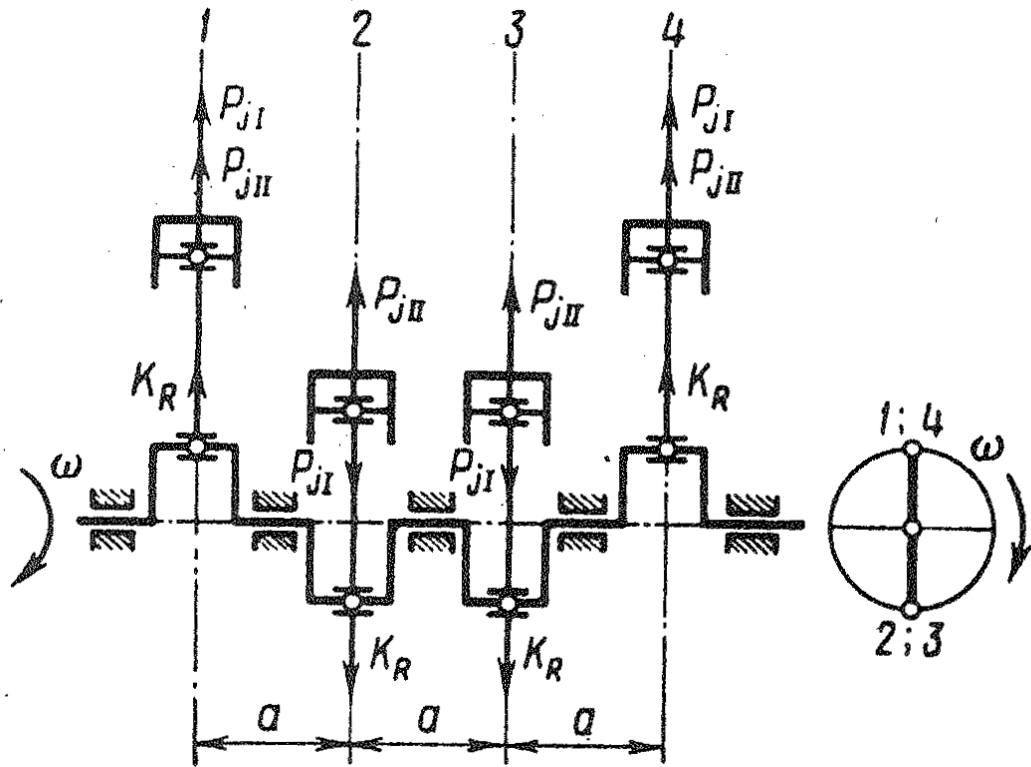


Рисунок 4.1 – Схема сил інерції, що діють в чотирициліндровому рядному двигуні.

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

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

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

$$\sum P_{jII} = 4 \cdot P_{jII} = 4 \cdot m_j \cdot R \cdot \omega^2 \lambda \cos 2\varphi. \quad (4.1)$$

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

$$\sum P_{jII} = 4 \cdot 3,087 \cdot 0,0625 \cdot 272,3^2 \cdot 0,2694 \cdot \cos(2 \cdot 0) = 15420 \text{ Н.}$$

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

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

φ	$\cos 2\varphi$	$\sum P_{jII}, \text{ Н}$	φ	$\cos 2\varphi$	$\sum P_{jII}, \text{ Н}$
0	1	15400	180	1	15400
10	0,94	14500	190	0,94	14500
20	0,766	11800	200	0,766	11800
30	0,5	7710	210	0,5	7710
40	0,174	2680	220	0,174	2680
50	-0,174	-2680	230	-0,174	-2680
60	-0,5	-7710	240	-0,5	-7710
70	-0,766	-11800	250	-0,766	-11800
80	-0,94	-14500	260	-0,94	-14500
90	-1	-15400	270	-1	-15400
100	-0,94	-14500	280	-0,94	-14500
110	-0,766	-11800	290	-0,766	-11800
120	-0,5	-7710	300	-0,5	-7710
130	-0,174	-2680	310	-0,174	-2680
140	0,174	2680	320	0,174	2680
150	0,5	7710	330	0,5	7710
160	0,766	11800	340	0,766	11800
170	0,94	14500	350	0,94	14500
180	1	15400	360	1	15400

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

.

5. РОЗРАХУНОК МАХОВИКА

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

На сталому режимі роботи середній крутний момент дорівнює моменту опору:

$$M_{кр.ср} = M_c = 425,2 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (5.1)$$

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

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{ср}}. \quad (5.2)$$

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

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

$$\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (M_{кр} - M_c) d\varphi = J \delta \omega_{ср}^2, \quad (5.3)$$

де J – момент інерції обертових мас.

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

$$\int_{\varphi_2}^{\varphi_3} (M_c - M_{кр}) d\varphi = J \delta \omega_{ср}^2, \quad (5.4)$$

В якому складові рівні відповідним величинам в попередньому рівнянні.

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

Вибравши величину δ з рекомендованих меж, розраховуємо момент інерції:

$$\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (M_{кр} - M_c) d\varphi = \int_{\varphi_2}^{\varphi_3} (M_c - M_{кр}) d\varphi. \quad (5.5)$$

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

$$J = J_0 + J_m = 0,3825 + 0,3251 = 0,7076 \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

де $J_0 = 0,3825 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції колінчастого валу і всіх деталей ДВЗ, що обертаються, з урахуванням впливу рухомих частин КШМ;

$J_m = 0,3251 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції маховика.

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

$$J_m = (0.8 \dots 0.9) J_0; \quad (5.6)$$

$$J_M = 0,85 \cdot J_0 = 0,85 \cdot 0,3825 = 0,3251 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad (5.7)$$

$$J_0 = \frac{L_{\text{изб.}}}{\delta \cdot \omega^2} = \frac{850,8}{0,03 \cdot 272,3^2} = 0,3825 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (5.8)$$

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

$$L_{\text{изб.}} = F_1 \cdot M_M \cdot M_\varphi = 585 \cdot 20 \cdot 0,07272 = 850,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (5.9)$$

де $F_1 = 585 \cdot \text{мм}^2$ – площа фігури над прямою $M_{\text{кр.ср}}$ (рис. 5.1);

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

валу, рад в мм;

$$M_M = \frac{M_{\text{сум.мах}}}{h_{\text{мс}}} = \frac{1504}{75,2} = 20 \text{ – масштаб момента, Н} \cdot \text{м/мм}.$$

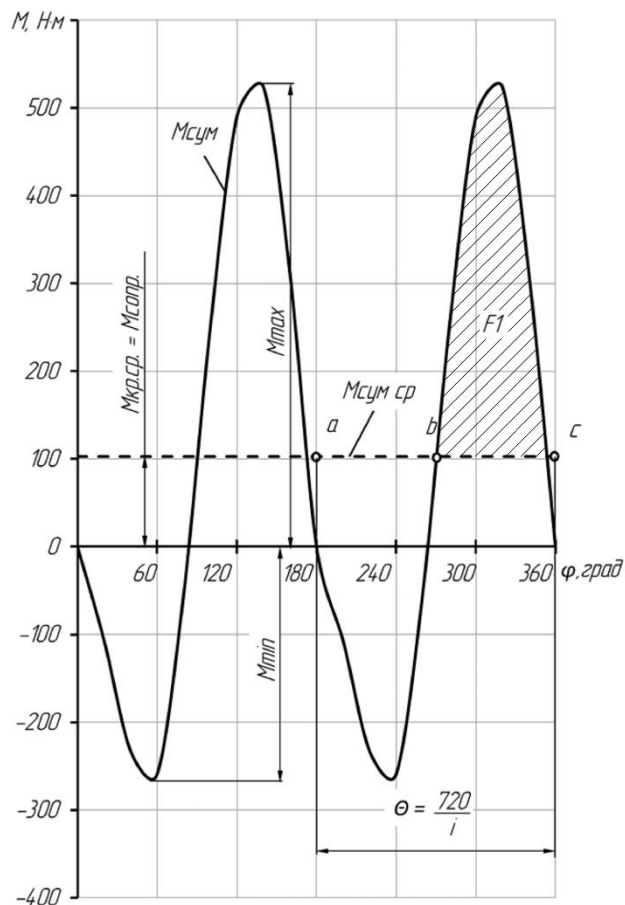


Рисунок 5.1. – Діаграма крутного моменту на колінчастому валу чотирициліндрового двигуна

Маховий момент двигуна:

$$m_M \cdot D_{cp}^2 = 4J_M. \quad (5.10)$$

де m_M – маса маховика, кг;

$D_{cp} = (2 \dots 3) \cdot S = 0,125 \cdot 2,5 = 0,3125$ м – середній діаметр маховика.

З формули (5.10) розраховуємо масу маховика:

$$m_M = \frac{4J_M}{D_{cp}^2} = \frac{4 \cdot 0,3251}{0,3125^2} = 13,32 \text{ кг}. \quad (5.11)$$

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

Для наближених розрахунків можна прийняти $D_M = 0,42$ м.

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

Окружна швидкість на зовнішньому ободі маховика:

$$v_M = \frac{\pi \cdot D_M \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,42 \cdot 2600}{60} = 57,18 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}, \quad (5.12)$$

де $n = 2600 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертання валу двигуна.

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

6 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ

6.1 Розрахунок на міцність 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 $p_{z \max} = 8,799 \text{ МПа}$ при $n = 2600 \text{ хв}^{-1}$, $\varphi = 367^\circ$;
- маса поршневої групи $m_{\pi} = 2,24 \text{ кг}$;
- маса шатунної групи $m_{\text{ш}} = 3,11 \text{ кг}$;
- $n_{\text{х.х.мак}} = 2800 \text{ мин}^{-1}$;
- хід поршня $S = 125 \text{ мм}$;
- площа поршня $F_{\pi} = 0,009503 \text{ м}^2$;
- відношення R/L : $\lambda = 0,2694$.

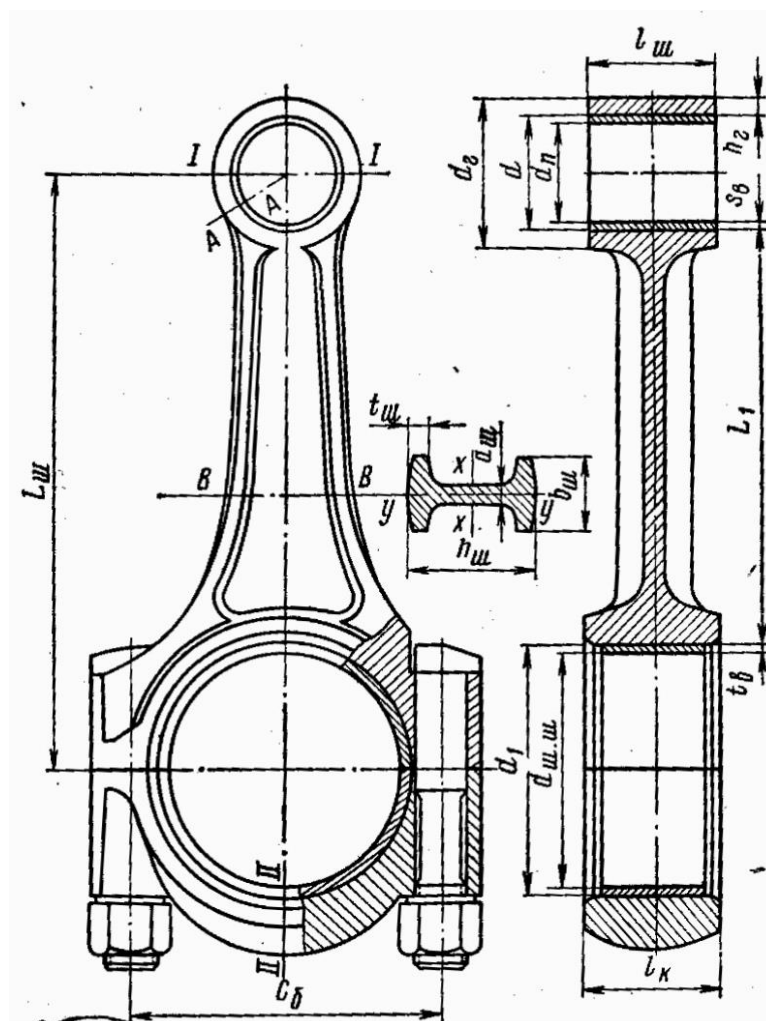


Рисунок 6.5 – Розрахункова схема шатунної групи

З розрахунку поршневої групи маємо:

- діаметр поршневого пальця $d_{п} = 38$ мм;
- довжина поршневої головки шатуна $l_{ш} = 40$ мм;;
- зовнішній діаметр головки $d_r = 60$ мм;
- внутрішній діаметр головки $d = 42$ мм;
- радіальна товщина стінки головки $h_r = \frac{(d_r - d)}{2} = \frac{(60 - 42)}{2} = 9$ 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 40Х [3]:

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

Розрахункові коефіцієнти:

при згині:

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{т}}} = \frac{420}{800} = 0,525; \quad (6.1.1)$$

$$\frac{(\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma})}{(1 - \beta_{\sigma})} = \frac{(0,525 - 0,23)}{(1 - 0,525)} = 0,6211; \quad (6.1.2)$$

при розтягуванні-стисканні:

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1\text{p}}}{\sigma_{\text{т}}} = \frac{300}{800} = 0,375; \quad (6.1.3)$$

$$\frac{(\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma})}{(1 - \beta_{\sigma})} = \frac{(0,375 - 0,13)}{(1 - 0,375)} = 0,392. \quad (6.1.4)$$

Поршнева головка шатуна.

Розрахунок перерізу I-I.

Максимальне напруження пульсуючого циклу:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{max}} &= \frac{(m_{\text{п}} + m_{\text{в.г}}) \cdot \omega_{\text{х.х.мак}}^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}}{2 \cdot h_{\text{г}} \cdot l_{\text{ш}}} = \\ &= \frac{(2,24 + 0,2488) \cdot 293,2^2 \cdot 0,0625 \cdot (1 + 0,2694) \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 0,009 \cdot 0,04} = 23,58 \text{ МПа}, \end{aligned} \quad (6.1.5)$$

де $m_{в.г} = (0,06 \dots 0,09)m_{ш} = 0,08 \cdot 3,11 = 0,2488$ кг – маса частини головки вище перерізу I-I;

$$\omega_{x.x.max} = \frac{\pi \cdot n_{x.x.max}}{30} = \frac{3,14 \cdot 2800}{30} = 293,2 \text{ с}^{-1}. \quad (6.1.6)$$

Середнє напруження і амплітуда напружень:

$$\sigma_{m0} = \sigma_{a0} = \frac{\sigma_{max}}{2} = \frac{23,58}{2} = 11,79 \text{ МПа}, \quad (6.1.7)$$

$$\sigma_{ak0} = \frac{\sigma_{a0} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II}} = \frac{11,79 \cdot 1,304}{0,72 \cdot 0,7} = 30,5 \text{ МПа}, \quad (6.1.8)$$

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

$\varepsilon_M = 0,72$ – масштабний коефіцієнт, визначений за табл. 11.7 [3];

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

Запаси міцності поршневої головки шатуна в перерізі I-I:

за границею витривалості:

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{ak0} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{m0}} = \frac{300}{(30,5 + 0,13 \cdot 11,79)} = 9,365, \quad (6.1.9)$$

за границею плинності:

$$n_{\sigma T} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{a0} + \sigma_{m0}} = \frac{800}{30,5 + 11,79} = 18,92. \quad (6.1.10)$$

Так як:

$$\frac{\sigma_{ak0}}{\sigma_{m0}} = \frac{30,5}{11,79} = 2,58694 \geq \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,392,$$

запас міцності перерізу I-I визначають за границею витривалості:

$$n_{\sigma} = 9,365.$$

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

Напруження від запресованої втулки:

сумарний натяг:

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t = 0,04 + 0,03696 = 0,07696 \text{ мм}, \quad (6.1.11)$$

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

$$\begin{aligned} \Delta_t &= d \cdot (\alpha_b - \alpha_r) \cdot \Delta T = 42(18 \cdot 10^{-5} - 10 \cdot 10^{-5}) \cdot 110 \\ &= 0,03696 \text{ мм}, \end{aligned} \quad (6.1.12)$$

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

Питомий тиск на поверхні стикання втулки з головкою:

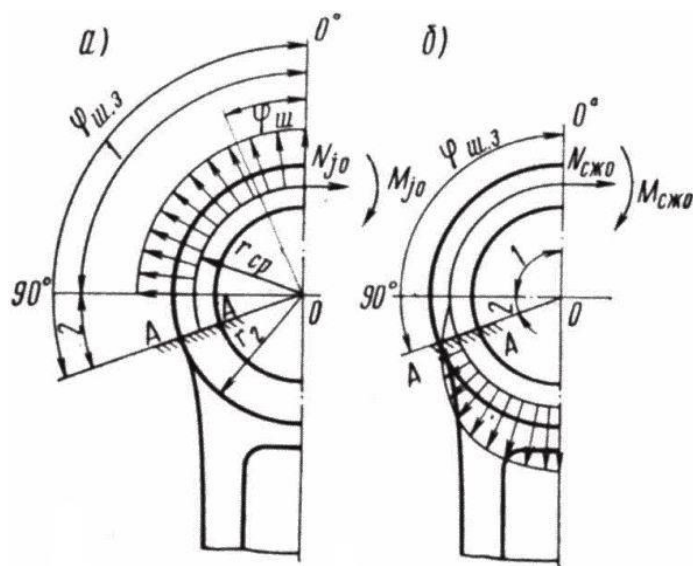
$$P = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \cdot \left[\frac{(d_r^2 + d^2) / (d_r^2 + d^2) + \mu}{E_{ш}} + \frac{(d^2 + d_{п}^2) / (d^2 - d_{п}^2) - \mu}{E_b} \right]}, \quad (6.1.13)$$

де $\mu = 0,3$ – коефіцієнт Пуассона;

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

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

$$P = \frac{0,00007696}{0,042 \cdot \left[\frac{0,06^2 + 0,042^2}{2,2 \cdot 10^{-5}} + 0,3 + \frac{0,042^2 + 0,038^2}{1,15 \cdot 10^{-5}} - 0,3 \right]} = 18,47 \text{ МПа}.$$



а – при розтягуванні; б – при стисненні

Рисунок 6.6 – Розрахункова схема поршневої головки шатуна:

Напруження від сумарного натягу на внутрішній поверхні головки:

$$\sigma'_i = \frac{P \cdot (d_r^2 + d^2)}{d_r^2 - d^2} = \frac{18,47 \cdot (0,06^2 + 0,042^2)}{0,06^2 - 0,042^2} = 53,96 \text{ МПа.} \quad (6.1.14)$$

Напруження від сумарного натягу на зовнішній поверхні головки:

$$\sigma'_a = \frac{P \cdot 2 \cdot d^2}{d_r^2 - d^2} = \frac{18,47 \cdot 2 \cdot 0,042^2}{0,06^2 - 0,042^2} = 35,49 \text{ МПа.} \quad (6.1.15)$$

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

$$\begin{aligned} P_{jn} &= -m_n \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda) = \\ &= -2,24 \cdot 0,0625 \cdot 272,3^2 \cdot (1 + 0,2694) = -13,18 \text{ кН,} \end{aligned} \quad (6.1.16)$$

де

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_N}{30} = \frac{3,14 \cdot 2600}{30} = 272,3 \text{ с}^{-1}. \quad (6.1.17)$$

Нормальна сила і згинальний момент в перерізі 0-0:

$$\begin{aligned} N_{j0} &= -P_{jn}(0,572 - 0,0008\varphi_{ш.з}) = \\ &= -(-13,18)(0,572 - 0,0008 \cdot 130) = 6,168 \text{ Н;} \end{aligned} \quad (6.1.18)$$

$$\begin{aligned} M_{j0} &= P_{jn} \cdot r_{cp}(0,00033\varphi_{ш.з} - 0,0297) = \\ &= -(-13,18) \cdot 0,0255 \cdot (0,00033 \cdot 130 - 0,0297) = 4,436 \text{ Н} \cdot \text{м}, \end{aligned} \quad (6.1.19)$$

де $\varphi_{ш.з} = 130^\circ$ – кут закладення;

$$r_{cp} = \frac{d_r + d}{4} = \frac{60 + 42}{4} = 25,5 \text{ мм.} \quad (6.1.20)$$

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

$$\begin{aligned} N_{j\varphi_{ш.з}} &= N_{j0} \cdot \cos \varphi_{ш.з} - 0,5 \cdot P_{jn} \cdot (\sin \varphi_{ш.з} - \cos \varphi_{ш.з}) = \\ &= 6,168 \cdot \cos(130^\circ) - 0,5 \cdot (-13,18) \cdot (\sin(130^\circ) - \cos(130^\circ)) = 5,319 \text{ кН;} \end{aligned} \quad (6.1.21)$$

$$\begin{aligned} M_{j\varphi_{ш.з.}} &= M_{j0} + N_{j0} \cdot r_{cp} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш.з.}) + 0,5 \cdot P_{jn} \times \\ &\quad \times r_{cp} \cdot (\sin \varphi_{ш.з.} - \cos \varphi_{ш.з.}) = \\ &= 4,436 + 6,168 \cdot 0,0255 \cdot (1 - \cos(130^\circ)) + 0,5 \cdot -13,18 \times \\ &\quad \times 0,0255 \cdot (\sin(130^\circ) - \cos(130^\circ)) = 26,07 \text{ Н} \cdot \text{м.} \end{aligned} \quad (6.1.22)$$

Напруження на зовнішньому волокні від сили, що розтягує:

$$\begin{aligned} \sigma_{aj} &= \left[2 \cdot M_{j\varphi_{ш.з.}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_r}{h_r \cdot (2 \cdot r_{cp} + h_r)} + K \cdot N_{j\varphi_{ш.з.}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_r} = \\ &= \left[2 \cdot 26,07 \cdot \frac{6 \cdot 0,0255 + 0,009}{0,009 \cdot (2 \cdot 0,0255 + 0,009)} + 0,8959 \cdot 5,319 \right] \times \\ &\quad \times \frac{10^{-6}}{0,04 \cdot 0,009} = 56,69 \text{ МПа,} \end{aligned} \quad (6.1.23)$$

де

$$K = \frac{E_{\text{ш}} \cdot F_{\Gamma}}{E_{\text{ш}} \cdot F_{\Gamma} + E_{\text{Б}} \cdot F_{\text{Б}}} = \quad (6.1.24)$$

$$= \frac{2,2 \cdot 10^5 \cdot 7,2 \cdot 10^{-4}}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 7,2 \cdot 10^{-4} + 1,15 \cdot 10^5 \cdot 1,6 \cdot 10^{-5}} = 0,8959;$$

$$F_{\text{Б}} = (d - d_{\text{н}}) \cdot l_{\text{ш}} = (0,042 - 0,038) \cdot 0,04 = 1,6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2; \quad (6.1.25)$$

$$F_{\Gamma} = (d_{\Gamma} - d) \cdot l_{\text{ш}} = (0,06 - 0,042) \cdot 0,04 = 7,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2. \quad (6.1.26)$$

Сумарна сила, що стискає головку:

$$\begin{aligned} P_{\text{сж}} &= (p_{\text{зд}} - p_0) \cdot F_{\text{н}} - m_{\text{н}} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) = \quad (6.1.27) \\ &= (8,799 - 0,1013) \cdot 0,009503 - 2,24 \cdot 0,0625 \cdot 272,3^2 \times \\ &\quad \times (\cos(367) + 0,2694 \cdot \cos(2 \cdot 367)) = 69,64 \text{ кН}. \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} N_{\text{сж}\varphi_{\text{ш.з.}}} &= P_{\text{сж}} \cdot \left[\frac{N_{\text{сж0}}}{P_{\text{сж}}} + \left(\frac{\sin \varphi_{\text{ш.з.}}}{2} - \frac{\varphi_{\text{ш.з.}}}{\pi} \sin \varphi_{\text{ш.з.}} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{\text{ш.з.}} \right) \right] = \quad (6.1.28) \\ &= 69,64 \cdot \left[0,0018 + \left(\frac{\sin(130)}{2} - \frac{130}{3,14} \sin(130) - \frac{1}{3,14} \cdot \cos(130) \right) \right] = 2,519 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{\text{сж}\varphi_{\text{ш.з.}}} &= P_{\text{сж}} \cdot r_{\text{ср}} \cdot \left[\frac{M_{\text{сж0}}}{P_{\text{сж}} \cdot r_{\text{ср}}} + \frac{N_{\text{сж0}}}{P_{\text{сж}}} \cdot (1 - \cos \varphi_{\text{ш.з.}}) - \right. \quad (6.1.29) \\ &\quad \left. - \left(\frac{\sin \varphi_{\text{ш.з.}}}{2} - \frac{\varphi_{\text{ш.з.}}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{\text{ш.з.}} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{\text{ш.з.}} \right) \right] = \\ &= 69,64 \cdot 0,0255 \cdot [0,0006 + 0,0018 \cdot (1 - \cos 130) - \\ &\quad - \left(\frac{\sin(130)}{2} - \frac{130}{3,14} \cdot \sin(130) - \frac{1}{3,14} \cdot \cos(130) \right)] = -54,72 \text{ Н} \cdot \text{м}, \end{aligned}$$

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

Напруження на зовнішньому волокні від стискаючої сили:

$$\begin{aligned}\sigma_{асж} &= \left[2 \cdot M_{сж\phi_{ш.з.}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_r}{h_r \cdot (2 \cdot r_{cp} + h_r)} + K \cdot N_{сж\phi_{ш.з.}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} h_r} = \\ &= \left[2 \cdot -54,72 \cdot \frac{6 \cdot 0,0255 + 0,009}{0,009 \cdot (2 \cdot 0,0255 + 0,009)} + 0,8959 \cdot 2,519 \right] \times \\ &\quad \times \frac{10^{-6}}{0,04 \cdot 0,009} = -84,93 \text{ МПа.}\end{aligned}\quad (6.1.30)$$

Максимальне і мінімальне напруження асиметричного циклу:

$$\sigma_{\max} = \sigma'_a + \sigma_{aj} = 35,49 + 56,69 = 92,18 \text{ МПа}; \quad (6.1.31)$$

$$\sigma_{\min} = \sigma'_a + \sigma_{асж} = 35,49 + (-84,93) = -49,44 \text{ МПа.} \quad (6.1.32)$$

Середнє напруження і амплітуда напружень:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{92,18 + -49,44}{2} = 21,37 \text{ МПа,} \quad (6.1.33)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{92,18 - -49,44}{2} = 70,81 \text{ МПа,} \quad (6.1.34)$$

$$\sigma_{ак} = \frac{\sigma_a \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_{M\sigma} \cdot \varepsilon_{П\sigma}} = \frac{70,81 \cdot 1,304}{0,72 \cdot 0,7} = 183,2 \text{ МПа,} \quad (6.1.35)$$

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

$\varepsilon_M = 0,72$ – масштабний коефіцієнт, визначений за табл. 11.7 [3];

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

Запаси міцності поршневої головки шатуна в перерізі А-А:

за границею витривалості:

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ак} + \alpha_{\sigma} \sigma_m} = \frac{300}{183,2 + 0,23 \cdot 21,37} = 2,233; \quad (6.1.36)$$

за границею плинності:

$$n_{\sigma T} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{ak} + \sigma_m} = \frac{800}{183,2 + 21,37} = 3,911. \quad (6.1.37)$$

Так як:

$$\frac{\sigma_{ak}}{\sigma_m} = \frac{183,2}{21,37} = 8,57277 \geq \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = 0,6211,$$

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

$$n_\sigma = 2,233.$$

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

Конструкція і матеріал шатуна забезпечує достатній запас міцності.

Розрахунок кривошипної головки шатуна

Максимальна сила інерції:

$$\begin{aligned} P_{jp} &= -\omega_{x.x.max.}^2 \cdot R[(m_n + m_{ш.п}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{ш.к} - m_{кр})] \cdot 10^{-6} = \quad (6.1.38) \\ &= -293,2^2 \cdot 0,0625[(2,24 + 0,778) \cdot (1 + 0,2694) + (2,33 - 0,7464)] \cdot 10^{-6} = \\ &= -29,09 \text{ кН}, \end{aligned}$$

де $m_{кр} = (0,20 \dots 0,28)m_{ш} = 0,24 \cdot 3,11 = 0,7464 \text{ кг}.$

Момент опору розрахункового перерізу:

$$\begin{aligned} W_{из} &= \frac{l_k \cdot (0,5 \cdot c_6 - r_1)^2}{6} = \frac{0,046 \cdot (0,5 \cdot 0,118 - 0,035)^2}{6} = \quad (6.1.39) \\ &= 4,416 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3, \end{aligned}$$

де $r_1 = 0,5(d_{ш.ш} + 2t_b) = 0,5(63 + 2 \cdot 3,5) = 35 \text{ мм}.$

Момент інерції вкладиша і кришки:

$$J_B = l_k \cdot t_b^3 = 0,046 \cdot 0,0035^3 = 1,972 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4, \quad (6.1.40)$$

$$J = I_k \cdot (0,5 \cdot c_6 - r_1)^3 = 0,046 \cdot (0,5 \cdot 0,118 - 0,035)^3 = 6,359 \cdot 10^{-7}, \quad (6.1.41)$$

Напруження згину кришки і вкладиша:

$$\sigma_{из} = P_{jp} \cdot \left[\frac{0,023 \cdot c_6}{\left(1 + \frac{J_B}{J}\right) \cdot W_{из}} + \frac{0,4}{F_r} \right] = \quad (6.1.42)$$

$$= -29,09 \cdot \left[\frac{0,023 \cdot 0,118}{\left(1 + \frac{1,972 \cdot 10^{-9}}{6,359 \cdot 10^{-7}}\right) \cdot 4,416 \cdot 10^{-6}} + \frac{0,4}{1,265 \cdot 10^{-3}} \right] = 27,02 \text{ МПа},$$

де $F_r = I_k \cdot 0,5(c_6 - d_{ш.ш.}) = 0,046 \cdot 0,5(0,118 - 0,063) = 1,265 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$

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

Розрахунок стрижня шатуна

Вихідні дані

З динамічного розрахунку маємо:

- $P_{сж} = 64750 \text{ Н}$ при $\varphi = 367^\circ$;
- $P_p = -18490 \text{ Н}$ при $\varphi = 720^\circ$;
- довжина шатуна $L_{ш} = 232 \text{ мм}$;
- $h_{ш} = 41 \text{ мм}$;
- $b_{ш} = 24 \text{ мм}$;
- $a_{ш} = 6 \text{ мм}$;

З розрахунків поршневої і кривошипної головок:

- $d = 42 \text{ мм}$;
- $d_1 = 78 \text{ мм}$;

Матеріал шатуна (сталь 40Х).

Площа і моменти інерції розрахункового перерізу В–В:

$$F_{ср} = h_{ш} \cdot b_{ш} - (b_{ш} - a_{ш})(h_{ш} - 2 \cdot t_{ш}) = \quad (6.1.43)$$

$$= 0,041 \cdot 0,024 - (0,024 - 0,006)(0,041 - 2 \cdot 0,002) = 3,18 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$$

$$J_x = \frac{b_{\text{ш}} \cdot h_{\text{ш}}^3 - (b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}})(h_{\text{ш}} - 2 \cdot t_{\text{ш}})^3}{12} = \quad (6.1.44)$$

$$= \frac{0,024 \cdot 0,041^3 - (0,024 - 0,006)(0,041 - 2 \cdot 0,002)^3}{12} = 6,186 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4,$$

$$J_y = \frac{h_{\text{ш}} \cdot b_{\text{ш}}^3 - (h_{\text{ш}} - 2 \cdot t_{\text{ш}})(b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}})^3}{12} = \quad (6.1.45)$$

$$= \frac{0,041 \cdot 0,024^3 - (0,041 - 2 \cdot 0,002)(0,024 - 0,006)^3}{12} = 2,925 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4,$$

Максимальні напруження від сили, що стискає:

а) в площині гойдання шатуна:

$$\sigma_{\text{max x}} = \frac{K_x \cdot P_{\text{сж}}}{F_{\text{ср}}} = \frac{1,125 \cdot 64750}{3,18 \cdot 10^{-4}} = 229,1 \text{ МПа}, \quad (6.1.46)$$

$$\text{де } K_x = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{\text{ш}}} \frac{L_{\text{ш}}^2}{J_x} F_{\text{ср}} = 1 + \frac{980}{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5} \frac{0,232^2}{6,186 \cdot 10^{-8}} 3,18 \cdot 10^{-4} = 1,125;$$

б) в площині, перпендикулярній площині гойдання шатуна:

$$\sigma_{\text{max y}} = \frac{K_y \cdot P_{\text{сж}}}{F_{\text{ср}}} = \frac{1,036 \cdot 64750}{3,18 \cdot 10^{-4}} = 210,9 \text{ МПа}, \quad (6.1.47)$$

$$\text{де } K_y = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{\text{ш}}} \frac{L_1^2}{4 \cdot J_y} F_{\text{ср}} = 1 + \frac{980}{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5} \frac{0,172}{4 \cdot 2,925 \cdot 10^{-8}} 3,18 \cdot 10^{-4} = 1,036,$$

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

$$L_1 = L_{\text{ш}} - \frac{d + d_1}{2} = 232 - \frac{42 + 78}{2} = 172 \text{ мм.}$$

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

Для вуглецевих сталей 160...250 МПа.

Для легированих сталей 200...350 МПа.

Мінімальне напруження від сили, що розтягує:

$$\sigma_{\min} = \frac{P_p}{F_{\text{ср}}} = \frac{-18490}{3,18 \cdot 10^{-4}} = -58,14 \text{ МПа}, \quad (6.1.48)$$

Середні напруження і амплітуди циклу:

$$\sigma_{\text{mx}} = \frac{\sigma_{\text{max x}} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{229,1 - (-58,14)}{2} = 85,48 \text{ МПа}, \quad (6.1.49)$$

$$\sigma_{\text{my}} = \frac{\sigma_{\text{max y}} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{210,9 - (-58,14)}{2} = 76,38 \text{ МПа}, \quad (6.1.50)$$

$$\sigma_{\text{ax}} = \frac{\sigma_{\text{max x}} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{229,1 + (-58,14)}{2} = 143,6 \text{ МПа}, \quad (6.1.51)$$

$$\sigma_{\text{ay}} = \frac{\sigma_{\text{max y}} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{210,9 + (-58,14)}{2} = 134,5 \text{ МПа}, \quad (6.1.52)$$

$$\sigma_{\text{акх}} = \frac{\sigma_{\text{ax}} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{М}} \cdot \varepsilon_{\text{П}}} = \frac{143,6 \cdot 1,304}{0,79 \cdot 1,5} = 158 \text{ МПа}, \quad (6.1.53)$$

$$\sigma_{\text{аку}} = \frac{\sigma_{\text{ay}} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{М}} \cdot \varepsilon_{\text{П}}} = \frac{134,5 \cdot 1,304}{0,79 \cdot 1,5} = 148 \text{ МПа}, \quad (6.1.54)$$

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

ефективний коефіцієнт концентрації напружень;

$\varepsilon_{\text{М}} = 0,79$ – масштабний коефіцієнт, який визначається за табл. 11.7 [3];

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

Запаси міцності стрижня шатуна в перерізі В-В:

за границею витривалості:

$$n_{\sigma_{\text{xy}}} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{акх}} + \alpha_{\sigma} \sigma_{\text{mx}}} = \frac{300}{158 + 0,13 \cdot 85,48} = 1,774; \quad (6.1.55)$$

$$n_{\sigma_{xy}} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{aky} + \alpha_{\sigma} \sigma_{my}} = \frac{300}{148 + 0,13 \cdot 76,38} = 1,9; \quad (6.1.56)$$

за границею плинності:

$$n_{\sigma_{x_T}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{akx} + \sigma_{mx}} = \frac{800}{158 + 85,48} = 3,286; \quad (6.1.57)$$

$$n_{\sigma_{y_T}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{aky} + \sigma_{my}} = \frac{800}{148 + 76,38} = 3,565. \quad (6.1.58)$$

Так як:

$$\frac{\sigma_{akx}}{\sigma_{mx}} = \frac{158}{85,48} = 1,84839 \geq \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,392,$$

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

$$n_{\sigma x} = 1,774;$$

$$n_{\sigma y} = 1,9.$$

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.

6.2 Розрахунок на міцність шатунних болтів

З розрахунку кривошипної головки шатуна маємо: максимальну силу інерції, що розриває кривошипну головку і шатунні болти: $P_{jp} = 29,09$ Н. Приймаємо: номінальний діаметр болта $d = 16$ мм; шаг різьби $t = 1,5$ мм; кількість болтів $i_b = 2$; 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:

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

$$\frac{(\beta_\sigma - \alpha_\sigma)}{(1 - \beta_\sigma)} = \frac{(0,3304 - 0,2)}{(1 - 0,3304)} = 0,1947. \quad (6.2.1)$$

Сила попереднього затягування:

$$P_{пр} = (2 \dots 3) \frac{P_{jp}}{i_6} = 2,5 \frac{29,09}{2} = 36,36 \text{ Н}. \quad (6.2.2)$$

Сумарна сила, що розтягує болт:

$$P_6 = P_{пр} + \frac{\chi P_{jp}}{i_6} = 36,36 + \frac{0,24 \cdot 29,09}{2} = 39,85 \text{ Н}, \quad (6.2.3)$$

де χ – коефіцієнт основного навантаження різьбового з'єднання:

$$\chi = \frac{K_{ш}}{K_6 + K_{ш}}, \quad (6.2.4)$$

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:

$$\sigma_{\max} = \frac{4P_6}{\pi d_B^2} = \frac{4 \cdot 39,85}{3,14 \cdot 0,0139^2} = 262,6 \text{ МПа}, \quad (6.2.5)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{4P_{\text{пр}}}{\pi d_B^2} = \frac{4 \cdot 36,36}{3,14 \cdot 0,0139^2} = 239,6 \text{ МПа}. \quad (6.2.6)$$

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

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{262,6 + 239,6}{2} = 251,1 \text{ МПа}, \quad (6.2.7)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{262,6 - 239,6}{2} = 11,5 \text{ МПа}, \quad (6.2.8)$$

$$\sigma_{ak} = \frac{\sigma_a \cdot k_\sigma}{\varepsilon_{M\sigma} \cdot \varepsilon_{П\sigma}} = \frac{11,5 \cdot 4,3}{0,94 \cdot 0,84} = 62,63 \text{ МПа}, \quad (6.2.9)$$

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];

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

Запаси міцності шатунних болтів:

за границею витривалості:

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ak} + \alpha_\sigma \sigma_m} = \frac{380}{62,63 + 0,2 \cdot 251,1} = 3,367; \quad (6.2.10)$$

за границею пластичності:

$$n_{\sigma T} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{ak} + \sigma_m} = \frac{1150}{62,63 + 251,1} = 3,666. \quad (6.2.11)$$

Так як:

$$\frac{\sigma_{ак}}{\sigma_m} = \frac{62,63}{251,1} = 0,249423 \geq \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,1947,$$

запас міцності шатунних болтів визначають за границею витривалості:

$$n_{\sigma} = 3,367.$$

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

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

7 ВПЛИВ ТИСКУ НАДДУВУ НА ЗАПАС МІЦНОСТІ ШАТУННОЇ ГРУПИ ДВИГУНА Д-245

В проведеному тепловому розрахунку двигуна Д-245 (розділ 2) виконано розрахунок зі значенням тиску наддуву взятим за прототипом $p_k = 0,5$ бар. З аналізу літератури відомо, що збитковий тиск наддуву p_k може сягати більше 2,5 бар при багатоступінчатому наддуві. Тому поставлена задача дослідити вплив тиску повітря на запас міцності шатунної групи двигуна Д-245.

7.1 Теплові розрахунки двигуна при різних значеннях тиску наддуву

Проведено ряд теплових, динамічних розрахунків та розрахунків шатунної групи (за методикою розділу 6) при значеннях збиткового тиску на вході в двигун $p_k = 0,5$ бар, $p_k = 0,7$ бар, $p_k = 0,9$ бар, $p_k = 1,1$ бар, $p_k = 1,3$ бар. Всі інші значення до теплового розрахунку (див. [табл. 2.1](#)) залишились незмінними.

Таблиця 7.1 – Значення запасів міцності шатунної групи

p_k , бар		0,5	0,7	0,9	1,1	1,3	[n]
Деталь	Переріз	3,367	3,367	3,367	3,367	3,367	≥ 2
Шатунний болт	-						
Шатун	I-I	9,365	9,365	9,365	9,365	9,365	2,5...5
	A-A	2,233	2,078	1,945	1,83	1,729	2...5
	B-B	1,9	1,688	1,521	1,386	1,275	$\geq 1,5$

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

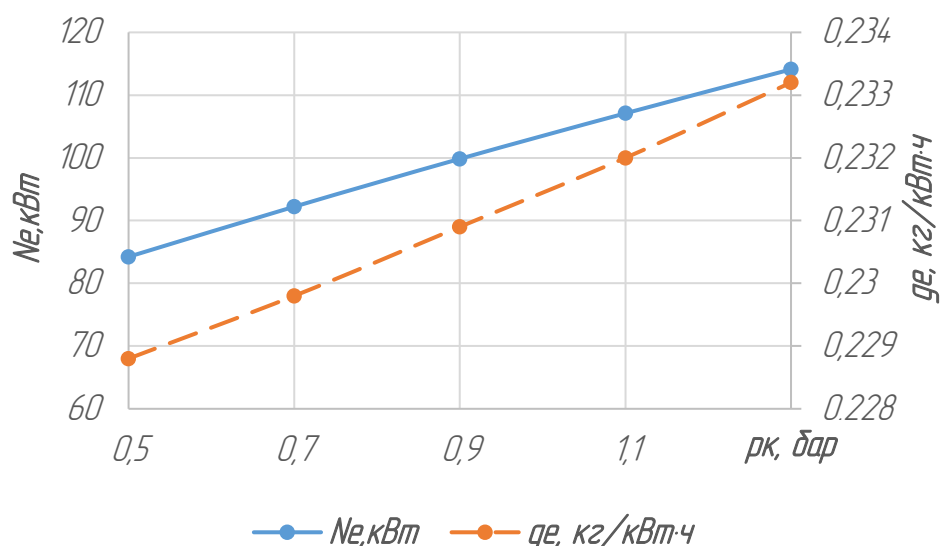


Рисунок 7.1 – Ефективна потужність та питома ефективна витрата палива, при різних значеннях тиску наддуву

З протоколів теплових розрахунків і **рисунку 7.1** видно, що потужність та питома ефективна витрат палива зростають майже лінійно. Згідно з таблицею 6.1 тиск наддуву не впливає на запаси міцності шатунних болтів та перерізу I–I поршневої головки шатуна. При розрахунок на міцність цих елементів приймають до уваги виключно інерційні сили. Зі збільшенням наддуву, знижуються запаси міцності поршневої головки в перерізі А–А та стрижня шатуна. При $p_k = 0,9$ бар запас міцності поршневої головки у перерізі А–А складає $n = 1,945 < [n] = 2$. При подальшому збільшенні тиску наддуву запас міцності стрижня шатун теж стає нижчим за граничне значення. Таким чином лімітом тиску наддуву без посилення шатунної групи можна вважати $p_k = 0,9$ бар.

7.2 Висновки за розділом

.

Зважаючи на результати розрахунків обрано збитковий тиск $p_k = 0,7$ бар. Такий тиск дозволяє підвищити потужність на 9,4,% при збільшенні питомої витрати палива на 0,44% без виходу за межі допустимих навантажень.

8. ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

8.1 Характеристика продукції

Тема магістерської роботи: «Вплив тиску наддуву на запас міцності шатунної групи дизельного двигуна Д - 245 ». У відповідності з п.2 проведено ряд теплових розрахунків для базового та досліджуваного двигунів, на підставі яких отримані розрахункова потужність – 92,21 кВт і мінімальна питома ефективна витрата палива – $0,2298 \text{ кг} \cdot (\text{кВт} \cdot \text{ч})^{-1}$ для проектного двигуна. Відхилення розрахункової потужності від заданої входить в діапазон допустимих значень (п. 2.5). Економічне обґрунтування проекту побудовано на основі розрахункових значень.

Таблиця 8.1 – Оцінка технічного рівня ДВЗ

Показники	Проектний ДВЗ V_i	Бальна оцінка проект. ДВС, Q_i	Кращі аналоги			
			ММЗ Д-245	Бальна оцінка Q_i	ЗМЗ-514	Бальна оцінка Q_i
1	2	3	4	5	6	7
Ефективна потужність, кВт	92,21	5	84,23	4	84	4
Маса двигуна, кг	450	4	450	4	380	5
Частота обертів колінчастого вала, хв^{-1}	2600	4	2600	4	3500	5
Питома витрата палива, $\text{г/кВт} \cdot \text{год}$	0,2298	5	0,2288	4	0,237	3
Витрата оливи на чад км, %	1,5	4	1,5	4	1,3	5
Моторесурс, км	500000	5	500000	5	350000	4
Разом сума балів Q_Σ		27		25		26

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

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

Коефіцієнт технічного рівня:

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

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

$$K_{\text{ту отеч}} = 27 / 25 = 1,08,$$

$$K_{\text{ту заруб}} = 27 / 26 = 1,038.$$

$K_{\text{ту}}$

8.2 Оцінка ринку збуту та маркетингова програма

Згідно табл.5.1, видно, що поліпшуються технічні характеристики модернізованого двигуна за рахунок: зменшеної питомої витрати палива, при збільшеній ефективній потужності до 92,21 кВт, і такій же частоті обертання колінчастого валу 2600 хв^{-1} , що має позитивний вплив на експлуатаційні характеристики транспортних засобів. Чотирициліндровий чотиритактний дизельний двигун для вантажних автомобілів, автобусів та тракторів давно був необхідний на вітчизняному ринку. У даного двигуна є конкурент – двигун

(ММЗ Д-245), який буде використаний в розрахунках в якості базового. Собівартість базового двигуна $C_6 = 158974,36$ грн розрахована з середньої ціни реалізації нових двигунів.

Прогнозований обсяг продажів A_r двигунів:

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

де $B = 1110$ шт/рік – споживчий попит на двигуни;

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

$$A_r = 1110 \cdot 1,08 = 1199 \text{ шт.}$$

Приймаємо 1200 шт.

Відповідно до передбачуваного обсягу продажів сформована річна програми випуску продукції в розмірі 1200 штук.

8.3 Розрахунок витрат на дослідження, розробку і проектування ДВЗ

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

Розрахунок основної заробітної плати проектувальників визначаємо за формулою:

$$ЗП_{\text{осн}} = F_m \cdot R \cdot З_m = 3 \cdot 2 \cdot 6400 = 38400 \text{ грн.}, \quad (8.3)$$

де F_m – кількість місяців розробки;

R – чисельність проектувальників;

$З_m$ – оклад на місяць, грн.

Тоді загальна сума витрат на розробку і проектування складе

$$C_{\text{пр}} = \frac{ЗП_{\text{осн}} \cdot 100}{Y_{\text{зп}}} = \frac{38400 \cdot 100}{35} = 109714,29 \text{ грн.}, \quad (8.4)$$

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

Всі інші статті витрат визначаються за формулою:

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

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

Результати розрахунків зводимо в табл.8.2.

Таблиця 8.2 – Калькуляція кошторисної вартості робіт НДР і її структура

Стаття витрат	Сума, грн	Питома вага %
1. Матеріали	10971,43	10%
2. Основна заробітна плата	38400,00	35%
3. Додаткова заробітна плата	5485,71	5%
4. Відрахування на соціальне страхування	16566,86	15,10%
5. Витрати на спеціальне обладнання	10971,43	10,00%
6. Накладні витрати	27318,86	24,90%
Сума	109714,29	100%

8.4 Розрахунок собівартості проектного ДВЗ

Проектований двигун конструктивно відрізняється від базового турбокомпресором. Узагальнено оцінити затрати на переналаштування виробництва можна за допомогою додавання до собівартості двигуна вартості нової деталі і віднімання вартості старої. Ціни наведено за каталогом магазину «Деталі». 10000 грн. Всі інші деталі залишаються незмінними. Відповідно до цього можна розрахувати зміни у витратах на матеріали.

Собівартість розроблюваного двигуна:

$$C_{\pi} = C_{\delta} \pm \sum_{i=1}^n \Delta B_i + \frac{3_{\text{нир}}}{A_{\Gamma}}, \quad (8.6)$$

де C_{π} – повна собівартість двигуна,

$C_{\delta} = 158974,36$ грн – собівартість базового двигуна,

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

$$\frac{\sigma_{\text{ак0}}}{\sigma_{\text{м0}}} = \frac{30,5}{11,79} = 2,58694 \geq \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,392,$$

запас міцності перерізу І-І визначають за границею витривалості:

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

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

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

$$\Delta B_{\kappa} = 10000 \cdot 1,05 - 9500 \cdot 1,05 = 525 \text{ грн.},$$

$$C_{\pi} = 158974,36 + 525 + 109714,29 / 1200 = 159590,79 \text{ грн.}$$

Як видно з розрахунків собівартість проектного двигуна на 616,43 грн. вище собівартості базового ДВЗ.

Розрахунок ціни ДВЗ:

а) базового.

Ціна підприємства:

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

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

$$Ц_{п} = 158974,36 \cdot (1 + 30 / 100) = 206666,67 \text{ грн.}$$

Ціна продажу:

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

де ПДВ – податок на додану вартість:

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

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

$$\text{ПДВ} = 206666,67 \cdot 20 / 100 = 41333,33 \text{ грн.}$$

$$Ц_{р} = 206666,67 + 41333,33 = 248000 \text{ грн.}$$

б) нового.

Ціна підприємства:

$$Ц_{п} = 159590,79 \cdot (1 + 30 / 100) = 207468,03 \text{ грн.}$$

ПДВ – податок на додану вартість:

$$\text{ПДВ} = 207468,03 \cdot 20 / 100 = 41493,61 \text{ грн.}$$

Ціна продажу:

$$Ц_{р} = 207468,03 + 41493,61 = 248961,64 \text{ грн.}$$

8.5 Розрахунок експлуатаційних витрат

Розрахункові значення витрат палива колісним трактором отримані в 2.5. Передбачається щоденна експлуатація двигуна впродовж робочої зміни. При цьому будуть враховуватися наступні експлуатаційні витрати:

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

У якості розглянутого періоду береться календарний рік.

Річні витрати на паливо:

$$З_т = N_e \cdot g_e \cdot T_3 \cdot Ц_т, \quad (5.11)$$

де N_e – ефективна потужність двигуна, кВт;

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

$T_3 = 340$ г – річна зайнятість двигуна,

$Ц_{т1} = 28,4$ грн / кг (23 грн / л) – ціна 1 кг дизельного палива,

$Ц_{т2} = 28,4$ грн / кг (23 грн / л) – ціна 1 кг дизельного палива,

а) проектований двигун, $N_e = 92,21$ кВт, $g_e = 0,2298$ кг/(кВт·год):

$$З_{тпр} = 92,21 \cdot 0,2298 \cdot 340 \cdot 28,4 = 204609,27 \text{ грн};$$

б) базовий двигун, $N_e = 84,23$ кВт, $g_e = 0,2288$ кг/(кВт·год):

$$З_{тб} = 84,23 \cdot 0,2288 \cdot 340 \cdot 28,4 = 186088,73 \text{ грн}.$$

Річні витрати на оливу:

$$З_м = N_e \cdot g_m \cdot T_3 \cdot Ц_м, \quad (5.12)$$

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

$\Pi_m = 130 \text{ грн /кг} - \text{ціна 1 кг оливи};$

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

$$Z_{m\text{пр}} = 92,21 \cdot 0,2298 \cdot 0,0015 \cdot 340 \cdot 130 = 1404,89 \text{ грн};$$

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

$$Z_{m^6} = 84,23 \cdot 0,2288 \cdot 0,0015 \cdot 340 \cdot 130 = 1277,72 \text{ грн.}$$

Таблиця 8.3 – Види технічного обслуговування

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

Витрати на технічне обслуговування:

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

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

$l = 78 \text{ грн} - \text{вартість 1 нормо-години, технічного обслуговування і ремонту. Базовий і проектований двигуни не мають суттєвих відмінностей, які б могли вплинути на трудомісткість технічного обслуговування.}$

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

$$Z_{то} = 45,2 \cdot 78 = 3525,6 \text{ грн};$$

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

$$Z_{\text{то}} = 45,2 \cdot 78 = 3525,6 \text{ грн.}$$

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

Таблиця 8.4 – Експлуатаційні витрати за рік

№ п/п	Вид витрат	Сума, грн	
		Базовий	Проектований
1	Витрати на паливо	186088,73	204609,27
2	Витрати на оливу	1277,72	1404,89
3	Витрати на технічне обслуговування	3525,6	3525,6
4	Разом річні експлуатаційні витрати	190892,05	209539,76

8.6 Економічний ефект від виробництва і експлуатації і нового ДВЗ

Річний економічний ефект від виробництва нових ДВЗ:

$$Э_{\text{пр}} = A_{\text{Г1}} \cdot \Pi_{\text{р}^{\text{н}}} - A_{\text{Г1}} \cdot \Pi_{\text{р}^{\text{б}}}, \text{ грн.} \quad (8.14)$$

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

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

де $\text{Ц}_{\text{р}}$ – ціна продажу двигуна, грн;
 С – собівартість виробництва двигуна, грн;
 Н – податки від балансового прибутку.

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

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

$$H_{\text{п}} = (C_{\text{п}} - C_{\text{п}}) \cdot \% \text{пр} / 100, \quad (8.17)$$

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

$$H_{\text{п}}^{\text{б}} = (206666,67 - 158974,36) \cdot 0,18 = 8584,62 \text{ грн.}$$

$$H_{\text{п}}^{\text{н}} = (207468,03 - 159590,79) \cdot 0,18 = 8617,9 \text{ грн.}$$

$$H^{\text{б}} = 41333,33 + 8584,62 = 49917,95 \text{ грн.}$$

$$H^{\text{н}} = 41493,61 + 8617,9 = 50111,51 \text{ грн.}$$

$$\text{Пр}^{\text{б}} = 248000 - 158974,36 - 49917,95 = 39107,69 \text{ грн.}$$

$$\text{Пр}^{\text{н}} = 248961,64 - 159590,79 - 50111,51 = 39259,34 \text{ грн.}$$

$$E_{\text{пр}} = 1200 \cdot 39259,34 - 1200 \cdot 39107,69 = 181980 \text{ грн.}$$

Економічний ефект від експлуатації нового двигуна:

$$E_{\text{экс}} = E_{\text{б}} - E_{\text{н}}, \quad (5.18)$$

де $E_{\text{б}}$ – витрати, пов'язані з придбанням та експлуатацією базового ДВЗ:

$$E_{\text{б}} = K_{\text{б}} \cdot k_1 \cdot k_2 + I_{\text{б}} \cdot T_{\text{б}}, \quad (5.19)$$

де $K_{\text{б}} = 48840$ грн – витрати на придбання, транспортування та супутні витрати нової техніки для базового ДВЗ;

$I_{\text{б}} = 268450,51$ грн – річні експлуатаційні витрати;

$T_{\text{б}} = 3$ роки – строк служби;

де $K_{\text{н}} = 49577,57$ грн – витрати на придбання, транспортування та супутні витрати нової техніки для проектного ДВЗ;

$I_{\text{н}} = 153588,19$ грн – річні експлуатаційні витрати;

$T_{\text{н}} = 3$ роки – строк служби;

k_1 – коефіцієнт, який враховує приріст продуктивності нового двигуна у порівнянні з базовим.

$$k_1 = (N_e^H \cdot k_{3M} \cdot T_3^H) / (N_e^6 \cdot k_{3M} \cdot T_3^6), \quad (5.20)$$

де $k_{3M} = 0,3$ – коефіцієнт використання двигуна за потужністю:

$$k_1 = (34,28 \cdot 0,3 \cdot 340) / (33,71 \cdot 0,3 \cdot 340) = 1,017$$

k_2 – коефіцієнт, який враховує сирок служби двигуна у порівнянні з базовим:

$$k_2 = (P_6 + E_H) / (P_H + E_H), \quad (5.21)$$

де P_i – доля відрахувань на реновацію:

$$P_i = 1/T_6, \quad (5.22)$$

а) базовий двигун:

$$P_6 = 1/3 = 0,333;$$

б) новий двигун:

$$P_H = 1/3 = 0,333;$$

$E_H = 0,15$ – нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень;

$$k_2 = (0,333 + 0,15) / (0,333 + 0,15) = 1,000$$

$$E_6 = 48840 \cdot 1,017 \cdot 1,000 + 268450,51 \cdot 3 = 285682,14 \text{ грн}$$

E_H – витрати, пов'язані з придбанням та експлуатацією нового двигуна:

(5.23)

$$E_H = K_H + I_H \cdot T_6,$$

$$E_H = 49577,57 + 153588,19 \cdot 3 = 188239,61 \text{ грн.}$$

$$E_{\text{экс}} = 285682,14 - 188239,61 = 97442,53 \text{ грн.}$$

$$E_{\text{экс/рік}} = 97442,53 / 3 = 32480,84 \text{ грн.}$$

В результаті розрахунків встановлено, що собівартість проектуемого двигуна на 466,39 грн. вище. Річний економічний ефект у виробника з урахуванням підвищеного попиту складе близько 57 тис грн. Економічний ефект у споживача складе 32480,84 грн на рік. Враховуючи те, що проектуємий двигун має меншу витрату палива та більшу потужність у порівнянні з базовим, можна зробити висновок щодо економічної ефективності даного проекту.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Тема магістерської роботи «Вплив тиску наддуву дизельного двигуна ММЗ-245 на запас міцності шатунної групи», у відповідності з якою проведено аналіз потенційних небезпек, розроблено заходи забезпеченню безпеки, виробничої санітарії, гігієни праці і пожежної безпеки для приміщень обладнаних ПК, а також питання з цивільного захисту, згідно [28, 29].

5.1 Аналіз потенційних небезпек

Виявлені наступні небезпечні та шкідливі фактори при роботі на ПК здатні призвести до травм або ушкодження здоров'я дослідника:

1) Підвищений рівень електромагнітних випромінювань, джерелами яких є блоки живлення, система кадрової розгортки, система рядкової розгортки, блок модуляції променя. Електромагнітні поля, особливо низькочастотні, негативно впливають на нервову систему, викликаючи головний біль, запаморочення, нудоту, депресію, безсоння, відсутність апетиту, виникнення синдрому стресу.

2) Підвищений рівень шуму на робочому місці, джерелом якого є жорсткий диск, вентилятор блоку живлення мережі, вентилятор на процесорі, швидкості CD-ROM, механічні сканери, пересувні механічні частини принтера.

3) Підвищене значення напруги в електричній мережі, внаслідок аварій на лініях електромереж при падінні дерев або поломки опор ліній електромереж (в наслідок природних або техногенних катастроф), може призвести до виходу з ладу ПК та його периферійних пристроїв, навіть може відбутися пожежа.

4) Ураження електричним струмом, через відсутність заземлення, порушення ізоляції силових дротів в наслідок їх перекручування, переламування або їх механічного пошкодження внаслідок падіння на них металевих предметів. нехтування правилами користування. Це може призвести до опіків на тілі, до смерті.

5) Незадовільний стан показників мікроклімату при роботі за ПК може призвести до простудних захворювань, підвищеної втомлюваності, наслідком чого можуть відбутися травми.

6) Незадовільно організоване робоче місце дослідника в приміщенні, де розташовано ПК, а саме захаращення робочої зони, що може призвести до зниження працездатності, або до травми.

7) Під час роботи ПК з конденсаторів та трансформаторів або інших елементів можуть виділятися токсичні пари, що можуть привести до пошкодження дихальних шляхів, очей, подрізнення, шкіри що може призвести до нещасних випадків .

8) Потенційна небезпека, що пов'язана з проявом наслідків надзвичайних ситуацій можлива через непідготовленість персоналу в умовах надзвичайних ситуацій.

9) Недостатня освітленість робочого місця. Причинами є недостатнє штучне освітлення, через неналежний підбір кількості освітлювальних приладів. Як наслідок при недостатньому освітленні падає ККД, збільшується втома, зростає ймовірність помилкових дій, що може привести до травматизму.

10) Під час обробки даних експерименту на ПК оператор отримує іонізуюче випромінювання, яке негативно впливає на нервову систему, викликає головний біль, зменшує працездатність.

5.2 Заходи по забезпеченню безпеки

1) Для захисту оператора від електромагнітних випромінювань і електростатичних полів, які створює монітор, необхідно використовувати захисні екрани, замінити монітори з електронно-променевою трубкою на рідкокристалічні, рекомендується включати в одну розетку не більше двох комп'ютерів згідно ДСанНіП 3.3.6.096-2002 «Державними санітарними нормами і правилами при роботі з джерелами електромагнітних полів».

2) Постійно перевіряти стан ізоляції електричної проводки, не розташовувати кабелі у вільно доступних місцях, для запобігання пошкодження кабелів рекомендується розміщувати їх в спеціальних коробах, не встановлювати комп'ютерні столи та інші меблі на проводку, використовувати кабелі з подвійною ізоляцією згідно Наказу Держгірпромнагляду України «Про затвердження Правил охорони праці під час експлуатації електронно-обчислювальних машин» від 26 березня 2010 р. № 65.

3) Для забезпечення ергономічності робочого місця дослідника при роботі на ПК клавіатура повинна розміщуватися на поверхні столу або спеціальній підставці на відстані від 100 мм до 300 мм від краю, повернутого до користувача. Кут нахилу панелі клавіатури до горизонтальної поверхні повинен бути в межах від 5° до 15°. Висота робочої поверхні столу має бути в межах 680...800 мм. Стіл повинен мати простір для ніг шириною не менше 500 мм, глибиною на рівні колін не менше 450 мм і на рівні витягнутих ніг не менше 650 мм. Під електричні принтери необхідно підкладати килимки для гасіння вібрації та шуму. При використанні пристрою типу «миша» має місце вимушена поза, необхідність постійного контролю за якістю дій, тому потрібно забезпечити велику вільну поверхню столу для переміщення «миші» і зручного упору ліктьового суглоба згідно Державних санітарних норм та правил «Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та

небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу» (Наказ МОЗ № 248 від 08.04 2014 р.).

4) Для зменшення напруженості праці від стереотипних рухів за зміну при локальному навантаженні кистей рук та пальців, довгого перебування в одному положенні необхідно передбачити перерви, не менш 15 хвилин кожні 1...2 години; для зменшення тривалості зосередження уваги необхідно скоротити тривалість робочого дня, передбачити додаткові перерви згідно ст. 13 КЗоП Закону України.

5.3 Заходи до забезпечення виробничої санітарії та гігієни праці

Заходи щодо забезпечення виробничої санітарії та гігієни праці для приміщення дослідницької лабораторії обладнаної ПК:

1) Освітленість приміщення для роботи з дисплеями й відеотерміналами відповідає розряду зорових робіт А-2. Згідно ДБН В.2.5-28:2018 «Природне і штучне освітлення» нормована загальна освітленість для розряду А-2 складає: на робочих столах $E = 400$ лк, для приведення освітленості до норми бажано використовувати люмінесцентні лампи. Можливе застосування ламп розжарювання в світильниках місцевого освітлення.

2) Відповідно до класифікації, умови важкості та напруженості праці на робочому місці дослідника належать до категорії Іб. Для приведення мікрокліматичних умов до відповідності, необхідно забезпечити температура повітря в холодний період року 22...24 °С. в теплий період року – 23...25 °С. відносна вологість повітря 40...60 %, швидкість руху повітря 0.1...0.2 м/с. використовувати припливно-витяжну механічну вентиляцію та кондиціювання приміщення згідно ДСН 33.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень»;

3) Рівень шуму в робочій зоні дослідника - 50 дБА, для зниження рівня шуму в робочій зоні дослідника необхідно замість матричних принтерів застосовувати лазерні, з метою зниження зовнішнього шуму замінити вікна на пластикові з трикамерним склопакетом; використанням звукобірних матеріалів з максимальними коефіцієнтами звукопоглинання в області частот 63...8000 Гц для обробки стін і стелі приміщень згідно ДСН 3.3.6-037 «Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку».

4) Допустимі рівні іонізуючого опромінення регламентуються Основними санітарними правилами забезпечення радіаційної безпеки ОСПУ-2005. Негативний вплив рентгенівських та іонізуючих випромінювань можна прибрати змінивши екран для комп'ютера на рідкокристалічний дисплей. Для забезпечення безпеки та захисту здоров'я працівників усе випромінювання від екранних пристроїв має бути зведене до гранично допустимого рівня. Іонізуючі електромагнітні випромінювання на відстані 0,05 м від екрана до корпусу відеотермінала при будь-яких положеннях регулювальних пристроїв не повинна перевищувати $7 \times 74 \cdot 10^{-12}$ А/кг, що відповідає еквівалентній дозі 0,1 мбер/год НРБУ № 58 згідно ДСанПіН 3.3.2.007-98 «Державні санітарні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин», НПАОП 0.00-7.15-18 «Вимоги щодо безпеки та захисту здоров'я працівників під час роботи з екранними пристроями».

5.4 Заходи з пожежної безпеки

В комп'ютерному класі, де проводилися роботи за ПК знаходиться дерев'яні меблі, електронна апаратура, паперові носії інформації. Клас пожежі у такому приміщенні (згідно ДБН В.1.1.7-2002 «Захист від пожежі. Пожежна безпека об'єктів будівництва») – пожежі твердих речовин, переважно органічного походження, горіння яких супроводжується тлінням (деревина,

пластмаси, папір) – визначається як клас А. Категорія приміщення (згідно із НАПБ Б.03.002-2007 «Норми визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою» визначається як категорії Д. Визначення типу та розрахунок кількості первинних засобів пожежогасіння (згідно із ДБН В.1.1.7-2002 «Захист від пожежі. Пожежна безпека об'єктів будівництва») – для комп'ютерного класу площею 50 м² застосовуються три порошкових вогнегасника типу ВП-5 з розрахунку 1 вогнегасник на 20 м² (НАПБ Б.03.002-2007 «Норми визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою»).

Згідно ДБН В.2.5-56:2014 «Системи протипожежного захисту» в приміщенні встановлені комбіновані оптико-теплові датчики СПД-3.5. У разі спрацювання сигналу тривоги він подається на ППКП і передається на звукові та світлові сповіщувачі будівлі.

5.5 Заходи з безпеки у надзвичайних ситуаціях

До захисних споруд цивільного захисту належать:

- сховище – герметична споруда для захисту людей, в якій протягом певного часу створюються умови, що виключають вплив на них небезпечних факторів, які виникають внаслідок надзвичайної ситуації, військових дій та терористичних актів;

- протирадіаційне укриття – негерметична споруда для захисту людей, в якій створюються умови, що виключають вплив на них іонізуючого опромінення у разі радіоактивного забруднення місцевості;

- швидкоспоруджувана захисна споруда цивільного захисту – захисна споруда, що зводиться із спеціальних конструкцій за короткий час для захисту людей від дії засобів ураження в особливий період.

Для захисту людей від деяких факторів небезпеки, що виникають внаслідок надзвичайних ситуацій у мирний час, та дії засобів ураження в особливий період також використовуються споруди подвійного призначення та найпростіші укриття.

Споруда подвійного призначення - це наземна або підземна споруда, що може бути використана за основним функціональним призначенням і для захисту населення.

Найпростіше укриття – це фортифікаційна споруда, цокольне або підвальне приміщення, що знижує комбіноване ураження людей від небезпечних наслідків надзвичайних ситуацій, а також від дії засобів ураження в особливий період.

Укриттю підлягають наступні категорії людей:

– у сховищах:

а) працівники найбільшої працюючої зміни суб'єктів господарювання, віднесених до відповідних категорій цивільного захисту та розташованих у зонах можливих значних руйнувань населених пунктів, які продовжують свою діяльність в особливий період;

б) персонал атомних електростанцій, інших ядерних установок і працівники суб'єктів господарювання які забезпечують функціонування таких станцій (установок);

в) працівники найбільшої працюючої зміни суб'єктів господарювання, віднесених до категорії особливої важливості цивільного захисту та розташованих за межами зон можливих значних руйнувань населених пунктів, а також працівники чергового персоналу суб'єктів господарювання, які забезпечують діяльність міст, віднесених до відповідних груп цивільного захисту;

г) хворі, медичний та обслуговуючий персонал закладів охорони здоров'я, які не підлягають евакуації або не можуть бути евакуйовані у безпечне місце.

Порядок створення, утримання фонду захисних споруд цивільного

захисту та ведення його обліку визначається Кабінетом Міністрів України. Проектування, будівництво, утримання фонду захисних споруд та об'єктів подвійного призначення здійснюються згідно з нормами, які розробляються відповідно до Закону України «про будівельні норми».

Вимоги щодо утримання та експлуатації захисних споруд визначаються центральним органом виконавчої влади, який забезпечує формування та реалізує державну політику у сфері цивільного захисту.

Утримання захисних споруд цивільного захисту у готовності до використання за призначенням здійснюється суб'єктами господарювання, на балансі яких вони перебувають.

5.6 Висновки до розділу

В розділі розглянутий аналіз потенційних небезпек які можуть вплинути на дослідника при визначенні ефективних показники дизельного двигуна ЯМЗ-238. Розроблені заходи по їх усуненню. Розроблені заходи по пожежній безпеці та діях у випадку надзвичайної ситуації.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

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

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

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

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

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

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

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

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

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

- охорона праці в галузі» для студентів усіх спеціальностей та усіх форми навчання [Текст] / Укл.: М. І. Лазуткін, М. О. Журавель – Запоріжжя: ЗНТУ, 2018 р. – 44 с.
22. **29.** Методичні вказівки до виконання розділу «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях» в магістерських дипломних роботах (проектах) зі спеціальності 133 – «Галузеве машинобудування» за освітньою програмою (спеціалізацією) – «Двигуни внутрішнього згорання» для усіх форм навчання [Текст] / Укл. : М. І. Лазуткін – Запоріжжя: Каф. ОП і НС. НУ «Запорізька політехніка», 2020 – 34 с.
 23. **30.** Природне і штучне освітлення [Текст] : ДБН В.2.5-28-2018. – На заміну ДБН В.2.5-28-2006 ; чинний з 2019-03-01. – К. : Мінрегіон України, 2018. – 133 с. – (Державні будівельні норми України)
 24. **31.** Захист територій, будинків і споруд від шуму [Текст] : ДБН В.1.1-31:2013. – На заміну СНиП II-12-77 ; чинний з 01.06.2014. – К. : Мінрегіон України, 2014. – 75 с. – (Державні будівельні норми України)
 25. **32.** Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою [Текст] : ДСТУ Б В.1.1-36:2016. – На заміну НАПБ Б.03.002-2007 ; чинний від 2017-01-01. – К. : Мінрегіонбуд України, 2016. – 66 с. – (Національний стандарт України)
 26. **33.** Правила пожежної безпеки в Україні [Текст] : НАПБ А.01.001-14. – На заміну НАПБ А.01.001-04 ; чинний від 2014-12-30. – К. : МВС України, 2014. – 47 с. – (Нормативний акт пожежної безпеки)
 27. **34.** Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень [Електронний ресурс] : ДСН 3.3.6.042-99. – Чинний від 1999-12-01. – К. : МОЗ України, 1999. – Режим доступу: <http://zakon2.rada.gov.ua/rada/show/va042282-99>. – (Державні санітарні норми)
 28. **35.** Методичні вказівки до переддипломної практики, виконання та захисту кваліфікаційної роботи магістрів, що навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування», освітня програма

- «Двигуни внутрішнього згорання» [Текст] / Укл.: Г. І. Слинько, В. І. Кубіч, Р. Ф. Сухонос. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2018. – 38 с.
29. **36.** Стеблюк, М. І. Цивільна оборона та цивільний захист [Текст] : навч. посіб. для вузів / М. І. Стеблюк. – К. : Знання, 2013. – 487 с.
- 30.35.** Методичні вказівки для економічного обґрунтування дипломних проектів для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», освітня програма: «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання [Текст] / Укл.: Борисенко О.Є.– Запоріжжя: ЗНТУ, 2016. – 34 с.
31. **36.** Методичні рекомендації щодо виконання економічного розділу дипломного проекту здобувачами вищої освіти технічних спеціальностей за освітнім ступенем «магістр» [Текст]. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. – 12 с.

ДОДАТОК А
РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ ПОВНОГО РОБОЧОГО ЦИКЛУ
ДВЗ

Таблиця А.1 – Протокол результатів теплового розрахунку

φ°	p, Па	T, К	M, кг	V, м ³
180	136200	401,1	0,001499	0,001267
190	137700	403,4	0,001499	0,00126
200	141200	407,3	0,001499	0,001241
210	147100	413	0,001499	0,001207
220	155900	420,7	0,001499	0,001161
230	168200	430,7	0,001499	0,001102
240	185200	443,5	0,001499	0,00103
250	208800	459,5	0,001499	0,0009469
260	241600	479,5	0,001499	0,0008539
270	288300	504,6	0,001499	0,0007531
280	356200	536,1	0,001499	0,0006476
290	458200	575,8	0,001499	0,0005406
300	617800	626,4	0,001499	0,0004362
310	879100	691,3	0,001499	0,0003383
320	1327000	775	0,001499	0,0002512
330	2121000	881,5	0,001499	0,0001788
340	3488000	1008	0,001499	0,0001244
350	5349000	1127	0,001499	0,00009063
360	8061000	1475	0,001508	0,00007919
370	8666000	1798	0,001522	0,00009063
380	7001000	1975	0,001536	0,0001244
390	4996000	2012	0,001547	0,0001788
400	3473000	1957	0,001554	0,0002512
410	2450000	1854	0,001557	0,0003383
420	1782000	1736	0,001559	0,0004362
430	1344000	1623	0,00156	0,0005406
440	1054000	1523	0,001561	0,0006476
450	856000	1439	0,001561	0,0007531
460	718200	1369	0,001561	0,0008539
470	620800	1312	0,001561	0,0009469
480	550700	1266	0,001561	0,00103
490	499700	1229	0,001561	0,001102
500	462600	1199	0,001561	0,001161
510	436000	1175	0,001561	0,001207
520	417600	1157	0,001561	0,001241
530	406000	1143	0,001561	0,00126
540	400400	1133	0,001561	0,001267

Таблиця А.2 – Протокол результатів динамічного розрахунку

φ°	P,Н	N,Н	S,Н	K,Н	T,Н	Mi, Н•м
0	-17800	0	-17800	-17800	0	0
20	-16100	-1490	-16100	-14600	-6890	-431
40	-11300	-1990	-11500	-7380	-8780	-549
60	-4890	-1170	-5030	-1430	-4830	-302
80	1470	404	1520	-143	1520	94,8
100	6440	1770	6680	-2860	6030	377
120	9410	2260	9680	-6660	7020	439
140	10600	1870	10800	-9340	5400	337
160	10800	1000	10900	-10500	2760	173
180	10800	0	10800	-10800	0	0
200	10900	-1010	10900	-10600	-2770	-173
220	10800	-1900	11000	-9500	-5490	-343
240	9880	-2370	10200	-6990	-7370	-461
260	7440	-2050	7720	-3310	-6970	-436
280	3560	-979	3690	-346	-3680	-230
300	-317	76,1	-326	-92,7	313	19,6
320	21,7	-3,82	22,1	14,2	-16,9	-1,06
340	15800	-1460	15900	14300	-6770	-423
360	57500	0	57500	57500	0	0
380	49200	4550	49400	44700	21100	1320
400	20400	3590	20700	13300	15900	992
420	10700	2580	11000	3140	10600	662
440	10200	2800	10600	-992	10500	657
460	12000	3290	12400	-5320	11200	701
480	13400	3200	13700	-9450	9960	623
500	13700	2410	13900	-12100	6970	436
520	13500	1250	13600	-13100	3440	215
540	13300	0	13300	-13300	0	0
560	10200	-940	10200	-9870	-2590	-162
580	9960	-1750	10100	-8750	-5060	-316
600	8750	-2100	9000	-6190	-6530	-408
620	5770	-1590	5990	-2570	-5410	-338
640	806	-222	836	-78,5	-832	-52
660	-5560	1330	-5710	-1620	5480	342
680	-12000	2100	-12100	-7810	9300	581
700	-16700	1550	-16800	-15200	7180	448
720	-18500	0	-18500	-18500	0	0
					(Mi) _{ср} =	106,3

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	-431	-173	-162	1320	552	
40	-549	-343	-316	992	-216	
60	-302	-461	-408	662	-508	
80	94,8	-436	-338	657	-21,6	
100	377	-230	-52	701	796	
120	439	19,6	342	623	1420	
140	337	-1,06	581	436	1350	
160	173	-423	448	215	413	
180	0	0	0	0	0	
200	-173	1320	-431	-162	552	
220	-343	992	-549	-316	-216	
240	-461	662	-302	-408	-508	
260	-436	657	94,8	-338	-21,6	
280	-230	701	377	-52	796	
300	19,6	623	439	342	1420	
320	-1,06	436	337	581	1350	
340	-423	215	173	448	413	
360	0	0	0	0	0	425,1
380	1320	-162	-173	-431	552	
400	992	-316	-343	-549	-216	
420	662	-408	-461	-302	-508	
440	657	-338	-436	94,8	-21,6	
460	701	-52	-230	377	796	
480	623	342	19,6	439	1420	
500	436	581	-1,06	337	1350	
520	215	448	-423	173	413	
540	0	0	0	0	0	
560	-162	-431	1320	-173	552	
580	-316	-549	992	-343	-216	
600	-408	-302	662	-461	-508	
620	-338	94,8	657	-436	-21,6	
640	-52	377	701	-230	796	
660	342	439	623	19,6	1420	
680	581	337	436	-1,06	1350	
700	448	173	215	-423	413	
720	0	0	0	0	0	

Таблиця А.3 – Протокол розрахунку набігаючих моментів

φ°	$M_1,$ Н•м	$M_2,$ Н•м	$M_3,$ Н•м	$M_4,$ Н•м	$M_5,$ Н•м	$M_6,$ Н•м	$M_{кр},$ Н•м	$M_{крср},$ Н•м
0	0	0	0	0	0	0	0	
20	-431	-173	-162	1320	552	0	0	
40	-549	-343	-316	992	-216	0	0	
60	-302	-461	-408	662	-508	0	0	
80	94,8	-436	-338	657	-21,6	0	0	
100	377	-230	-52	701	796	0	0	
120	439	19,6	342	623	1420	0	0	
140	337	-1,06	581	436	1350	0	0	
160	173	-423	448	215	413	0	0	
180	0	0	0	0	0	0	0	
200	-173	1320	-431	-162	552	0	0	
220	-343	992	-549	-316	-216	0	0	
240	-461	662	-302	-408	-508	0	0	
260	-436	657	94,8	-338	-21,6	0	0	
280	-230	701	377	-52	796	0	0	
300	19,6	623	439	342	1420	0	0	
320	-1,06	436	337	581	1350	0	0	
340	-423	215	173	448	413	0	0	
360	0	0	0	0	0	0	0	425,1
380	1320	-162	-173	-431	552	0	0	
400	992	-316	-343	-549	-216	0	0	
420	662	-408	-461	-302	-508	0	0	
440	657	-338	-436	94,8	-21,6	0	0	
460	701	-52	-230	377	796	0	0	
480	623	342	19,6	439	1420	0	0	
500	436	581	-1,06	337	1350	0	0	
520	215	448	-423	173	413	0	0	
540	0	0	0	0	0	0	0	
560	-162	-431	1320	-173	552	0	0	
580	-316	-549	992	-343	-216	0	0	
600	-408	-302	662	-461	-508	0	0	
620	-338	94,8	657	-436	-21,6	0	0	
640	-52	377	701	-230	796	0	0	
660	342	439	623	19,6	1420	0	0	
680	581	337	436	-1,06	1350	0	0	
700	448	173	215	-423	413	0	0	
720	0	0	0	0	0	0	0	

Таблиця А.3 – Протокол розрахунку набігаючих моментів

[illegible]

Таблиця А.4 - Навантаження на корінні шийки

φ°	1-й кривошип		2-я коренная шейка				φ°	2-й кривошип		3-я коренная шейка				φ°	3-й кривошип	
	Т _{1'} , Н	К _{рк'} , Н	Т _{к2} , Н	К _{к2} , Н	Т _{кп2} , Н	Т _{2'} , Н		К _{рк2'} , Н	Т _{к3} , Н	К _{к3} , Н	Т _{кп3} , Н	Т _{3'} , Н	К _{рк3'} , Н			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15		
0	0	19400	0	3520	3520	180	0	-15800	0	-33000	33000	540	0	-17100		
20	3450	17700	2060	2010	2880	200	-1390	-15700	-2680	-31100	31200	560	-1300	-15400		
40	4390	14100	1650	-1060	1960	220	-2750	-15200	-5280	-30000	30500	580	-2530	-14800		
60	2410	11200	-1270	-2780	3060	240	-3680	-14000	-6950	-27500	28400	600	-3260	-13600		
80	-758	10500	-4240	-1580	4530	260	-3490	-12100	-6190	-23900	24600	620	-2710	-11700		
100	-3020	11900	-4850	1260	5010	280	-1840	-10600	-2250	-21100	21200	640	-416	-10500		
120	-3510	13800	-3350	3280	4690	300	156	-10500	2900	-21800	22000	660	2740	-11300		
140	-2700	15100	-2710	4680	5400	320	-8,45	-10400	4640	-24800	25200	680	4650	-14400		
160	-1380	15700	-4770	12400	13300	340	-3390	-3290	202	-21300	21300	700	3590	-18100		
180	0	15800	0	34100	34100	360	0	18300	0	-1080	1080	0	0	-19400		
200	1390	15700	11900	27600	30100	380	10500	11900	7100	-5880	9220	20	-3450	-17700		
220	2750	15200	10700	11400	15600	400	7940	-3790	3540	-17900	18300	40	-4390	-14100		
240	3680	14000	8980	5060	10300	420	5300	-8890	2880	-20100	20300	60	-2410	-11200		
260	3490	12100	8750	1160	8820	440	5260	-11000	6020	-21500	22300	80	758	-10500		
280	1840	10600	7440	-2490	7850	460	5610	-13100	8620	-25000	26400	100	3020	-11900		
300	-156	10500	4820	-4680	6720	480	4980	-15200	8490	-29000	30200	120	3510	-13800		
320	8,45	10400	3490	-6040	6980	500	3490	-16500	6180	-31600	32200	140	2700	-15100		
340	3390	3290	5110	-13700	14600	520	1720	-17000	3100	-32700	32900	160	1380	-15700		
360	0	-18300	0	-35400	35400	540	0	-17100	0	-33000	33000	180	0	-15800		
380	-10500	-11900	-11800	-27300	29700	560	-1300	-15400	-2680	-31100	31200	200	-1390	-15700		
400	-7940	3790	-10500	-11000	15200	580	-2530	-14800	-5280	-30000	30500	220	-2750	-15200		
420	-5300	8890	-8560	-4670	9750	600	-3260	-13600	-6950	-27500	28400	240	-3680	-14000		
440	-5260	11000	-7970	-788	8000	620	-2710	-11700	-6190	-23900	24600	260	-3490	-12100		

Продовження табл. А.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
460	-5610	13100	-6020	2620	6570	640	-416	-10500	-2250	-21100	21200	280	-1840	-10600
480	-4980	15200	-2240	3910	4510	660	2740	-11300	2900	-21800	22000	300	156	-10500
500	-3490	16500	1160	2130	2420	680	4650	-14400	4640	-24800	25200	320	-8,45	-10400
520	-1720	17000	1870	-1040	2140	700	3590	-18100	202	-21300	21300	340	-3390	-3290
540	0	17100	0	-2270	2270	0	0	-19400	0	-1080	1080	360	0	18300
560	1300	15400	-2150	-2360	3190	20	-3450	-17700	7100	-5880	9220	380	10500	11900
580	2530	14800	-1860	688	1980	40	-4390	-14100	3540	-17900	18300	400	7940	-3790
600	3260	13600	850	2380	2530	60	-2410	-11200	2880	-20100	20300	420	5300	-8890
620	2710	11700	3460	1210	3670	80	758	-10500	6020	-21500	22300	440	5260	-11000
640	416	10500	3430	-1390	3700	100	3020	-11900	8620	-25000	26400	460	5610	-13100
660	-2740	11300	771	-2520	2630	120	3510	-13800	8490	-29000	30200	480	4980	-15200
680	-4650	14400	-1950	-763	2090	140	2700	-15100	6180	-31600	32200	500	3490	-16500
700	-3590	18100	-2210	2340	3220	160	1380	-15700	3100	-32700	32900	520	1720	-17000
720	0	19400	0	3520	3520	180	0	-15800	0	-33000	33000	540	0	-17100