

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)

магістра

(ступінь вищої освіти)

на тему «Вплив часу перетину випускного клапану двигуна УЗАМ 331
на техніко-економічні показники»

Виконав: студент(ка) 2(м) курсу, групи Т-419м

Спеціальності 133 Галузеве машинобудування

(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Двигуни внутрішнього згорання

Зінковський П. П.

(прізвище та ініціали)

Керівник

Євсєєва Н.О.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

Циганов В.В.

(прізвище та ініціали)

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

Інститут, факультет Машинобудівний інститут, Транспортний факультет
Кафедра Двигуни внутрішнього згорання

Ступінь вищої освіти магістр

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»
(код і найменування)

Освітня програма (спеціалізація) «Двигуни внутрішнього згорання»
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____
Слинько Г.І. _____
“ ” _____ 2020 року

ЗАВДАННЯ

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Зінковського Павла Павловича
(прізвище, ім'я, по батькові)

Тема проекту (роботи) «Вплив часу перетину випускного клапану двигуна
УЗАМ 331 на техніко-економічні показники»

керівник проекту (роботи) Свєссєва Н.О., к.т.н., доцент,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від “30” листопада 2020 року
№ 362

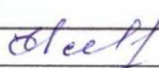
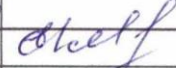
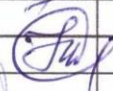
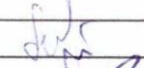
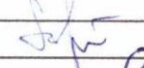
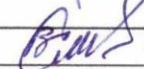
2. Строк подання студентом проекту (роботи) 15 грудня 2020р.

3. Вихідні дані до проекту (роботи) 4-тактний бензиновий двигун УЗАМ 331.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити: аналітичний огляд літератури; тепловий, динамічний розрахунок двигуна, розрахунок врівноваження та маховика, розрахунок на міцність гільзи циліндра, поршня, шатуна, дослідницька частина, 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
1-7	Євсєєва Н.О., к.т.н., доцент		
8	Левченко Н.М., д.н.держ.упр., професор		
9	Лазуткін М.І., к.т.н., доцент		
Н.к.	Слинько В.В., ст. викладач		

7. Дата видачі завдання «01» вересня 2020 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

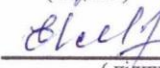
№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Оформлення завдання до магістерської роботи	01.09.2020	
2	Історія розвитку ДВЗ	10.09.2020	
3	Робочі процеси ДВЗ	20.09.2020	
4	Методи досліджень та устаткування	29.09.2020	
5	Тепловий розрахунок двигуна (УЗАМ-331)	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(ка)


(підпис)

Зінковський П. П.
(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)


(підпис)

Євсєєва Н.О.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Магістерська робота «Вплив часу перетину випускного клапану двигуна УЗАМ 331 на техніко-економічні показники» складається з 118 сторінок, 9 розділів, 14 таблиць, 17 малюнків, 29 використаних літературних джерел, 1 додатків.

Об'єкт дослідження – легковий автомобіль з бензиновим двигуном.

Предмет дослідження – робочий процес і техніко – економічні показники бензинового двигуна.

Мета роботи – оцінка впливу параметрів часу перетину випускного клапану на техніко-економічні показники двигуна .

Практична цінність результатів роботи полягає в тому, що обрано конструктивні розміри органів випуску 4-тактного бензинового двигуна УЗАМ 331, які дозволяють отримати поліпшені експлуатаційні та ефективні показники чотиритактного ДВЗ з іскровим запалюванням без значних капіталовкладень: ефективна потужність збільшилась на 1,2 %, крутний момент збільшився на 1,22 % при зменшенні витрати палива на 1,21 % 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.

РОБОЧИЙ ПРОЦЕС, ОБ'ЄМ КАМЕРИ ЗГОРАННЯ, ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, ГПЗОРОЗПОДІЛ, НИЖНЯ МЕРТВА ТОЧКА; ВЕРХНЯ МЕРТВА ТОЧКА.

ЗМІСТ

Реферат	3
Зміст	4
Умовні позначення	6
Вступ	7
2. МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ОБЛАДНАННЯ	21
2.1 Конструкція і технічна характеристика базового двигуна.	21
2.2. Модернізація двигуна	22
2.3. Визначення особливостей розрахунку	23
2.4 Тепловий розрахунок	25
2.5 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
6 Розрахунок на міцність	58
6.1 Розрахунок на міцність циліндра	58
6.2 Розрахунок на міцність поршня	61
6.3 Розрахунок на міцність шатуна	67
7 ВПЛИВ МАКСИМАЛЬНОЇ ЕФЕКТИВНОЇ ПЛОЩІ ПЕРЕРІЗУ ВИПУСКНОГО КЛАПАНА НА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА УЗАМ-331	82
7.1 Теплові розрахунки двигуна при різних значеннях коефіцієнта залишкових газів	82
7.2 Висновки за розділом	83
8. Економічне обґрунтування проекту	85
8.1 Характеристика продукції	85
8.2 Оцінка ринку збуту та маркетингова програма	86
8.3 Розрахунок витрат на дослідження, розробку і проектування ДВЗ	87
8.4 Розрахунок собівартості проектного ДВЗ	88
8.5 Розрахунок експлуатаційних витрат	91
8.6 Економічний ефект від виробництва і експлуатації і нового ДВЗ	93

9 ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	96
9.1 Аналіз потенційних небезпек.....	96
9.2 Заходи забезпечення безпеки.....	97
9.3 Заходи по забезпеченню гігієнічної санітарії та гігієни праці	98
9.4 Заходи по забезпеченню пожежної безпеки.....	105
9.5 Заходи з безпеки у надзвичайних ситуаціях	105
9.6 Висновки до розділу Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	106
ВИСНОВКИ.....	107
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	108
ДОДАТКИ.....	112

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

Двигуни сучасних важких автомобілів повинні мати високі споживчі характеристики, включаючи енергетичні, економічні та екологічні показники. Велику роль в досягненні цих показників відіграє створення робочих процесів в циліндрі двигуна. У свою чергу, організація процесів в циліндрі двигуна в великий мірі залежить від газообміну під час впуску в циліндр свіжої суміші і випуску з нього продуктів згоряння. Для наповнення циліндра свіжою сумішшю і очіщення його від продуктів згоряння використовується газоросподільний механізм (ГРМ). Традиційний привід ГРМ має такі недоліки, як жорсткий кінематичний зв'язок клапанів з колінчастим валом, значні навантаження між кулачком і штовхачем, необхідність мастила елементів приводу, можливість розриву кінематичного зв'язку між кулачком розподільним валом і клапаном, гучність.

Можливості зміни фаз газорозподілу, підйому клапана і закони його руху в залежності від режиму роботи двигуна відкривають нові напрями вдосконалення двигунів. Це і є можливістю формувати швидкісну характеристику двигуна. Прагнення поліпшити характеристики двигунів за рахунок вдосконалення приводу ГРМ призвело до появи різноманітних механізмів зміни фаз газорозподілу.

Мета і завдання дослідження

Поліпшення техніко - економічних показників обраного бензинового двигуна УЗАМ 331, шляхом оцінки впливу часу перетину випускного клапану.

Для досягнення мети вирішувалося ряд завдань:

- аналіз сучасних видів бензинових двигунів внутрішнього згорання ;
- вибір методики проведення експерименту по визначенню оптимізації параметрів ,
- розрахунок робочого процесу і показників двигуна УЗАМ 331;

- дослідження робочих характеристик ДВЗ на різних режимах;
- економічне обґрунтування роботи.

Об'єкт дослідження – система ГРМ бензинового двигуна УЗАМ 331.

Предмет дослідження – вдосконалення приводу ГРМ і техніко – економічні показники бензинового двигуна .

Наукова новизна роботи:

- роботи полягає в тому що, було отримано розрахункові результати досліджень впливу часу перетину випускного клапану на ефективні та експлуатаційні показники бензинового ДВЗ.

- за допомогою програмного комплексу «DVS-2» змодульовано часу перетину випускного клапану на робочий процес та техніко-економічні показники бензинового ДВЗ.

РОЗДІЛ 1 ЗАГАЛЬНИЙ ОГЛЯД БЕНЗИНОВИХ ДВИГУНІВ

1.1 Сучасні двигуни внутрішнього згорання, робочі цикли.

Двигуни сучасних легкових автомобілів відносяться до поршневих двигунів внутрішнього згорання. У таких двигунах всі робочі процеси перетворення хімічної енергії палива в механічну енергію обертання валу відбуваються безпосередньо всередині двигуна за рахунок зворотно-поступового руху поршня в циліндрі.

У поршневому двигуні внутрішнього згорання (ДВЗ), який призначений для установки на легковому автомобілі, число циліндрів зазвичай парне (2, 4, 6, 8, 12). Але відомі конструкції трьох- і п'ятициліндрових ДВС. Їх застосування в останні роки скорочується через неможливість оснащення сучасними цифровими системами запалювання з двохвividними котушками. Є й інші причини.

У багатоциліндрові ДВС колінчастий вал підсумовує зусилля від всіх циліндрів. При цьому циліндри працюють на колінвал по черзі. Але в будь-якому багатоциліндровому двигуні в кожному його циліндрі окремо мають місце одні і ті ж робочі процеси. Двигун внутрішнього згорання, як і будь-який інший теплової двигун, виробляє механічну енергію обертання валу з потенційною хімічної енергії палива. Відмінною особливістю поршневого двигуна є те, що паливо в ньому спалюється не безперервно, а окремими порціями.

Одноразова (циклова) порція палива (на один акт згорання в циліндрі) в суміші з відповідною кількістю повітря, перемішана з залишковими газами в циліндрі, називається паливо-повітряним зарядом (ПП-заряд).

При спалюванні ПП-заряду в двигуні відбувається ряд енергетичних перетворень, які прийнято називати робочими процесами. Робочі процеси протікають один за іншим в строгій послідовності, яка періодично повторюється від одного згорання заряду до іншого. Періодично актуальна послідовність робочих процесів, яка припадає на один акт згорання палива в циліндрі, називається робочим циклом одноциліндрового двигуна.

За способом реалізації робочого циклу поршневі двигуни можна класифікувати як двотактні (з однооборотним або двотактним циклом), чотиритактні (з двухоборотним або чотиритактним циклом), шестітактні (з трехоборотним або шестітактним циклом).

Специфікою роботи автомобільного двигуна є мінливість його оборотів і навантаження. Ці параметри безперервно змінюються під впливом зміни швидкості і дорожніх умов руху автомобіля. Наприклад, якщо автомобіль рухається в гору, то навантаження на двигун збільшується, а його обороти відповідно падають. Момент, що обертає ДВЗ також зменшується.

Швидкість руху автомобіля стає менше. Можлива і зворотна ситуація, коли навантаження на двигун зменшується або взагалі стає рівною нулю.

Двигун у всіх випадках працює по-різному. Головними показниками відмінностей є два фактори - витрата палива на одиницю виробленої двигуном роботи і кількість шкідливих компонентів у вихлопних відпрацьованих газах (ВВГ). За цими двома показниками можна судити про технічну досконалість сучасного автомобільного двигуна. Всі сучасні розробки автомобільного поршневого двигуна орієнтовані на поліпшення цих показників.

Пройдені етапи установки на поршковому двигуні електричних та електронних пристроїв автоматичного управління такими робочими процесами як: електроіскрове запалювання, упорскування бензину безпосередньо в циліндри, стабілізація холостого ходу і пуск холодного двигуна, зовнішня рециркуляція і дожигання відпрацьованих газів, бортова самодіагностика, функціональне резервування і багато іншого.

Все це дозволило поліпшити експлуатаційні характеристики сучасних автомобільних двигунів. Тепер дослідження і конструкторські розробки тривають в напрямку автоматизації управління фазами газорозподілу в поршковому двигуні.

Теоретично створити автомобільний двигун з керованими фазами нескладно. Треба змусити його працювати при різних оборотах і при різних навантаженнях з адаптацією під поточні зміни, тобто в оптимальному режимі. Це такий режим, при якому конкретної навантаженні відповідає певна частота обертання колінчастого вала, певна температура двигуна, певну кількість споживаного палива, зведені до мінімуму викиди шкідливих речовин з вихлопними газами.

Оптимальний газообмін дозволяє поліпшити очищення циліндрів від продуктів згоряння і збільшити їх наповнення свіжою паливо-повітряної сумішшю, поліпшити сумішоутворення і скоротити втрати на газорозподіл. Все це супроводжується приростом потужності, економічності і скороченням

шкідливих викидів в атмосферу. При цьому в нових конструкціях найбільшого поширення набули чотиритактні двигуни.

Основною характеристикою двигуна автомобіля зазвичай вважають його потужність. Насправді ж вплив на характер автомобіля надає не стільки максимальна потужність, скільки - крутний момент. Адже найбільшу потужність можна реалізувати тільки при сталих оборотах, близьких до максимальних, а в такому режимі автомобіль майже не їде. Це забезпечує крутний момент, якщо він досить великий і відносно постійний на низьких і середніх оборотах.

Найбільший вплив на криву крутного моменту надають параметри газорозподілу - фази і час-перетин відкриття клапанів, які задані профілем кулачків розподільного вала. Щоб поліпшити прийомистість, треба швидко подати в циліндр потрібний заряд робочої суміші, тобто звузити фазу відкриття впускного клапана. Широкі розтягнуті фази на низьких частотах призводять до зворотного виштовхування паливо повітряної суміші у впускний колектор і тільки зі збільшенням частоти обертання інерційність потоку пересилує і наповнення циліндрів збільшується.

1.2. Газорозподіл у ДВЗ

Невід'ємною складовою частиною робочого циклу в будь-якому поршневому двигуні внутрішнього згоряння (ДВЗ) є процес газообміну в циліндрах. Цей процес в кожному циліндрі окремо реалізується впусканням свіжого заряду і випуском відпрацьованих газів. Пристрій, який здійснює газообмін в поршневому двигуні, називається механізмом газорозподілу або газорозподільним механізмом. Невід'ємною складовою частиною робочого циклу в будь-якому поршневому двигуні внутрішнього згоряння (ДВЗ) є процес газообміну в циліндрах. Цей процес в кожному циліндрі окремо

реалізується впусканням свіжого заряду і випуском відпрацьованих газів. Пристрій, який здійснює газообмін в поршневому двигуні, називається механізмом газорозподілу або газорозподільним механізмом.

Основними складовими частинами такого механізму є: верхні впускні і випускні клапани, які встановлюються в кришці кожного циліндра; кулачковий розподільний вал, розташований зверху над клапанами; штовхачі або коромисла для передачі що штовхають зусиль від розподільного валу до клапанів; а також пристрій передачі обертального руху від колінчастого вала двигуна до розподільного валу.

Щоб отримати від двигуна найбільшу потужність ДВЗ, необхідно забезпечити більш повне очищення циліндрів від продуктів згоряння і краще наповнення їх горючою сумішшю. Для цього клапани відкриваються і закриваються з деяким випередженням або запізненням. Моменти відкриття і закриття клапанів, виражені в градусах кута повороту колінчастого вала відносно мертвих точок, називаються фазами газорозподілу.

При розгляді робочих процесів двигунів умовно приймалося, що відкриття і закриття клапанів відбувається в момент знаходження поршня в ВМТ або НМТ. В дійсності моменти відкриття і закриття клапанів не збігаються з положенням поршнів у мертвих точках. Клапани відкриваються і закриваються з деяким, іноді дуже значним, випередженням або запізненням, що необхідно для поліпшення наповнення циліндрів чистим повітрям (дизелі) або горючою сумішшю (карбюраторні двигуни) і кращого очищення їх від відпрацьованих газів.

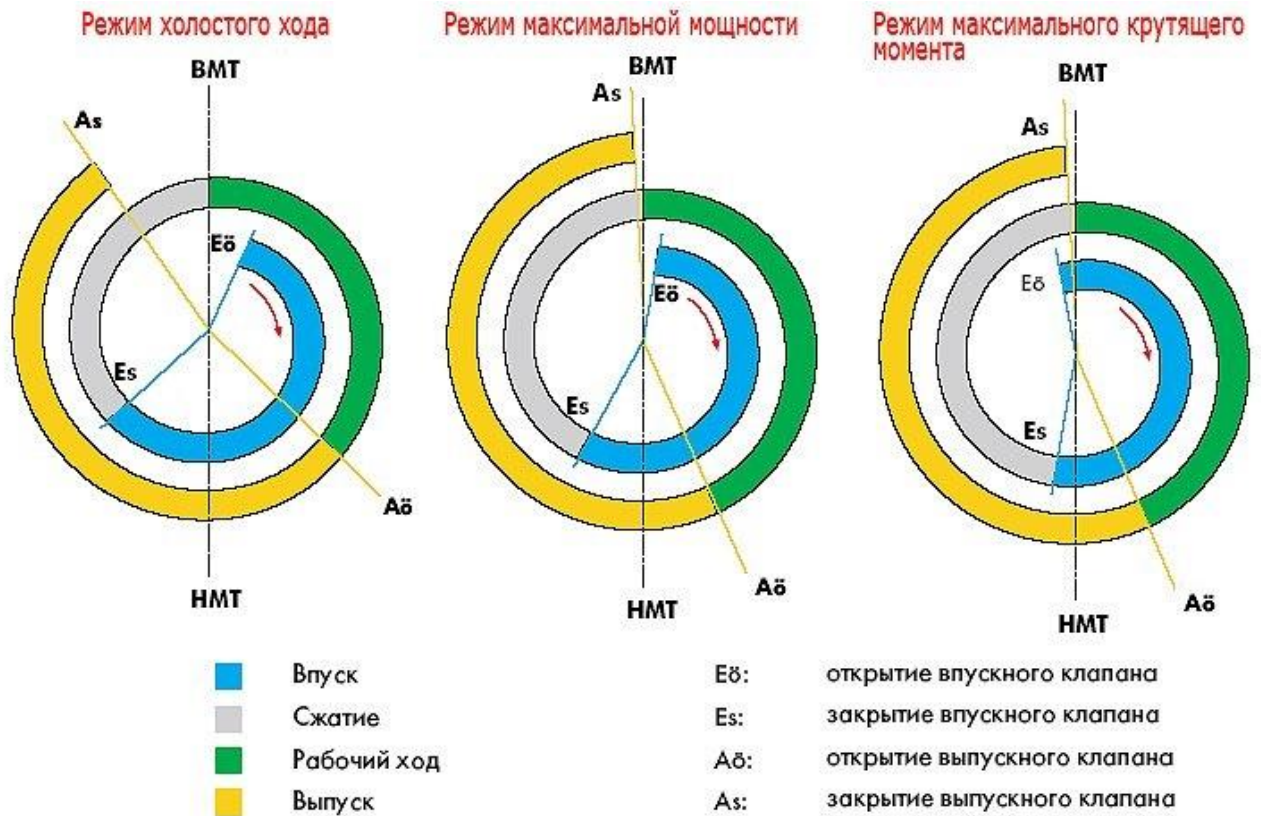


Рис.1- Діаграми фаз газорозподілу.

Впускний клапан відкривається з випередженням наприкінці такту випуску, коли поршень не доходить до ВМТ у різних двигунів в межах $12-30^\circ$, а закривається з запізненням на початку такту стиснення, коли поршень відійде від НМТ на $40-70^\circ$. Раннє відкриття і пізніше закриття впускного клапана забезпечують краще наповнення циліндрів горючою сумішшю за рахунок інерційного напору горючої суміші в впускному трубопроводі.

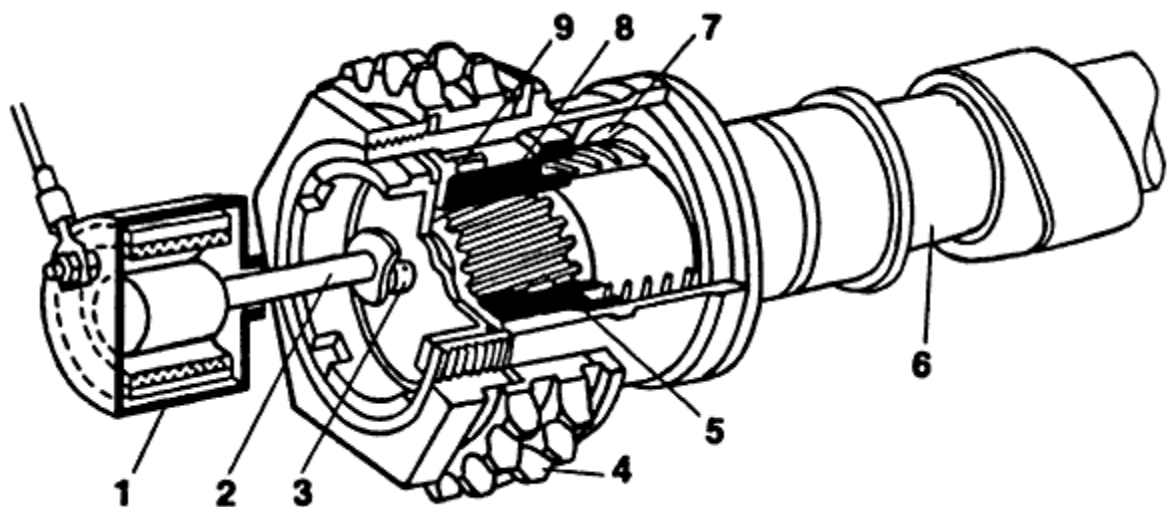
Випускний клапан відкривається з випередженням наприкінці такту робочого ходу за $42-70^\circ$ до НМТ, що дозволяє відпрацьованим газам почати виходити з циліндра під власним надлишковим тиском. Закриття випускного клапана відбувається через $10-30^\circ$ після ВМТ на початку такту впуску, що забезпечує краще очищення циліндра, так як відпрацьовані гази в цей час будуть продовжувати виходити з циліндра за інерцією. Кут повороту колінчастого вала, на протязі якого обидва клапана в циліндрі відкриті, називається перекриттям клапанів величина перекриття в різних двигунах коливається від 22 до 60° .

1.3. Способи ступеневого регулювання фаз.

У більшості сучасних двигунів фази змінюватися не можуть. І робота таких двигунів не відрізняється високою ефективністю.

Ідея регулювання фаз сходить до перших років існування автомобіля - Л. Рено висунув її ще в 1902 році.

Найбільш поширений спосіб регулювання фаз - безступінчасте регулювання кутового розташування розподільного вала щодо колінчастого (нагадаємо, що в звичайному моторі воно жорстко задано шестерінчастим, ланцюговим або зубчатоременним приводом).



1 - електромагніт; 2 - шток; 3 - клапан; 4 - зірочка; 5 - гвинтові (косозубі) шліци; 6 - розподільний вал; 7 - порожнина; 8 - муфта; 9 - прямозубі шліци.

Рис. 2. - Винтовий механізм «Альфа-Ромео».

У гвинтовому механізмі регулювання (рис. 2) ведена зірочка 4 приводу з'єднана через прямозубий шліц 9 з рухомою муфтою 8, яка, в свою чергу, за допомогою гвинтових (косозубих) шліц 5 пов'язана з розподільним валом 6.

Коли електромагніт 1 через шток 2 впливає на клапан 3, в порожнині 7 створюється тиск масла, яке зрушує муфту 8 немов поршень по косозубим шліцам. При цьому вона, а разом з нею і зірочка 4 повертаються на деякий кут щодо колінчастого вала.

Спосіб ступеневої регулювання фаз, запатентований японською фірмою «Мазда». На розподільному валу два комплекти кулачків з різними профілями, оптимальними при роботі двигуна в діапазонах низьких і високих частот обертання.

В осені 2007 року Toyota запустив у виробництво мотори з газорозподільним механізмом Valvematic, який змінює не тільки фази газорозподілу, а й висоту підйому впускних клапанів.

Хондовська VTEC (Variable Valve Timing and Electronic Control) так само, як і тойотовська VVT-I (Variable Valve Timing with intelligence), дозволяє плавно змінювати фази газорозподілу фазообертач з гідравлічним управлінням. Це досягається шляхом повороту розподільного валу впускних клапанів щодо вала випускних клапанів в діапазоні 40-60 ° (по куту повороту колінчастого вала).

Doppel-VANOS (Doppel Variable Nockenwellen Steuerung) від BMW вміє рухати фази плавно від початкового до кінцевого значення. За допомогою гідравліки система завідує як процесами впуску, так і випуску.

Механізм газорозподілу 3,2-літровою "шістки» FSI від Audi наводиться ланцюгами з боку маховика. У кожного розподільного вала свій фазообертач.

Система Variable Valve Event and Lift System (VEL), розроблена Нісаном. Спеціальний ексцентрик, який приводиться від електродвигуна, зміщує точку опори коромисла, і за рахунок цього змінює хід клапана. Висота підйому варіюється в межах 0,5-2 мм.

Розглянемо систему Variable Valve Timing (VVT), яка застосовується на автомобілях Фольксваген. Вона призначається для оптимізації фаз при роботі

двигуна на режимах холостого ходу, максимальної потужності і максимального крутного моменту (рис.3).

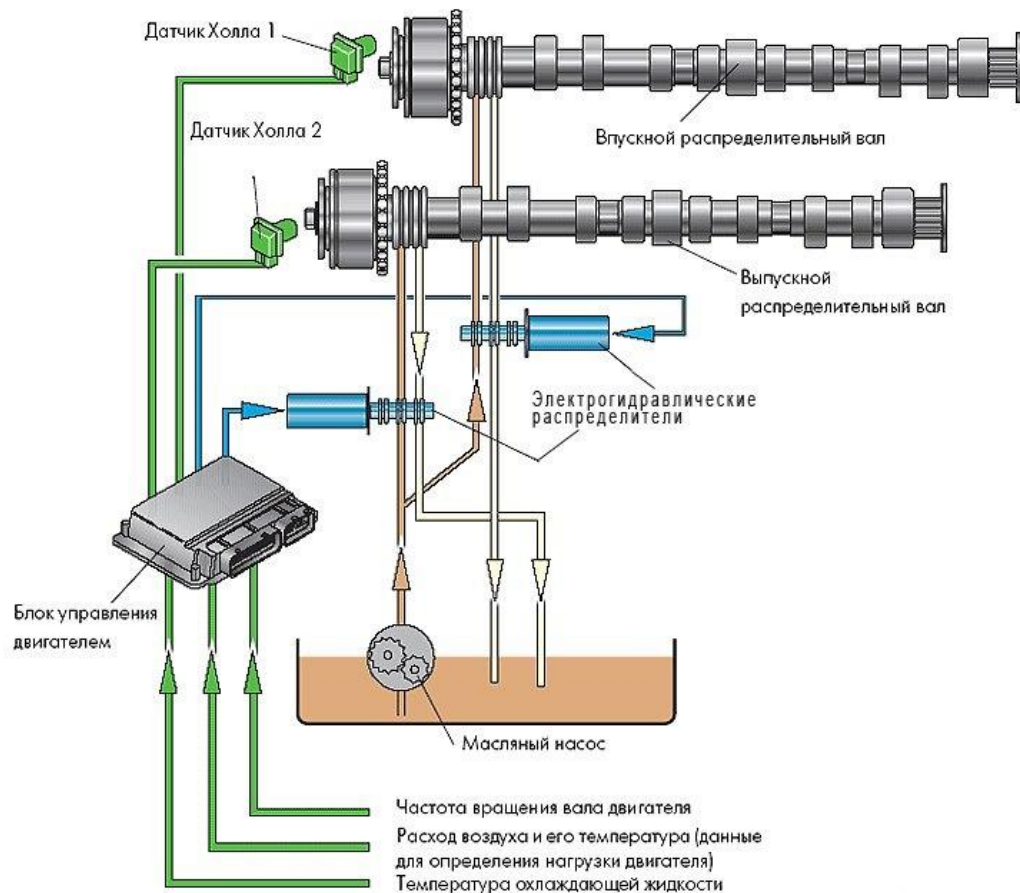


Рис.3- Система Variable Valve Timing (VVT), Фольксваген.

У систему VVT входять наступні компоненти:

Дві гідроуправляемі муфти (інша назва - фазообертач), встановлені на впускному і випускному розподільних валах. Обидві муфти підключені через корпус механізму газорозподілу до системи змащення двигуна. Муфти складаються з вбудованого в зірочку вала зовнішнього корпусу і нерухомо з'єднаний з валом ротора. Корпус і ротор можуть зміщуватися відносно один одного. Корпус механізму газорозподілу, встановлений на голівці блоку циліндрів двигуна. Усередині корпусу проходять канали для підведення і відведення масла до обох муфт повороту розподільних валів. Управління системою VVT здійснюється блоком управління двигуна.

Для отримання максимального крутного моменту необхідно забезпечити якомога більший коефіцієнт наповнення циліндрів. Для цього необхідно раніше відкривати і відповідно закривати впускні клапани, щоб не допустити зворотний викид суміші з циліндрів у впускний трубопровід. При цьому впускні клапани закриваються з невеликим випередженням до ВМТ.

Подібні системи встановлюють в своїх двигунах Renault (VCP), BMW (VANOS / Double VANOS), Toyota (VVT-i), Honda (VTC). Деякі з них використовують фазообертачі тільки на впускному рас подільному валу, деякі, як і VVT - на обох.

Недоліком подібних систем є те, що вони здатні тільки зрушувати фази в ту або іншу сторону, але не можуть «звужувати» або «розширювати» їх.

Variable Valve Timing and Lift Electronic Control (VTEC) створена інженерами Honda. Вона здатна розширювати фази на високих оборотах шляхом зміни висоти підйому клапана. З часу свого створення система зазнала кілька модернізацій (системи DOHC і-VTEC, VTEC з системою VTC (Variable Timing Control)). Основою VTEC будь-якого покоління є використання трьох кулачків на кожен пару клапанів. Коромисел, відповідно, теж три. Два крайніх коромисла розташовані безпосередньо над клапанами, третє - між ними.

Газорозподіл забезпечується крайніми кулачками через свої коромисла. Блок управління віддає команду і керований тиском масла штифт, зрушуючи, замикає між собою всі три коромисла. Таким чином, вони складають єдине середнє коромисло, на яке впливає тільки середній кулачок. В результаті висота підйому клапанів, а разом з нею і ширина фаз зростає, забезпечуючи краще наповнення і очищення циліндрів. Система VTEC встановлюється і на впускний, і на випускний розподіл вали (рис.4).

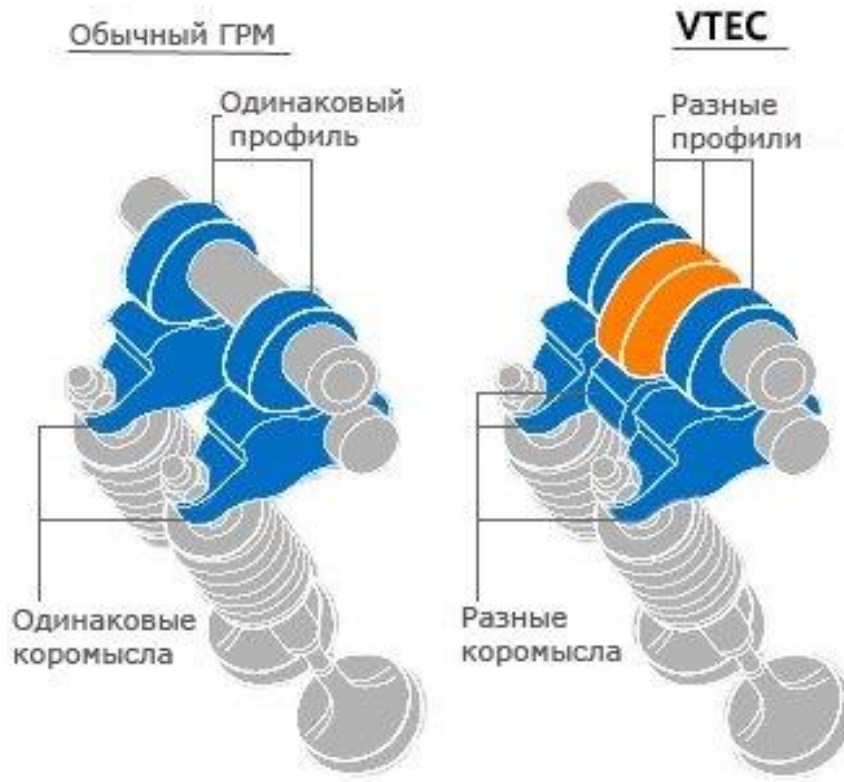
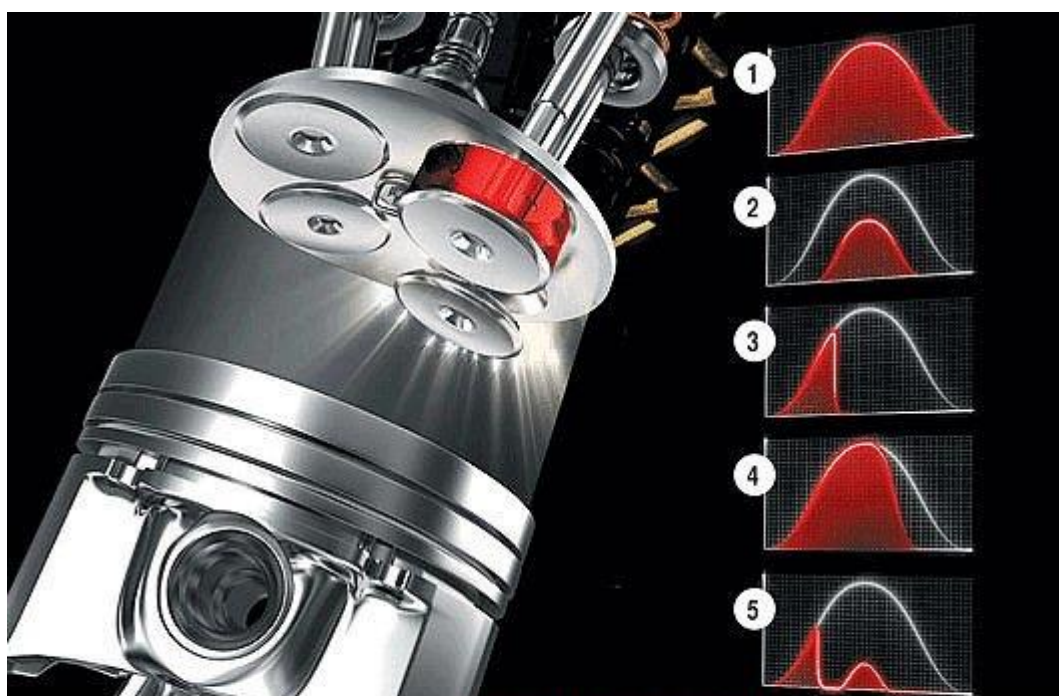


Рис.4.- Система VTEC.

Системи, подібні VTEC, випускаються і іншими виробниками, наприклад Toyota (VVTL-i), Mitsubishi (MIVEC). Їх недоліком є ступінчасте перемикання фаз між вузькими і широкими. А в ідеалі потрібно досягти плавного регулювання, що дозволяє більш точно підлаштуватися під режим роботи двигуна.

Фази регулюються плавним зміною висоти підйому впускних клапанів Valvetronic от BMW. Завдяки цій системі вперше вдалося створити бензиновий ДВС без дросельної заслінки. Незабаром аналогічні технології освоїли Nissan (VVEL) і Toyota (Valvematic). Останню революційну розробку представив Фіат під назвою MultiAir. Мотор 1,4 Turbo, оснащений цією системою, завоював престижне звання «Двигун року» в 2010 році (рис.5).



MultiAir

- 1 — режим максимальной мощности
- 2 — позднее открытие впускного клапана
- 3 — раннее закрытие впускного клапана
- 4 — режим частичных нагрузок
- 5 — многократное открытие впускного клапана

Система MultiAir

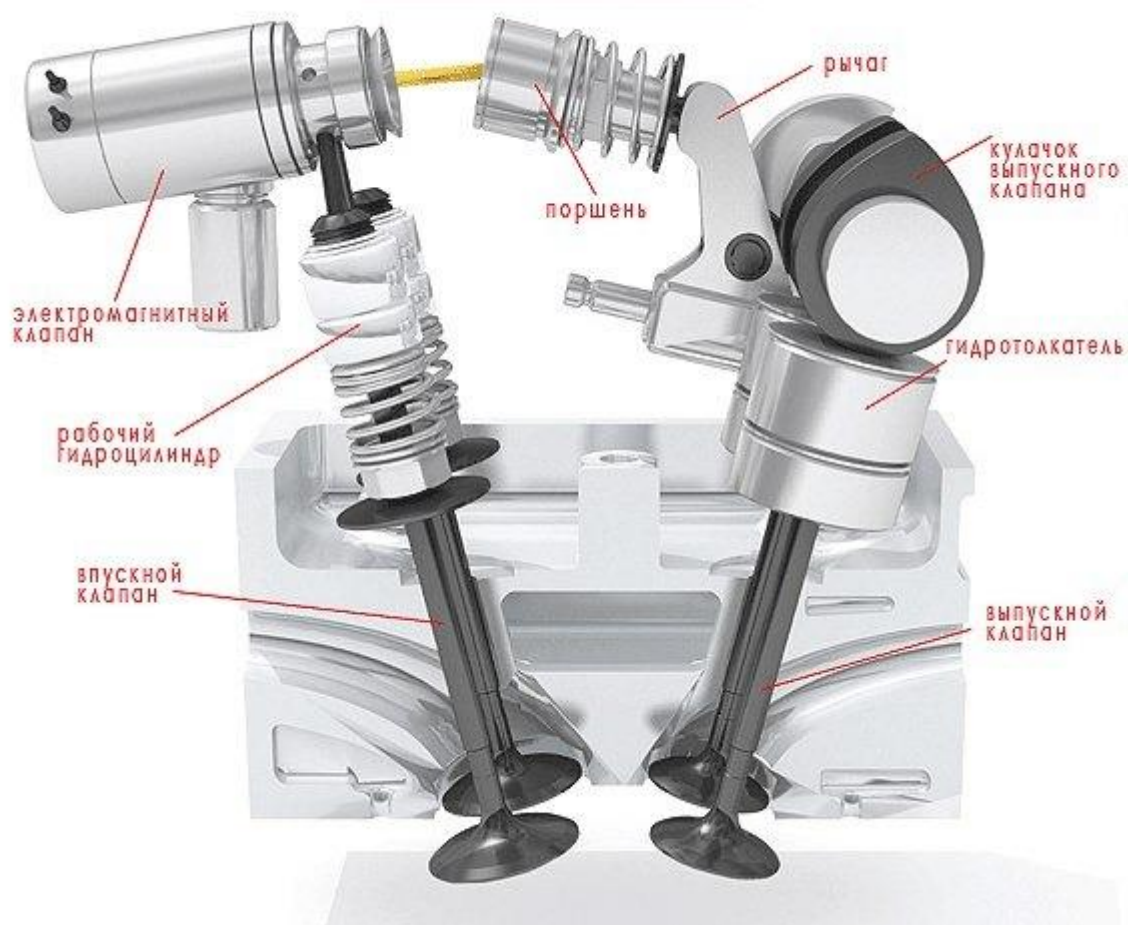


Рис.5.- Система MultiAir. Мотор 1,4 Turbo.

В системі MultiAir використовується один розподілвал, який призводить і впускні, і випускні клапана. Але якщо випускні клапана механічно управляються кулачками, то на впускні вплив від кулачків передається через спеціальну електрогідравлічну систему.

Переваги Multiair перед іншими аналогічними системами полягають у простоті, надійності і низької вартості виробництва. У перспективі очікується застосування Multiair і для випускних клапанів, що ще більше розширить її можливості. Наприклад, при малих навантаженнях спалаху в циліндрах можна робити через цикл, що дасть відчутну економію. А якщо в якомусь циліндрі відбудеться пропуск спалаху, то невикористана суміш не піде на вихлоп, так як клапан не відкриється, а згорить в наступному циклі.

Висновки

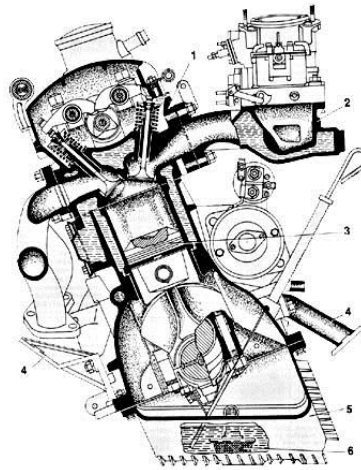
- Можливості зміни фаз газорозподілу в залежності від режиму роботи двигуна
- Формування швидкісних характеристик двигуна.
- Вдосконалення приводу ГРМ з метою зміни фаз газорозподілу.

2. МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ОБЛАДНАННЯ

Метою досліджень є визначення часу перетину випускного клапану і його вплив на ефективні і техніко-економічних характеристик бензинового чотиритактного ДВЗ .

2.1 Конструкція і технічна характеристика базового двигуна.

Двигун УЗАМ 331. Кількість циліндрів - 4. Система живлення: карбюратор (розподілене уприскування). Діаметр циліндра - 85 (88) мм. Хід поршня - 80 мм. Робочий об'єм - 1,8 (2,0) л. Ступінь стиснення - 8,5 (9,0). Пальне - бензин АІ 91-93. Потужність - 90 (97) л. с. при 5300 (5500) об / хв. Максимальний крутний момент - 140 (161) Н-м при 3200 (3000) об / хв. Маса - 115 кг. Розмір: 654х486х639 мм.



1 Головка блоку циліндрів ; 2 впускной колектор; 3 - поршні ; 4 - опора двигуна; 5 - масляний картер; 6 - маслоприймач з забірної трубкою

Рис. 2.1.- Двигун УЗАМ-331.10 :



Рис. 2.2.- Двигун серії 331, 248.

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 УЗАМ 331 для визначення його індикаторних і ефективних показників.

Підвищення показників бензинового 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 двигуна УЗАМ 331

№ з/п	Показники	Характеристики
1	Тип	4 – х тактний
2	Число циліндрів і їх розташування	4 – х циліндровий, рядний
3	Порядок роботи	1 – 3 – 4 – 2
4	Газорозподільний механізм	Привід клапанів рокерами від одного розподільного валу
5	Робочий об'єм двигуна V_h , л	1,48
6	Діаметр циліндра D , мм	82
8	Ступінь стиснення ε	9,5
9	Номінальна потужність (ефективна потужність, що гарантується заводом-виробником) N_e , кВт	52,9
10	Максимальний крутний момент $M_{k\max}$, Н·м	105,8
11	Сорт палива	Бензин А – 92,95

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

Для проведення необхідного комплексу випробувань був налаштований двигун УЗАМ 331:

– проведено оптимальне налаштування періоду перетину випускного клапану.

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.

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.

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.

2.4 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 . Так як наддув в конструйованому двигуні відсутній, то $p_k = 101300$ Па, і тоді за графіком приймається: $p_e = 0,782 \cdot 10^6$ Па.

Далі на основі формули ефективної потужності [1]

$$N_e = i \cdot V_h \cdot p_e \cdot \frac{n}{\tau} \quad (2.8)$$

Розраховуємо робочий об'єм даного циліндра:

$$V_h = \frac{60 \cdot \tau \cdot N_e}{i \cdot p_e \cdot n} = \frac{60 \cdot 2 \cdot 53 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,782 \cdot 10^6 \cdot 5500} = 0,0003697 \text{ м}^3, \quad (2.9)$$

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:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \frac{S_{\pi}}{D_{\pi}}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,0003697}{3,14 \cdot 0,8537}} = 0,082 \text{ м}, \quad (2.10)$$

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

$$\frac{S_{\pi}}{D_{\pi}} = \frac{0,082}{0,07} = 0,8537. \quad (2.11)$$

Зі стандартного ряду приймається діаметр найближчий за значенням, а саме $D_{\pi} = 0,082 \text{ м}$,

Хід поршня:

$$S_{\pi} = D_{\pi} \cdot \frac{S_{\pi}}{D_{\pi}} = 0,082 \cdot 0,8537 = 0,07 \text{ м}. \quad (2.12)$$

Приймається $S_{\pi} = 0,07 \text{ м}$.

Радіус кривошипа:

$$r_k = \frac{S_{\pi}}{2} = \frac{0,07}{2} = 0,035 \text{ м}. \quad (2.13)$$

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

1. Код двигуна.

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

2. Форма розрахунку: номінальний.

3. Тип двигуна: бензиновий .

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

3.1 Теплота згоряння палива (бензин):

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

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

4. Конструктивні дані.

4.1 Кількість циліндрів $i = 4$.

4.2 Рядний.

4.3 Діаметр циліндра $D = 0,082 \text{ м}$.

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

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{п}}^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0,082^2}{4} = 0,005281 \text{ м}^2 \quad (2.14)$$

і може відрізнятися від площі поверхні теплообміну поршня.

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

$$r_{\text{к}} = 0,035 \text{ м.}$$

4.6 Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна:

$$\lambda_{\text{к}} = \frac{r_{\text{к}}}{L_{\text{ш}}} = \frac{0,035}{0,134} = 0,261, \quad (2.15)$$

де $L_{\text{ш}} = 0,134 \text{ м}$ – довжина шатуна.

Величина λ_k вибирається з практичних рекомендацій, для автотракторних ДВЗ $\lambda_k = 0,25 \dots 0,32$. Отримане значення входить до рекомендованого інтервалу. На прототипі проектного двигуна довжина шатуна $L_{ш} = 0,134$ м.

4.7 Площа поверхні теплообміну поршня бензинових ДВЗ:

$$F'_{п} = (1,0 \dots 1,1)F_{п} = 1,2 \cdot 0,005281 = 0,006337 \text{ м}^2. \quad (2.16)$$

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

4.8 Площа теплообміну кришки F_k залежить від конструкції камери стиснення:

$$F'_k = (1,1 \dots 1,3)F_{п} = 1,3 \cdot 0,005281 = 0,006865 \text{ м}^2. \quad (2.17)$$

4.9 Об'єм камери стиснення розраховуємо по співвідношенню:

$$V_c = \frac{\pi}{2} \cdot D_{п}^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} = \frac{3,14}{2} \cdot 0,082^2 \cdot 0,035 \cdot \frac{1}{9,5-1} = 0,00004349 \text{ м}^3. \quad (2.18)$$

5. Наддув двигуна.

5.1 Проектується двигун без наддуву. Тиск на вході в двигун. $p_k = 101300$ Па.

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

6. Регульовальні дані.

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

$$\varphi_c = 360^\circ - \Delta\varphi_{оп} = 360^\circ - 24^\circ = 336^\circ, \quad (2.21)$$

де $\Delta\varphi_{оп} = 10^\circ \dots 25^\circ$ — величина, що залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згоряння на прототипі проектованого двигуна $\Delta\varphi_{оп} = 24^\circ$.

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

$$\varphi_z = \varphi_c - \Delta\varphi_{сг} = 336^\circ - 60^\circ = 396^\circ. \quad (2.22)$$

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

7. Режимні данні.

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

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 5500}{60} = 576 \text{ с}^{-1}. \quad (2.23)$$

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

Для бензинових ДВЗ: $\alpha = 0,85 \dots 0,95$, [1]; приймаємо $\alpha = 0,9$.

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

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі:

$$\begin{aligned} \Delta m_{вц} &= V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 0,0003697 \cdot 1,205 \cdot 0,7695 \\ &= 0,0003361 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}, \end{aligned} \quad (2.24)$$

де

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{101300}{287 \cdot 293} = 1,205 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad (2.25)$$

де R – газова стала для повітря;

$$p_k = 101300 \text{ Па};$$

$$T_k = 293 \text{ К.}$$

Коефіцієнт наповнення дорівнює:

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_r} = \\ &= \frac{9,5}{9,5 - 1} \cdot \frac{101300 - 10130}{101300} \cdot \frac{293}{293 + 10 + 0,08 \cdot 1000} = 0,7695, \end{aligned} \quad (2.26)$$

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

$\Delta T = 0 \dots 40 \text{ К}$ – підігрів заряду на впуску, причому $\Delta T = (0 \dots 20) \text{ К}$ – для бензинових ДВЗ, приймається $\Delta T = 10 \text{ К}$;

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

$T_r = (900 \dots 1100) \text{ К}$ – приймається $T_r = 1000 \text{ К}$ – температура залишкових газів.

Циклова масова подача палива:

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot l_0} = \frac{0,0003361}{0,9 \cdot 14,96} = 0,00002496 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}, \quad (2.27)$$

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

Середня температура стінок T_w залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей. На номінальному режимі роботи приймається для деталей з алюмінієвих сплавів

$T_w = 420 \dots 470 \text{ K}$, зі сталі і чавуну – $T_w = 550 \dots 650 \text{ K}$. Приймається $T_w = 550 \text{ K}$.

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:

$$p_a = p_k - \Delta p_{вп} = 101300 - 10130 = 91170 \text{ Па.} \quad (2.28)$$

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

$$\begin{aligned} T_a &= \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{вп} + \gamma T_k) \\ &= \frac{1}{1 + 0,08} (293 + 10 + 0,08 \cdot 1000) = 354,6 \text{ K.} \end{aligned} \quad (2.29)$$

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

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{вц} = (1 + 0,08) \cdot 0,0003361 = 0,0003702 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}. \quad (2.30)$$

8.4 Початковий об'єм циліндра:

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{9,5}{9,5 - 1} \cdot 0,0003697 = 0,0004132 \text{ м}^3. \quad (2.31)$$

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

$$p_a V_a = R m_a T_a; \quad (2.32)$$

$$91170 \cdot 0,0004132 = 287 \cdot 0,0003702 \cdot 354,6;$$

$$37,67 \text{ Дж} = 37,68 \text{ Дж};$$

$$\Delta = \frac{37,67 - 37,68}{37,67} \cdot 100\% = -0,02655\%. \quad (2.33)$$

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

9. Дані до динамічного розрахунку,

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

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

$$m_A = m_{\pi} + (0,2 \dots 0,3)m_{\text{ш}} = 0,602 + 0,27 \cdot 0,829 = 0,826 \text{ кг}, \quad (2.34)$$

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:

$$m_{\pi} = m'_{\pi} \cdot F_{\pi} = 114 \cdot 0,006337 = 0,55 \text{ кг}, \quad (2.35)$$

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

Приймаємо $m'_{\pi} = 114 \text{ кг/м}^2$;

F_{π} – площа поршня, м^2 .

Маса шатуна:

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} \cdot F_{\pi} = 157 \cdot 0,006337 = 0,829 \text{ кг}, \quad (2.36)$$

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

Приймаємо $m'_{ш} = 157 \text{ кг/м}^2$.

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

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

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

№ п/п	Найменування величини	Чисельні величини	Позначення та одиниці виміру
		Номінальний режим	
1	Код двигуна	0	
2	Вид розрахунку	1	
3	Тип двигуна		
	1.Теплота згорання палива	44000000	$H_{\text{шт}}, \text{Дж/кг}$
	2.Показник процесу згорання	3,4	m_1
4	Конструктивні дані		
	1.Кількість циліндрів	4	i
	2.Рядний	1	$\gamma = 0$
	3.Діаметр циліндра	0,082	$D, \text{м}$
	4.Площа поршня	0,005281	$F_{\text{п}}, \text{м}^2$
	5.Радіус кривошипа	0,035	$r_{\text{к}}, \text{м}$
	6.Відношення $\lambda = r_{\text{к}} / L_{\text{ш}}$	0,261	$\lambda_{\text{к}}$
	7.Площа теплообміну поршня	0,006337	$F'_{\text{п}}, \text{м}^2$
	8.Площа теплообміну кришки	0,006865	$F_{\text{к}}, \text{м}^2$
	9.Об'єм камери стиснення	0,00004349	$V_{\text{с}}, \text{м}^3$
5	Наддув		
	1.Тиск наддуву	101300	$p_{\text{к}}, \text{Па}$
	2.Температура наддувочного повітря	293	$T_{\text{к}}, \text{К}$
6	Регульовальні дані		
	1.Кут початку згорання	336	$\varphi_{\text{с}}, \text{град}$
	2.Кут кінця згорання	396	$\varphi_{\text{з}}, \text{град}$
7	Режимні дані		
	1.Кутова швидкість валу	576	$\omega, \text{рад/с}$
	2.Коефіцієнт надлишку повітря	0,9	α
	3.Циклова подача палива	0,00002496	$m_{\text{тц}}, \text{кг/цикл}$
	4.Середня температура стінок	550	$T_{\text{w}}, \text{К}$
8	Початкові умови		
	1.Тиск	91170	$p_{\text{а}}, \text{Па}$
	2.Температура	354,6	$T_{\text{а}}, \text{К}$
	3.Маса робочого тіла	0,0003702	$m_{\text{а}}, \text{кг/цикл}$
	4.Об'єм робочої порожнини	0,0004132	$V_{\text{а}}, \text{м}^3$
9	Дані до динамічного розрахунку		
	1.Маса частин, що рухаються поступально	0,826	$m_{\text{а}}, \text{кг}$
10	Розрахунковий крок	1	$\Delta\varphi^\circ$

Студент групи: Т-419м

П.П. Зінковський

Викладач -консультант:

Н.О. Євсєєва

Середні крутні моменти за результатами розрахунку.

Середній за цикл індикаторний момент для одного циліндра:

$$(M'_i)_{cp} = 31,94 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Середній за цикл індикаторний момент для всього двигуна:

$$(M_i)_{cp} = 127,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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

$$(M_e)_{cp} = 90,18 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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

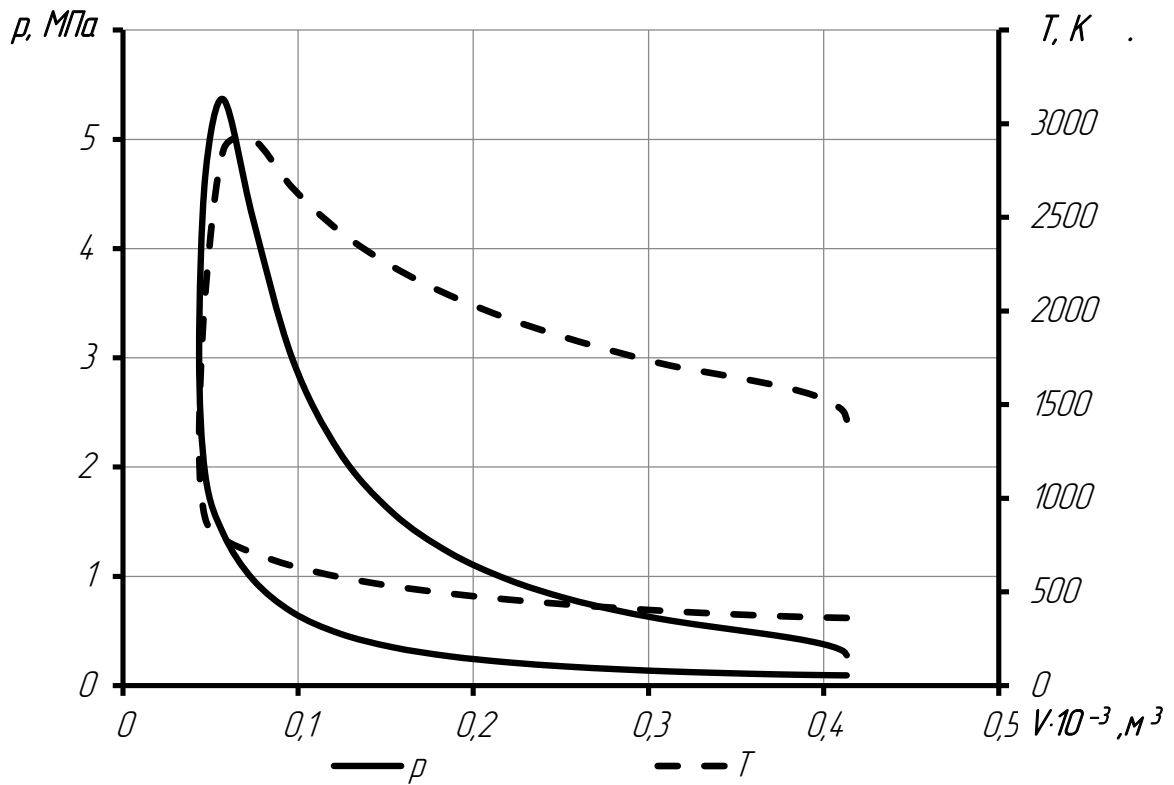
$$M_e = 91,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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 $L_i = 408,3$ Дж/цикл,

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

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m, \quad (2.37)$$

$$N_e = 4 \cdot 408,3 \cdot \frac{91,7}{2} \cdot 0,7057 = 52,82 \text{ кВт},$$

де $n = 5500 \text{ мин}^{-1} = 91,7 \text{ с}^{-1}$,

η_m – механічний ККД двигуна, що враховує вплив механічних втрат, його значення для бензинових ДВЗ знаходиться в межах 0,70 ... 0,80;
 $\eta_m = 0,7057$ – прийнято по прототипу проектного двигуна.

Похибка розрахунку:

$$\frac{N_e^p - N_e}{N_e} \cdot 100\% = \frac{52,82 - 53}{53} \cdot 100\% = -0,3396\%. \quad (2.38)$$

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

Середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,104 \cdot 0,7057 = 0,7793 \text{ МПа}. \quad (2.39)$$

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,372 \cdot 0,7057 = 0,2623. \quad (2.40)$$

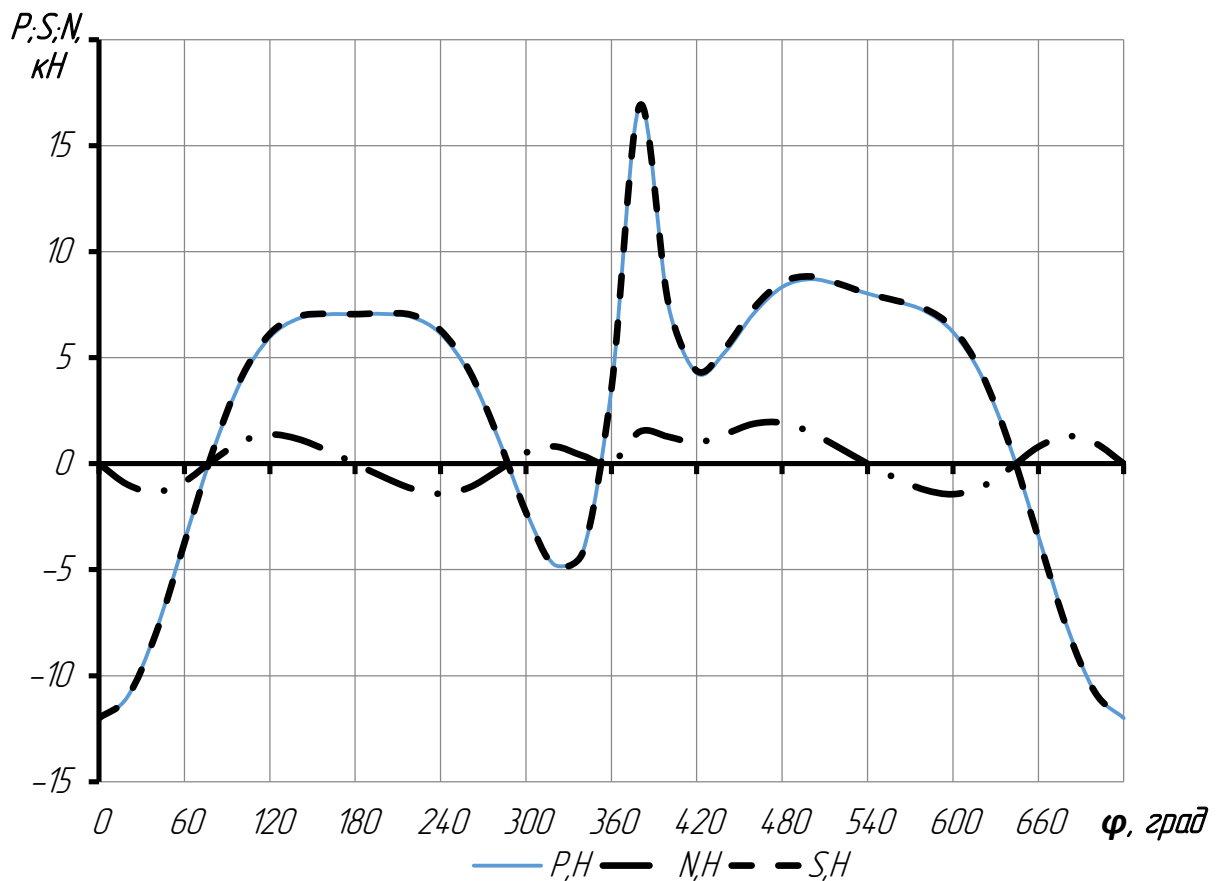
Питома ефективна витрата палива:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,22}{0,7057} = 0,3119 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{час}}. \quad (2.41)$$

3. ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

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

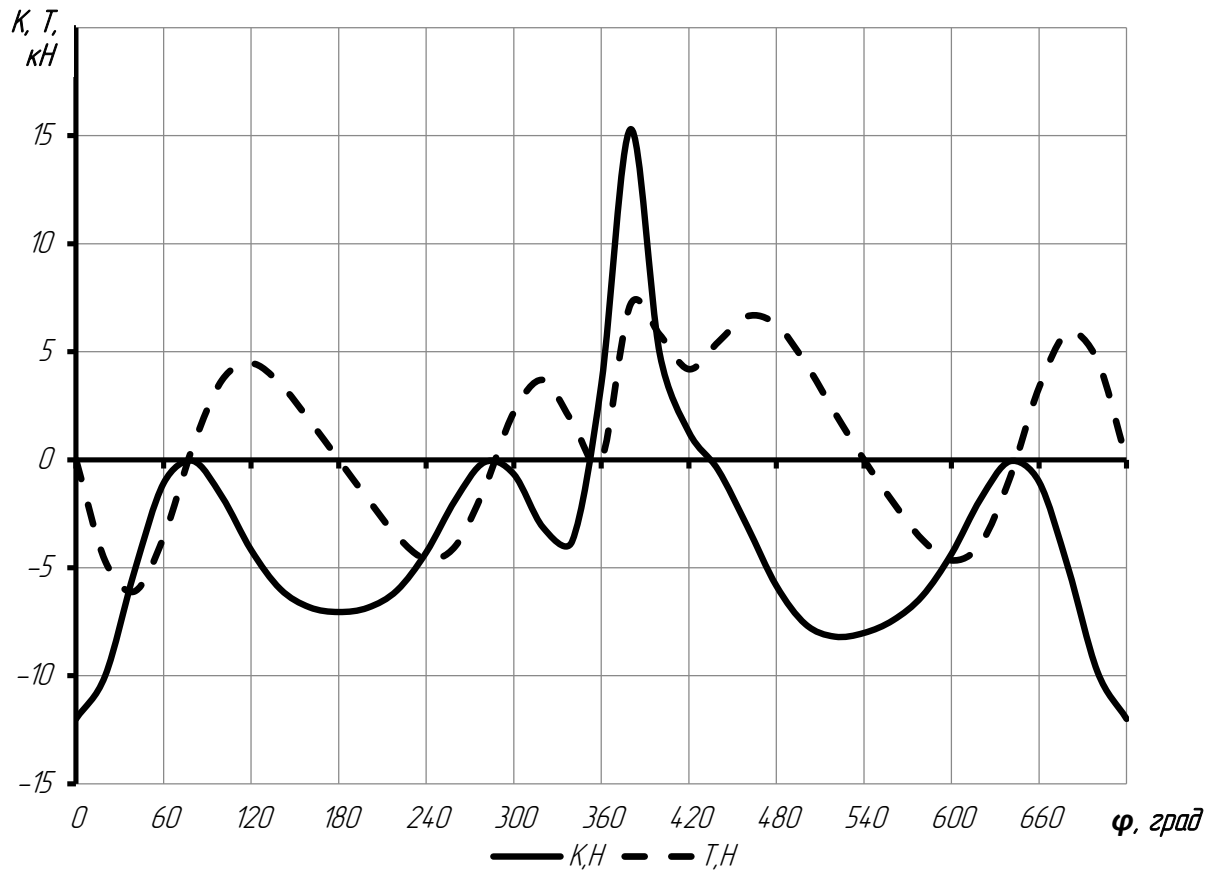
За результатами динамічного розрахунку будують діаграми залежностей осьової сили на поршень P_p , бічної сили на поршень N і сили на шатун S (рис. 3.1), нормальної сили на кривошип K і тангенціальної сили на кривошип T (рис. 3.2) від кута повороту кривошипа φ .



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

S – сила, що діє уздовж шатуна, Н.

Рисунок 3.1 – Сили, що діють на поршень і шатун



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

Рисунок 3.2 – Сили, що діють на кривошип

3.1 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму

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

Маса поршневої групи:

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} \cdot F_{\Pi} = 114 \cdot 0,005281 = 0,602 \text{ кг}, \quad (3.1)$$

де $m'_{\Pi} = m_{\Pi}/F_{\Pi} = 80 \dots 150 \text{ кг/м}^2$. Приймається $m'_{\Pi} = 114 \text{ кг/м}^2$;
 F_{Π} – площа поршня, м^2 .

Маса шатуна:

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} \cdot F_{\text{п}} = 157 \cdot 0,005281 = 0,829 \text{ кг}, \quad (3.2)$$

де $m'_{\text{ш}} = m_{\text{ш}}/F_{\text{п}} = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$. Приймається $m'_{\text{п}} = 157 \text{ кг/м}^2$.

Маса шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця:

$$m_{\text{шп}} = 0,27 \cdot m_{\text{ш}} = 0,27 \cdot 0,829 = 0,224 \text{ кг}. \quad (3.3)$$

Маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа:

$$m_{\text{шк}} = (1 - 0,27) \cdot m_{\text{ш}} = (1 - 0,27) \cdot 0,829 = 0,605 \text{ кг}. \quad (3.4)$$

Маса неврівноважених частин одного коліна валу без противаг:

$$m_{\text{к}} = m'_{\text{к}} \cdot F_{\text{п}} = 150 \cdot 0,005281 = 0,792 \text{ кг}, \quad (3.5)$$

де $m'_{\text{к}} = m_{\text{к}}/F_{\text{п}} = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$. Приймається $m'_{\text{к}} = 150 \text{ кг/м}^2$.

Маси, які виконують зворотно-поступальний рух:

$$m_{\text{п}} = m_{\text{п}} + m_{\text{шп}} = 0,602 + 0,224 = 0,826 \text{ кг}. \quad (3.6)$$

Маси, які виконують обертальний рух:

$$m_{\text{Р}} = m_{\text{к}} + m_{\text{шк}} = 0,792 + 0,605 = 1,397 \text{ кг}. \quad (3.7)$$

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).

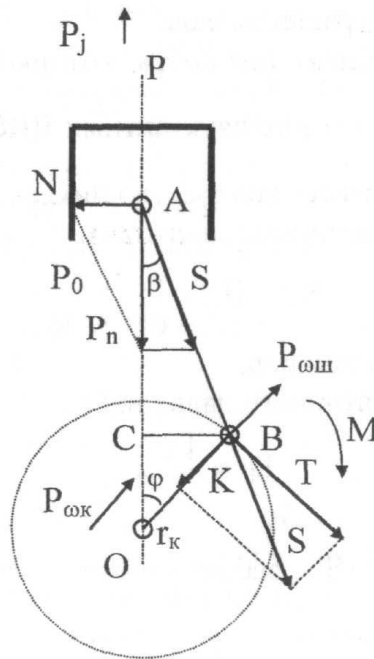


Рисунок 3.3 – Схема дії сил в кривошипно-шатунному механізмі

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} .

$$K_R = -1,397 \cdot 0,035 \cdot 576^2 = -16,222 \text{ кН}. \quad (3.9)$$

Відцентрова сила інерції K_R є результуючою двох сил:

– сили інерції обертових мас шатуна:

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

$$K_{R_{\text{ш}}} = -0,605 \cdot 0,035 \cdot 576^2 = -7,025 \text{ кН};$$

– сили інерції обертових мас кривошипа:

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

$$K_{Rk} = -0,792 \cdot 0,035 \cdot 576^2 = -9,197 \text{ кН}.$$

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 $\varphi = 6^\circ$:

$$P_k = -11,9 + (-7,025) = -18,9 \text{ кН},$$

тоді

$$R_{шш} = \sqrt{(-1,57)^2 + (-18,9)^2} = 18,9 \text{ кН}.$$

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;

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

$$K_{PK} = -11,9 + (-16,222) = -28,1 \text{ кН},$$

тоді

$$R_K = \sqrt{(-1,57)^2 + (-28,1)^2} = 28,1 \text{ кН}.$$

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

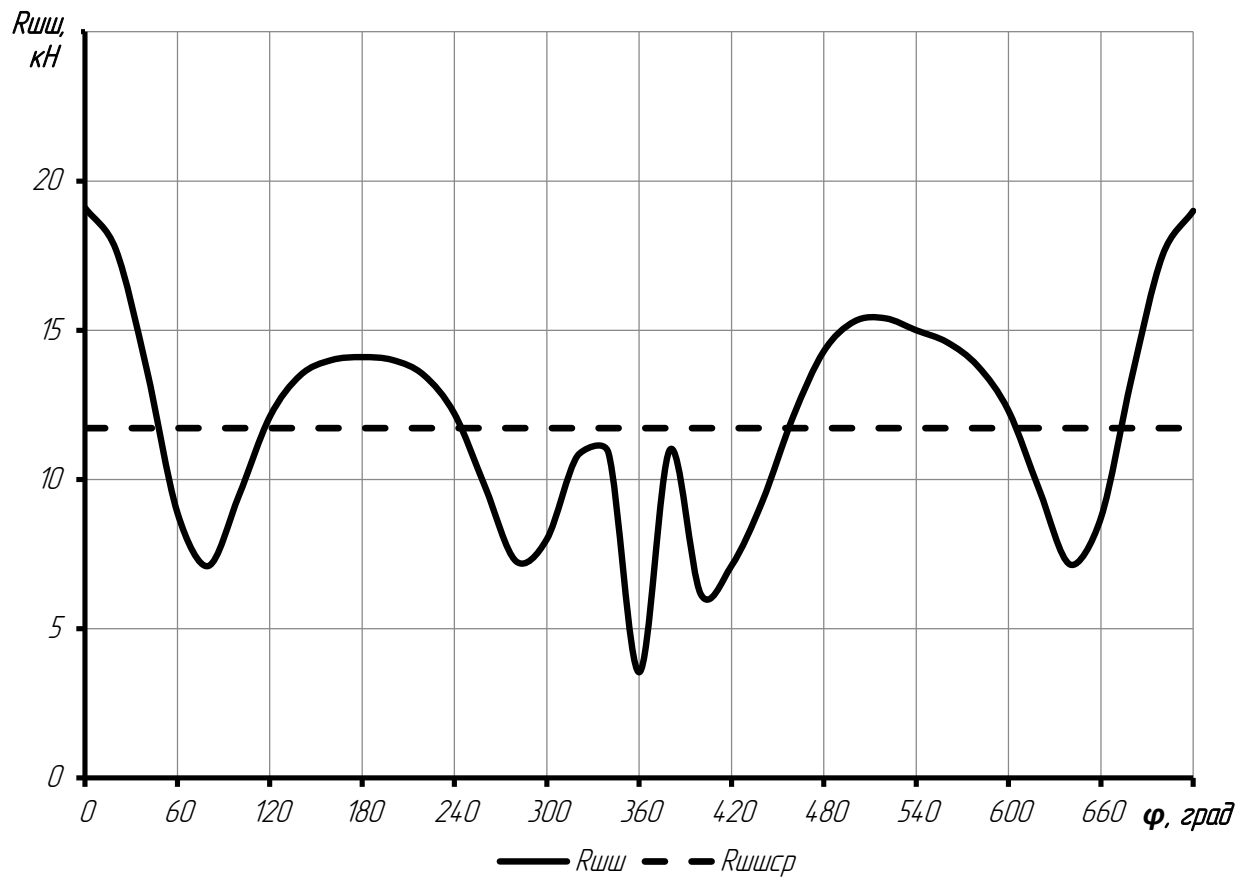


Рисунок 3.4 – Діаграма навантаження на шатунну шийку в прямокутних координатах

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

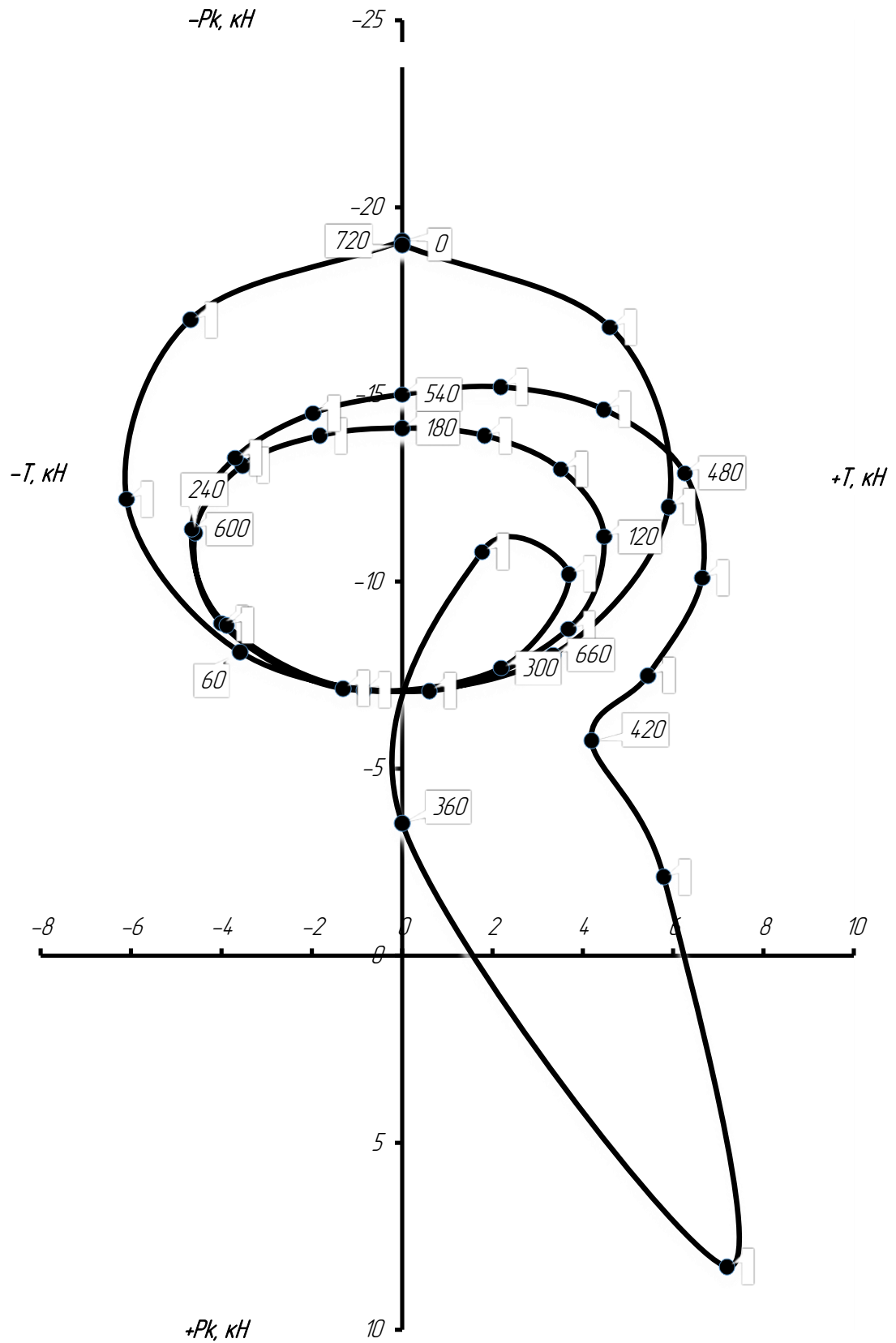


Рисунок 3.5 – Сили, що діють на шатунну шийку (полярна діаграма)

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

$$\begin{aligned} R_{\text{шш мах}} &= 19,05 \text{ кН}; & R_{\text{кш мах}} &= 23,83 \text{ кН}; \\ R_{\text{шш мін}} &= 0,67 \text{ кН}; & R_{\text{кш мін}} &= 13,61 \text{ кН}; \\ R_{\text{шш ср}} &= 11,72 \text{ кН}; & R_{\text{кш ср}} &= 19,95 \text{ кН}. \end{aligned}$$

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 $\varphi = 6^\circ$:

$$R_{\text{кш1}} = -0,5 \cdot R_{\text{к1}} = -0,5 \cdot 28,1 = 14,1 \text{ кН}. \quad (3.16)$$

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

$$R_{\text{кш2}} = \sqrt{T_{\text{к2}}^2 + K_{\text{к2}}^2} = \sqrt{(0,514)^2 + (2,41)^2} = 2,47 \text{ кН}. \quad (3.17)$$

де $T_{\text{к2}} = (T_1 - T_2) = (0,787 - (-0,273)) = 0,514 \text{ кН};$

$K_{\text{к2}} = (K_{\text{рк1}} - K_{\text{рк1}}) = (14 + (-11,6)) = 2,41 \text{ кН}.$

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 $(M_i)_{\text{ср}} = 31,94 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і сумарний середній індикаторний крутний момент двигуна $(M_{\text{сум}})_{\text{ср}} = 127,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

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

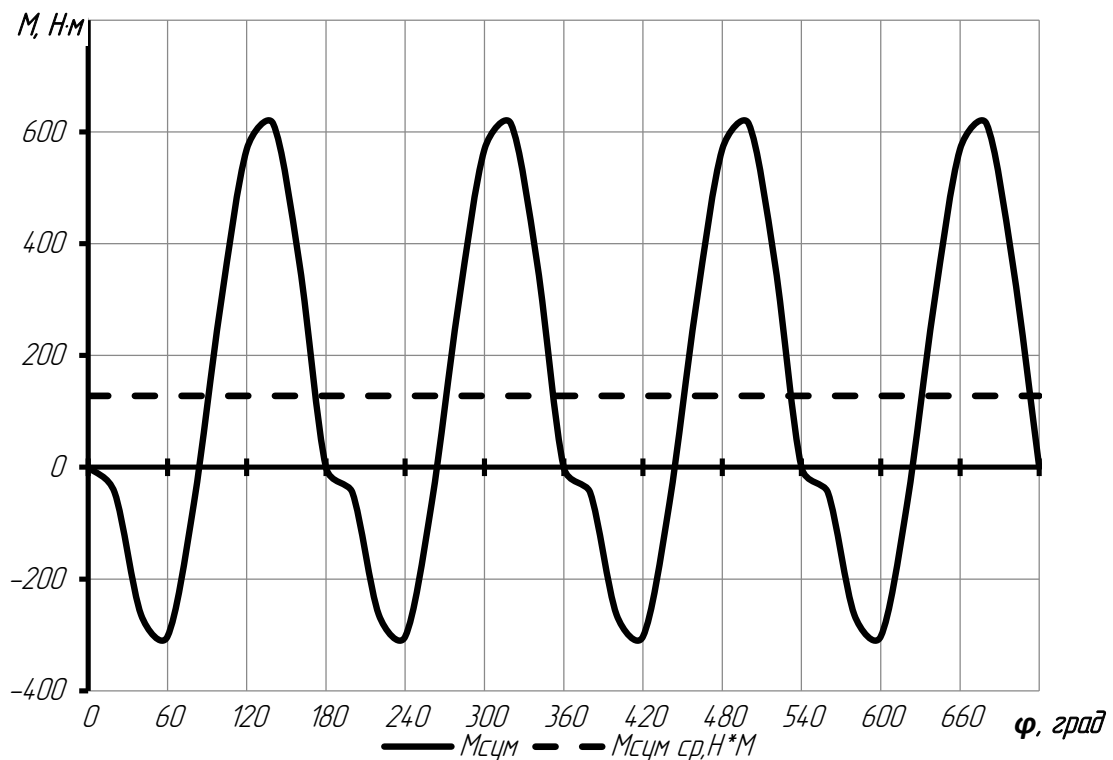


Рисунок 3.6 – Діаграма сумарного індикаторного крутного моменту на вихідному валу двигуна

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° .

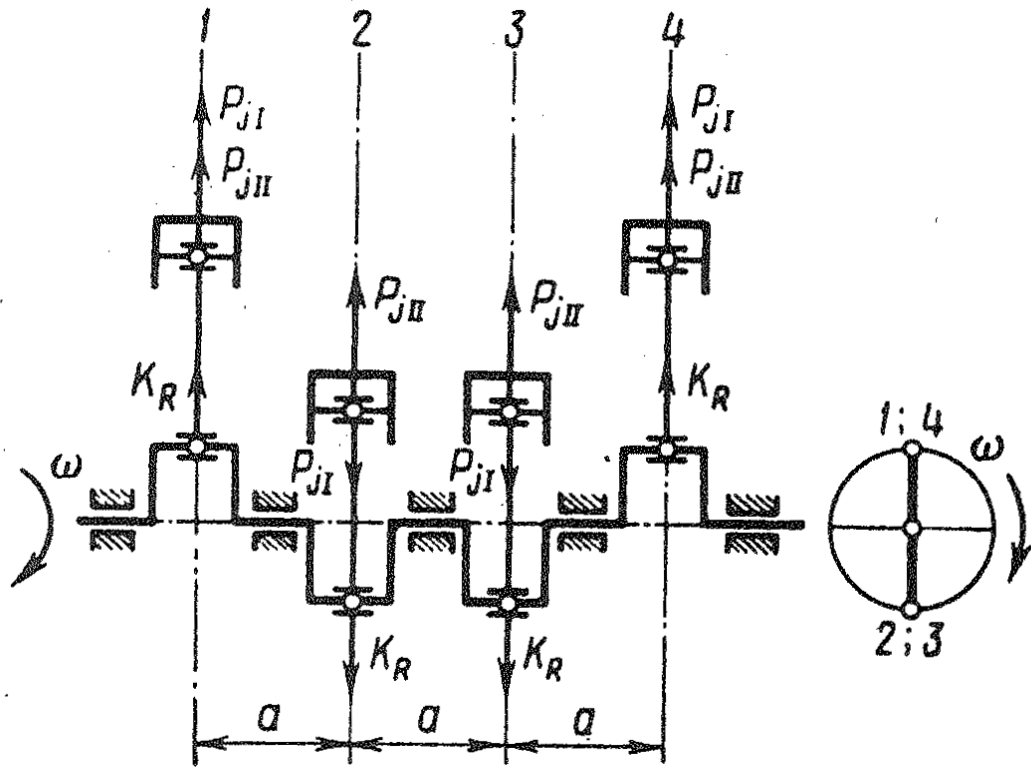


Рисунок 4.1 – Схема сил інерції, що діють в чотирициліндровому рядном двигуні.

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 $\varphi=0$:

$$\sum P_{jII} = 4 \cdot 0,826 \cdot 0,035 \cdot 576^2 \cdot 0,261 \cdot \cos(2 \cdot 0) = 10010 \text{ Н.}$$

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	10000	180	1	10000
10	0,94	9410	190	0,94	9410
20	0,766	7670	200	0,766	7670
30	0,5	5010	210	0,5	5010
40	0,174	1740	220	0,174	1740
50	-0,174	-1740	230	-0,174	-1740
60	-0,5	-5010	240	-0,5	-5010
70	-0,766	-7670	250	-0,766	-7670
80	-0,94	-9410	260	-0,94	-9410
90	-1	-10000	270	-1	-10000
100	-0,94	-9410	280	-0,94	-9410
110	-0,766	-7670	290	-0,766	-7670
120	-0,5	-5010	300	-0,5	-5010
130	-0,174	-1740	310	-0,174	-1740
140	0,174	1740	320	0,174	1740
150	0,5	5010	330	0,5	5010
160	0,766	7670	340	0,766	7670
170	0,94	9410	350	0,94	9410
180	1	10000	360	1	10000

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:

$$M_{кр.ср} = M_c = 127,8 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (5.1)$$

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:

$$J = J_0 + J_m = 0,04533 + 0,03853 = 0,08386 \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

де $J_0 = 0,04533 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції колінчастого валу і всіх деталей ДВЗ, що обертаються, з урахуванням впливу рухомих частин КШМ;

$J_m = 0,03853 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції маховика.

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

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

$$J_M = 0,85 \cdot J_0 = 0,85 \cdot 0,04533 = 0,03853 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad (5.7)$$

$$J_0 = \frac{L_{\text{изб.}}}{\delta \cdot \omega^2} = \frac{451,2}{0,03 \cdot 576^2} = 0,04533 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (5.8)$$

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

$$L_{\text{изб.}} = F_1 \cdot M_M \cdot M_\varphi = 672 \cdot 9,233 \cdot 0,07272 = 451,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (5.9)$$

де $F_1 = 672 \cdot \text{мм}^2$ – 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;

$$M_M = \frac{M_{\text{сум.мак}}}{h_{\text{мс}}} = \frac{633,6}{68,62} = 9,233 \text{ – масштаб момента, Н} \cdot \text{м/мм}.$$

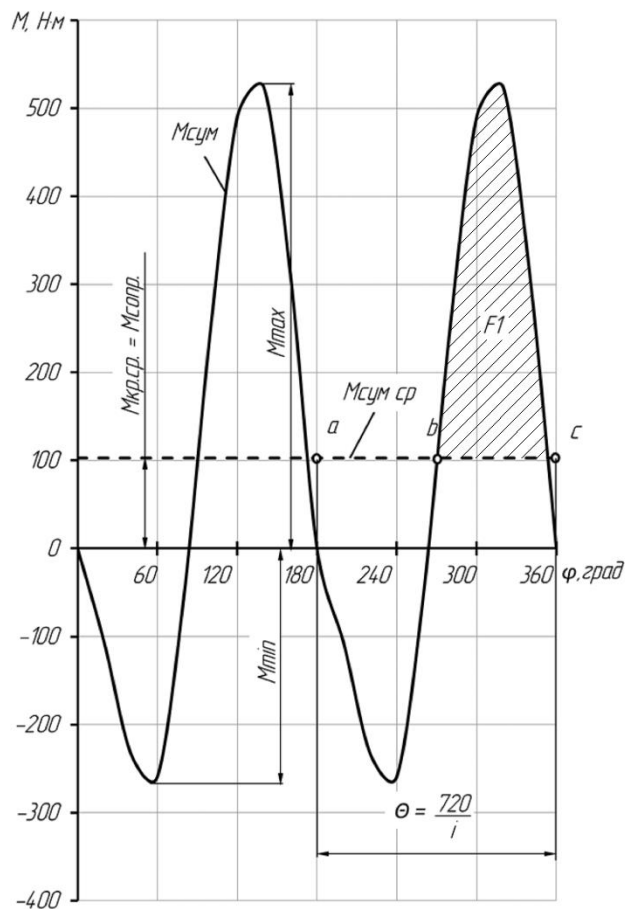


Рисунок 5.1. – Діаграма крутного моменту на колінчастому валу чотирициліндрового двигуна

Маховий момент двигуна:

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

де m_M – маса маховика, кг;

$D_{cp} = (2 \dots 3) \cdot S = 0,07 \cdot 2,5 = 0,175$ м – середній діаметр маховика.

З формули (5.10) розраховуємо масу маховика:

$$m_M = \frac{4J_M}{D_{cp}^2} = \frac{4 \cdot 0,03853}{0,175^2} = 5,032 \text{ кг}. \quad (5.11)$$

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

Для наближених розрахунків можна прийняти $D_M = 0,264$ м.

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

Окружна швидкість на зовнішньому ободі маховика:

$$v_M = \frac{\pi \cdot D_M \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,264 \cdot 5500}{60} = 76,03 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}, \quad (5.12)$$

де $n = 5500 \text{ хв}^{-1}$ – 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 циліндра

Гільзи циліндрів є одними з найбільш навантажених деталей двигуна. Основні конструктивні розміри гільз встановлюють з урахуванням отримання необхідної міцності і жорсткості, що забезпечує відсутність овалізації циліндра під час складання двигуна і під час його роботи. Товщину δ_{Γ} чавунної стінки гільзи зазвичай приймають за експериментальними даними.

Товщину стінки гільзи, обрану конструктивно, перевіряють за формулою, яка застосовується для розрахунку циліндричних судин:

$$\begin{aligned} \delta_{\Gamma.P.} &= 0,5 \cdot D \left[\sqrt{\frac{(\sigma_z + 0,4p_z)}{(\sigma_z - 1,3p_z)}} - 1 \right] = \\ &= 0,5 \cdot 82 \left[\sqrt{\frac{(60 + 0,4 \cdot 5,396)}{(60 - 1,3 \cdot 5,396)}} - 1 \right] = 3,408 \text{ мм}, \end{aligned} \quad (6.1.1)$$

де D – діаметр циліндра;

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

p_z – тиск газів в кінці згорання.

Товщину стінки гільзи вибирають з деяким запасом міцності, так як $\delta_{\Gamma} > \delta_{\Gamma.P.}$ в розрахунку проектного двигуна приймаємо $\delta_{\Gamma} = 4$ мм.

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

Найбільш небезпечним навантаженням є максимальний тиск згорання $p_{z\max}$, що викликає напруження розтягу по твірній циліндра і по його кільцевому перерізу (рис. 6.1).

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

$$\sigma_p = p_{z \max} \frac{D}{2 \cdot \delta_r} = 5,396 \frac{82}{2 \cdot 4} = 55,31 \text{ МПа}, \quad (6.1.2)$$

де $p_{z \max}$ – максимальний тиск газів;

δ_r – товщина стінки гільзи циліндра.

Напруження розтягу по кільцевому перерізу гільзи:

$$\sigma'_p = p_{z \max} \frac{D}{4 \cdot \delta_r} = 5,396 \frac{82}{4 \cdot 4} = 27,65 \text{ МПа}. \quad (6.1.3)$$

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

Напруження від нормальної сили $N_{\max}$, що діє на несучу втулку (рис. 6.1), визначають зазвичай в двигунах з окремими циліндрами.

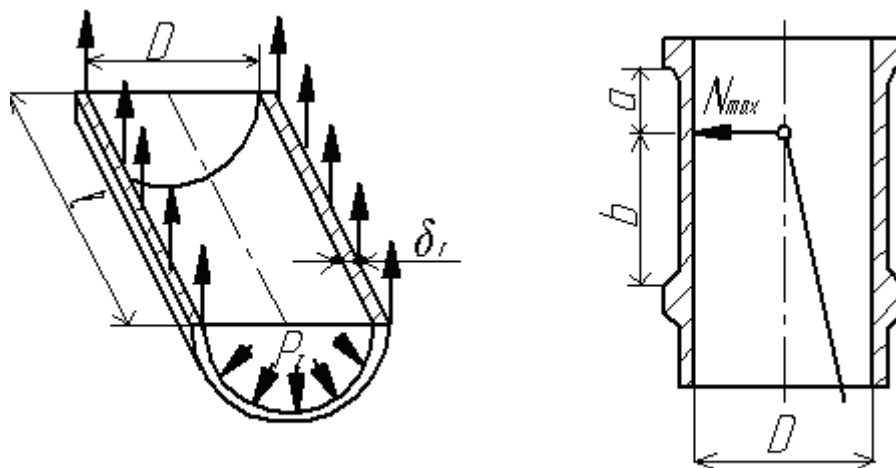


Рисунок 6.1 – Розрахункова схема гільзи циліндра

Згинальний момент від сили $N_{\max}$:

$$M_{\text{из}} = N_{\text{max}} \frac{a \cdot b}{a + b} = 1977 \frac{0,08904 \cdot 0,01796}{0,08904 + 0,01796} = 29,55 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (6.1.4)$$

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

$a = S_x + h_1 = 0,05204 + 0,037 = 0,08904 \text{ м}$ – відстань від осі пальця до ВМТ;

$$\begin{aligned} S_x &= R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] = \\ &= 0,035 \left[(1 - \cos 472^\circ) + \frac{0,261}{4} (1 - \cos(2 \cdot 472^\circ)) \right] = 0,05204 \text{ м}; \end{aligned} \quad (6.1.5)$$

$h_1 = 0,037 \text{ мм}$ – висота верхньої частини поршня;

$b = S - S_x = 0,07 - 0,05204 = 0,01796 \text{ м}$ – відстань від осі пальця до НМТ;
 S – хід поршня.

Напруження згину:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{W} = \frac{29,55}{-5,315} = -5,56 \text{ МПа}, \quad (6.1.6)$$

де W – момент опору поперечного перерізу гільзи:

$$W = 0,1 \frac{D_1^4 - D^4}{D_1} = 0,1 \frac{0,08^4 - 0,082^4}{0,082} = -5,315 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (6.1.7)$$

Сумарне напруження від розтягу та згину в стінках несучого циліндра:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma'_p + \sigma_{\text{из}} = 27,65 + -5,56 = 22,09 \text{ МПа}. \quad (6.1.8)$$

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

$$\sigma_t = E \cdot \alpha_{\text{ц}} \cdot \frac{\Delta T}{2(1 - \mu)} = \quad (6.1.9)$$

$$= 1 \cdot 10^5 \cdot 11 \cdot 10^{-6} \frac{130}{2(1 - 0,25)} = 95,33 \text{ МПа},$$

де $E = 1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модуль пружності для чавуну;

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

ΔT – перепад температур, за емпіричними даним для верхньої частини втулки

$\Delta T = 100 \dots 150 \text{ К}$, для проектованого двигуна приймаємо $\Delta T = 130 \text{ К}$;

$\mu = 0.23 \dots 0.27$ – коефіцієнт Пуассона для чавуну, для проектованого двигуна приймаємо $\mu = 0,25$.

Сумарні напруження від тиску газів і перепаду температур:
на зовнішній поверхні гільзи циліндра:

$$\sigma'_{\Sigma} = \sigma_p + \sigma_t = 55,31 + 95,33 = 150,6 \text{ МПа}; \quad (6.1.10)$$

на внутрішній поверхні:

$$\sigma''_{\Sigma} = \sigma_p - \sigma_t = 55,31 - 95,33 = -40,02 \text{ МПа}. \quad (6.1.11)$$

Сумарне напруження в чавунній гільзі не повинно перевищувати $100 \dots 130 \text{ МПа}$, а в сталевій – $180 \dots 200 \text{ МПа}$.

6.2 Розрахунок на міцність поршня

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

На підставі даних теплового і динамічного розрахунків встановлено: діаметр циліндра $D = 82$ мм, хід поршня $S = 70$ мм, максимальний тиск згорання $p_{z \max} = 5,396$ МПа при $n = 5500$ мин^{-1} , площа поршня $F_{\pi} = 0,005281$ м^2 , найбільша нормальна сила $N_{\max} = 1977$ Н при $\varphi = 472^\circ$, маса поршневої групи $m_{\pi} = 0,602$ кг, частота обертання $n_{xx \max} = 6200$ мин^{-1} , відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна $\lambda = 0,261$.

Відповідно до існуючих аналогічних двигунів і з урахуванням співвідношень [3], приймаємо: висоту поршня $H = 87$ мм прийнято з міркувань міцності), висоту юбки поршня $h_{\text{ю}} = 27,6$ мм, радіальну товщину кільця $t = 3,8$ мм, радіальний зазор кільця в канавці поршня $\Delta t = 0,8$ мм, товщину верхньої кільцевої перемички $h_{\pi} = 3,5$ мм, товщину стінки головки поршня $s = 7,3$ мм, число і діаметр масляних каналів у поршні $n_{\text{м}} = 8$ и $d_{\text{м}} = 2$ мм, $a = 2$ мм – висота кільця. Матеріал поршня – алюмінієвий сплав АК12М2МгН (АЛ 25), з коефіцієнтом лінійного розширення $\alpha_{\pi} = 25 \cdot 10^{-6}$ К^{-1} .

Напруження згину в днищі поршня:

$$\sigma_{\text{из}} = p_{z \max} \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2 = 5,396 \left(\frac{0,0291}{0,007} \right)^2 = 93,25 \text{ МПа}, \quad (6.2.1)$$

де r_i – внутрішній радіус днища:

$$r_i = \frac{D}{2} - (s + t + \Delta t) = \frac{0,082}{2} - (0,0073 + 0,0038 + 0,0008) = 0,0291 \text{ м.}$$

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

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

При наявності ребер жорсткості допустимі напруження зростають:

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

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

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

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

Напруження стиснення, МПа:

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P_{z \max}}{F_{\text{х-х}}}, \quad (6.2.2)$$

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

$$P_{z \max} = p_{z \max} \cdot F_{\text{п}} = 5,396 \cdot 10^6 \cdot 0,005281 = 28,5 \text{ кН}; \quad (6.2.3)$$

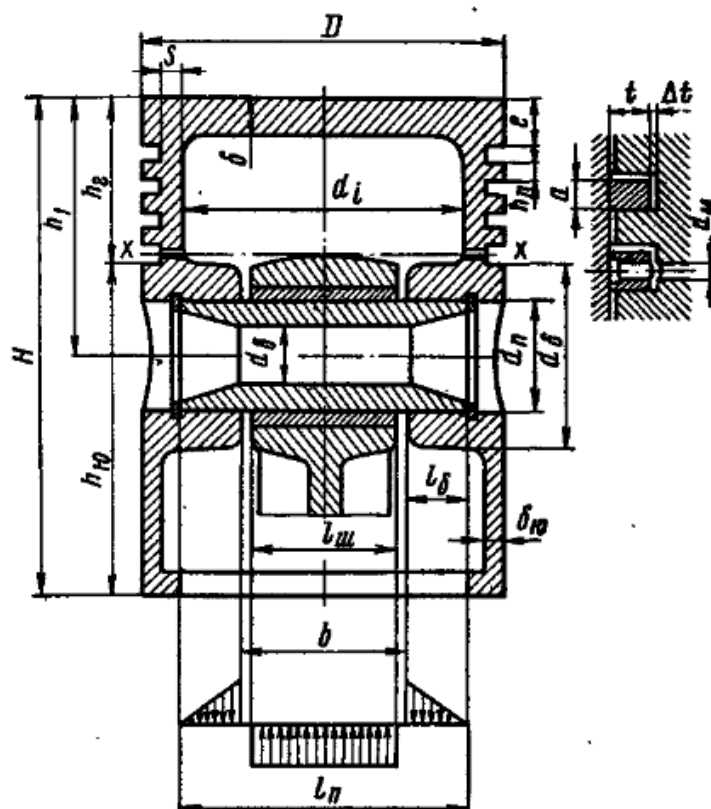


Рисунок 6.2 – Розрахункова схема поршня.

$F_{\text{х-х}}$ – площа перерізу х - х, м²:

$$F_{x-x} = \frac{\pi}{4} (d_k^2 - d_i^2) - n'_m F', \quad (6.2.4)$$

де d_k – діаметр поршня по дну канавок:

$$d_k = D - 2(t + \Delta t) = 0,082 - 2(0,0038 + 0,0008) = 0,0728 \text{ м}; \quad (6.2.5)$$

d_i – внутрішній діаметр днища поршня:

$$\begin{aligned} d_i &= D - 2(s + t + \Delta t) = \\ &= 0,082 - 2(0,0073 + 0,0038 + 0,0008) = 0,0582 \text{ м}; \end{aligned} \quad (6.2.6)$$

F' – площа поздовжнього діаметрального перерізу масляного каналу:

$$F' = \frac{(d_k - d_i)}{2} d_m = \frac{(0,0728 - 0,0582)}{2} 0,002 = 1,46 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2. \quad (6.2.7)$$

Тоді площа перерізу $x - x$ дорівнює:

$$F_{x-x} = \frac{3,14}{4} (0,0728^2 - 0,0582^2) - 8 \cdot 1,46 = 1,41 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Напруження стиснення:

$$\sigma_{сж} = \frac{28,5}{1,41} = 20,21 \text{ МПа.}$$

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

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

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{x-x}}, \quad (6.2.8)$$

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

$$P_j = m_{x-x} R \omega_{xx \max} (1 + \lambda), \quad (6.2.9)$$

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

$$m_{x-x} = (0,4 \dots 0,6) m_\Pi = 0,45 \cdot 0,602 = 0,2709 \text{ кг}; \quad (6.2.10)$$

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

$$\omega_{xx \max} = \frac{\pi n_{xx \max}}{30} = \frac{3,14 \cdot 6200}{30} = 649,3 \text{ с}^{-1}, \quad (6.2.11)$$

тоді

$$P_j = 0,2709 \cdot 0,035 \cdot 649,3^2 (1 + 0,261) = 5,041 \text{ кН},$$

Напруження розриву в перерізі $x - x$:

$$\sigma_p = \frac{5,041}{1,41} = 3,575 \text{ МПа},$$

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

Напруження у верхній кільцевій перемичці:

а) зрізу:

$$\tau = 0,0314 p_{z \max} \frac{D}{h_{\pi}} = 0,0314 \cdot 5,396 \frac{0,082}{0,0035} = 3,97 \text{ МПа}; \quad (6.2.12)$$

б) згину:

$$\sigma_{\text{из}} = 0,0045 p_{z \max} \left(\frac{D}{h_{\pi}} \right)^2 = 0,0045 \cdot 5,396 \left(\frac{0,082}{0,0035} \right)^2 = 13,33 \text{ МПа}; \quad (6.2.13)$$

в) складне:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{\text{из}}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{13,33^2 + 4 \cdot 3,97^2} = 15,52 \text{ МПа}. \quad (6.2.14)$$

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

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

Для чавунних поршнів: $[\sigma_{\Sigma}] = 60 \dots 80 \text{ МПа}$.

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

$$q_1 = \frac{N_{\max}}{h_{\text{ю}} D} = \frac{1977}{0,0276 \cdot 0,082} = 0,8735 \text{ МПа}, \quad (6.2.15)$$

$$q_2 = \frac{N_{\max}}{H D} = \frac{1977}{0,087 \cdot 0,082} = 0,2771 \text{ МПа}. \quad (6.2.16)$$

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

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

$$\Delta_{\Gamma} = (0,006 \dots 0,008) D = 0,007 \cdot 82 = 0,574 \text{ мм}, \quad (6.2.17)$$

$$\Delta_{\text{ю}} = (0,001 \dots 0,002)D = 0,003 \cdot 82 = 0,246 \text{ мм.} \quad (6.2.18)$$

Визначаємо діаметри головки та юбки поршня:

$$D_{\text{г}} = D - \Delta_{\text{г}} = 82 - 0,574 = 81,43 \text{ мм,} \quad (6.2.19)$$

$$D_{\text{ю}} = D - \Delta_{\text{ю}} = 82 - 0,246 = 81,75 \text{ мм.} \quad (6.2.20)$$

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

$$\begin{aligned} \Delta'_{\text{г}} &= D[1 + \alpha_{\text{ц}}(T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\text{г}}[1 + \alpha_{\text{п}}(T_{\text{г}} - T_0)] = \\ &= 82[1 + 11 \cdot 10^{-6}(450 - 293)] - \\ &- 81,43 \cdot [1 + 25 \cdot 10^{-6}(520 - 293)] = 0,2495 \text{ мм;} \end{aligned} \quad (6.2.21)$$

$$\begin{aligned} \Delta'_{\text{ю}} &= D[1 + \alpha_{\text{ц}}(T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\text{ю}}[1 + \alpha_{\text{п}}(T_{\text{ю}} - T_0)] = \\ &= 82[1 + 11 \cdot 10^{-6}(450 - 293)] - \\ &- 81,75[1 + 25 \cdot 10^{-6}(463 - 293)] = 0,04418 \text{ мм,} \end{aligned} \quad (6.2.22)$$

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

$T_{\text{ц}} = 450 \text{ К}$ – температура циліндра;

$T_{\text{г}} = 520 \text{ К}$ – температура головки поршня;

$T_{\text{ю}} = 463 \text{ К}$ – температура юбки поршня;

$T_0 = 293 \text{ К}$ – початкова температура циліндра і поршня.

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

6.3 Розрахунок на міцність шатуна

Конструкція шатунів, які застосовуються в автомобільних і тракторних двигунах, відрізняється великою різноманітністю і залежить в основному від типу

двигуна і розташування циліндрів. Розрахунковими елементами шатунної групи є: поршнева і кривошипна головки, стрижень шатуна.

Розрахунок поршневої головки шатуна.

З теплового і динамічного розрахунків маємо:

- максимальний тиск згорання $p_{z \max} = 5,396 \text{ МПа}$ при $n = 5500 \text{ хв}^{-1}$, $\varphi = 378^\circ$;
- маса поршневої групи $m_{\text{п}} = 0,602 \text{ кг}$;
- маса шатунної групи $m_{\text{ш}} = 0,829 \text{ кг}$;
- $n_{\text{х.х.мак}} = 6200 \text{ мин}^{-1}$;
- хід поршня $S = 70 \text{ мм}$;
- площа поршня $F_{\text{п}} = 0,005281 \text{ м}^2$;
- відношення R/L : $\lambda = 0,261$.

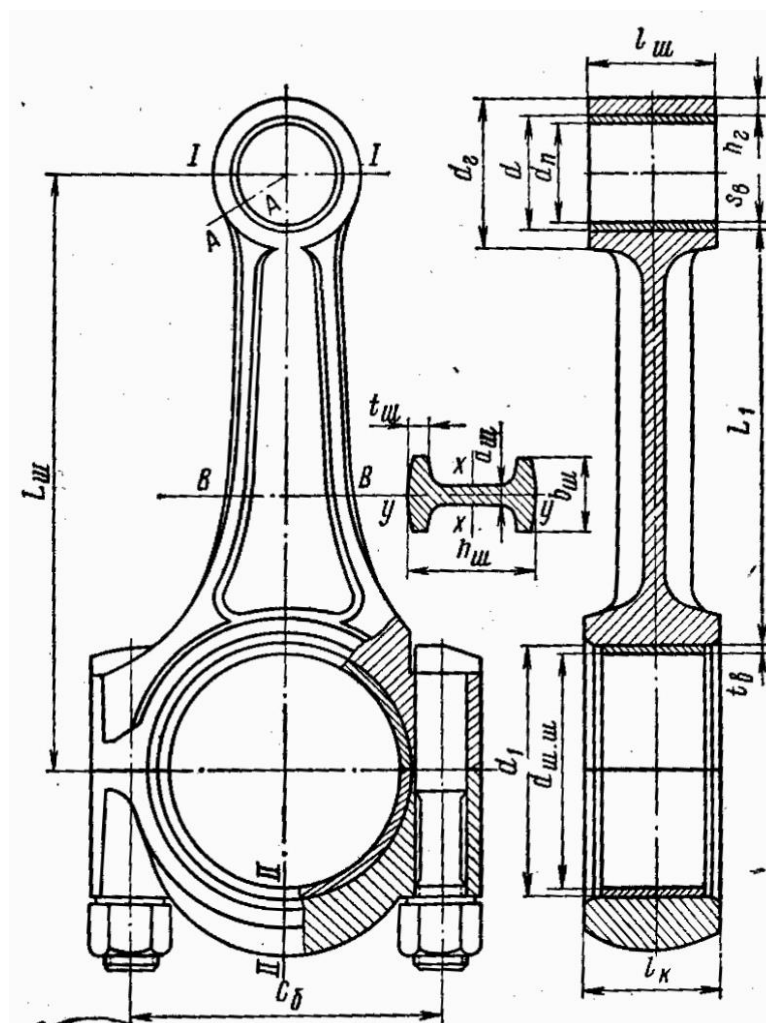


Рисунок 6.5 – Розрахункова схема шатунної групи

З розрахунку поршневої групи маємо:

- діаметр поршневого пальця $d_{\text{п}} = 22$ мм;
- довжина поршневої головки шатуна $l_{\text{ш}} = 27$ мм;;
- зовнішній діаметр головки $d_{\text{г}} = 36$ мм;
- внутрішній діаметр головки $d = 28$ мм;
- радіальна товщина стінки головки $h_{\text{г}} = \frac{(d_{\text{г}} - d)}{2} = \frac{(36 - 28)}{2} = 4$ мм;
- радіальна товщина стінки втулки $s_{\text{в}} = 3$ мм.

Матеріал втулки - бронза:

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

Матеріал шатуна – сталь 40ХН [3]:

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

Розрахункові коефіцієнти:

при згині:

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{т}}} = \frac{500}{900} = 0,5556; \quad (6.3.1)$$

$$\frac{(\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma})}{(1 - \beta_{\sigma})} = \frac{(0,5556 - 0,23)}{(1 - 0,5556)} = 0,7327; \quad (6.3.2)$$

при розтягуванні-стисканні:

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T} = \frac{400}{900} = 0,4444; \quad (6.3.3)$$

$$\frac{(\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma})}{(1 - \beta_{\sigma})} = \frac{(0,4444 - 0,2)}{(1 - 0,4444)} = 0,4399. \quad (6.3.4)$$

Поршнева головка шатуна.

Розрахунок перерізу I-I.

Максимальне напруження пульсуючого циклу:

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \frac{(m_{\Pi} + m_{B,\Gamma}) \cdot \omega_{x.x.\max}^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}}{2 \cdot h_{\Gamma} \cdot l_{\Pi}} = \\ &= \frac{(0,602 + 0,04974) \cdot 649,3^2 \cdot 0,035 \cdot (1 + 0,261) \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 0,004 \cdot 0,027} = 56,14 \text{ МПа}, \end{aligned} \quad (6.3.5)$$

де $m_{B,\Gamma} = (0,06 \dots 0,09)m_{\Pi} = 0,06 \cdot 0,829 = 0,04974 \text{ кг}$ – маса частини головки вище перерізу I-I;

$$\omega_{x.x.\max} = \frac{\pi \cdot n_{x.x.\max}}{30} = \frac{3,14 \cdot 6200}{30} = 649,3 \text{ с}^{-1}. \quad (6.3.6)$$

Середнє напруження і амплітуда напружень:

$$\sigma_{m0} = \sigma_{a0} = \frac{\sigma_{\max}}{2} = \frac{56,14}{2} = 28,07 \text{ МПа}, \quad (6.3.7)$$

$$\sigma_{ak0} = \frac{\sigma_{a0} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{\Pi}} = \frac{28,07 \cdot 1,362}{0,86 \cdot 0,82} = 54,21 \text{ МПа}, \quad (6.3.8)$$

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

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

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

Запаси міцності поршневої головки шатуна в перерізі I-I:

за границею витривалості:

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{ak0} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{m0}} = \frac{400}{(54,21 + 0,2 \cdot 28,07)} = 6,686, \quad (6.3.9)$$

за границею плинності:

$$n_{\sigma T} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{a0} + \sigma_{m0}} = \frac{900}{54,21 + 28,07} = 10,94. \quad (6.3.10)$$

Так як:

$$\frac{\sigma_{ak0}}{\sigma_{m0}} = \frac{54,21}{28,07} = 1,93124 \geq \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,4399,$$

запас міцності перерізу I-I визначають за границею витривалості:

$$n_{\sigma} = 6,686.$$

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

Напруження від запресованої втулки:

сумарний натяг:

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t = 0,04 + 0,02688 = 0,06688 \text{ мм}, \quad (6.3.11)$$

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

$$\begin{aligned} \Delta_t &= d \cdot (\alpha_b - \alpha_r) \cdot \Delta T = 28(18 \cdot 10^{-5} - 10 \cdot 10^{-5}) \cdot 120 \\ &= 0,02688 \text{ мм}, \end{aligned} \quad (6.3.12)$$

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

Питомий тиск на поверхні стикання втулки з головкою:

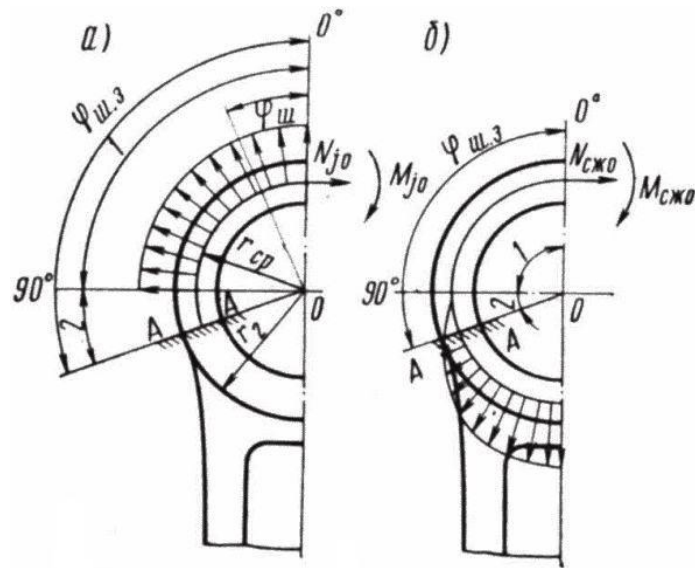
$$P = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \cdot \left[\frac{(d_r^2 + d^2) / (d_r^2 + d^2) + \mu}{E_{\text{ш}}} + \frac{(d^2 + d_{\text{п}}^2) / (d^2 - d_{\text{п}}^2) - \mu}{E_{\text{в}}} \right]}, \quad (6.3.13)$$

де $\mu = 0,3$ – коефіцієнт Пуассона;

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

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

$$P = \frac{0,00006688}{0,028 \cdot \left[\frac{0,036^2 + 0,028^2}{2,2 \cdot 10^{-5}} + 0,3 + \frac{0,028^2 + 0,022^2}{1,15 \cdot 10^{-5}} - 0,3 \right]} = 44,25 \text{ МПа.}$$



а – при розтягуванні; б – при стисненні

Рисунок 6.6 – Розрахункова схема поршневої головки шатуна:

Напруження від сумарного натягу на внутрішній поверхні головки:

$$\sigma'_i = \frac{P \cdot (d_r^2 + d^2)}{d_r^2 - d^2} = \frac{44,25 \cdot (0,036^2 + 0,028^2)}{0,036^2 - 0,028^2} = 179,8 \text{ МПа.} \quad (6.3.14)$$

Напруження від сумарного натягу на зовнішній поверхні головки:

$$\sigma'_a = \frac{P \cdot 2 \cdot d^2}{d_r^2 - d^2} = \frac{44,25 \cdot 2 \cdot 0,028^2}{0,036^2 - 0,028^2} = 135,5 \text{ МПа.} \quad (6.3.15)$$

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

$$\begin{aligned} P_{jn} &= -m_n \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda) = \\ &= -0,602 \cdot 0,035 \cdot 576^2 \cdot (1 + 0,261) = -8,815 \text{ кН,} \end{aligned} \quad (6.3.16)$$

де

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_N}{30} = \frac{3,14 \cdot 5500}{30} = 576 \text{ с}^{-1}. \quad (6.3.17)$$

Нормальна сила і згинальний момент в перерізі 0-0:

$$\begin{aligned} N_{j0} &= -P_{jn}(0,572 - 0,0008\varphi_{ш.з}) = \\ &= -(-8,815)(0,572 - 0,0008 \cdot 120) = 4,196 \text{ Н;} \end{aligned} \quad (6.3.18)$$

$$\begin{aligned} M_{j0} &= P_{jn} \cdot r_{cp}(0,00033\varphi_{ш.з} - 0,0297) = \\ &= -(-8,815) \cdot 0,016 \cdot (0,00033 \cdot 120 - 0,0297) = 1,396 \text{ Н} \cdot \text{м,} \end{aligned} \quad (6.3.19)$$

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

$$r_{cp} = \frac{d_r + d}{4} = \frac{36 + 28}{4} = 16 \text{ мм.} \quad (6.3.20)$$

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

$$N_{j\phi_{ш.3}} = N_{j0} \cdot \cos \varphi_{ш.3} - 0,5 \cdot P_{jn} \cdot (\sin \varphi_{ш.3} - \cos \varphi_{ш.3}) = \quad (6.3.21)$$

$$= 4,196 \cdot \cos(120^\circ) - 0,5 \cdot (-8,815) \cdot (\sin(120^\circ) - \cos(120^\circ)) = 3,923 \text{ кН};$$

$$M_{j\phi_{ш.3}} = M_{j0} + N_{j0} \cdot r_{cp} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш.3.}) + 0,5 \cdot P_{jn} \times \quad (6.3.22)$$

$$\times r_{cp} \cdot (\sin \varphi_{ш.3.} - \cos \varphi_{ш.3.}) =$$

$$= 1,396 + 4,196 \cdot 0,016 \cdot (1 - \cos(120^\circ)) + 0,5 \cdot -8,815 \times$$

$$\times 0,016 \cdot (\sin(120^\circ) - \cos(120^\circ)) = 5,768 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Напруження на зовнішньому волокні від сили, що розтягує:

$$\sigma_{aj} = \left[2 \cdot M_{j\phi_{ш.3.}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_r}{h_r \cdot (2 \cdot r_{cp} + h_r)} + K \cdot N_{j\phi_{ш.3.}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_r} = \quad (6.3.23)$$

$$= \left[2 \cdot 5,768 \cdot \frac{6 \cdot 0,016 + 0,004}{0,004 \cdot (2 \cdot 0,016 + 0,004)} + 0,7184 \cdot 3,923 \right] \times$$

$$\times \frac{10^{-6}}{0,027 \cdot 0,004} = 100,3 \text{ МПа},$$

де

$$K = \frac{E_{ш} \cdot F_r}{E_{ш} \cdot F_r + E_B \cdot F_B} = \quad (6.3.24)$$

$$= \frac{2,2 \cdot 10^5 \cdot 2,16 \cdot 10^{-4}}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 2,16 \cdot 10^{-4} + 1,15 \cdot 10^5 \cdot 1,62 \cdot 10^{-5}} = 0,7184;$$

$$F_B = (d - d_n) \cdot l_{ш} = (0,028 - 0,022) \cdot 0,027 = 1,62 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2; \quad (6.3.25)$$

$$F_r = (d_r - d) \cdot l_{ш} = (0,036 - 0,028) \cdot 0,027 = 2,16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2. \quad (6.3.26)$$

Сумарна сила, що стискає головку:

$$P_{сж} = (p_{zd} - p_0) \cdot F_n - m_n \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) = \quad (6.3.27)$$

$$= (5,396 - 0,1013) \cdot 0,005281 - 0,602 \cdot 0,035 \cdot 576^2 \times$$

$$\times (\cos(378) + 0,261 \cdot \cos(2 \cdot 378)) = 19,84 \text{ кН}.$$

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

$$N_{\text{сж}\varphi_{\text{ш.з.}}} = P_{\text{сж}} \cdot \left[\frac{N_{\text{сж0}}}{P_{\text{сж}}} + \left(\frac{\sin \varphi_{\text{ш.з.}}}{2} - \frac{\varphi_{\text{ш.з.}}}{\pi} \sin \varphi_{\text{ш.з.}} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{\text{ш.з.}} \right) \right] = \quad (6.3.28)$$

$$= 19,84 \cdot \left[0,003 + \left(\frac{\sin(120)}{2} - \frac{120}{3,14} \sin(120) - \frac{1}{3,14} \cdot \cos(120) \right) \right] = 0,3535 \text{ Н};$$

$$M_{\text{сж}\varphi_{\text{ш.з.}}} = P_{\text{сж}} \cdot r_{\text{ср}} \cdot \left[\frac{M_{\text{сж0}}}{P_{\text{сж}} \cdot r_{\text{ср}}} + \frac{N_{\text{сж0}}}{P_{\text{сж}}} \cdot (1 - \cos \varphi_{\text{ш.з.}}) - \right. \quad (6.3.29)$$

$$\left. - \left(\frac{\sin \varphi_{\text{ш.з.}}}{2} - \frac{\varphi_{\text{ш.з.}}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{\text{ш.з.}} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{\text{ш.з.}} \right) \right] =$$

$$= 19,84 \cdot 0,016 \cdot [0,0011 + 0,003 \cdot (1 - \cos 120) -$$

$$- \left(\frac{\sin(120)}{2} - \frac{120}{3,14} \cdot \sin(120) - \frac{1}{3,14} \cdot \cos(120) \right)] = -2,926 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

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

Напруження на зовнішньому волокні від стискаючої сили:

$$\sigma_{\text{асж}} = \left[2 \cdot M_{\text{сж}\varphi_{\text{ш.з.}}} \cdot \frac{6 \cdot r_{\text{ср}} + h_{\text{г}}}{h_{\text{г}} \cdot (2 \cdot r_{\text{ср}} + h_{\text{г}})} + K \cdot N_{\text{сж}\varphi_{\text{ш.з.}}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{\text{ш}} h_{\text{г}}} = \quad (6.3.30)$$

$$= \left[2 \cdot -2,926 \cdot \frac{6 \cdot 0,016 + 0,004}{0,004 \cdot (2 \cdot 0,016 + 0,004)} + 0,7184 \cdot 0,3535 \right] \times$$

$$\times \frac{10^{-6}}{0,027 \cdot 0,004} = -35,28 \text{ МПа}.$$

Максимальне і мінімальне напруження асиметричного циклу:

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma'_a + \sigma_{\text{aj}} = 135,5 + 100,3 = 235,8 \text{ МПа}; \quad (6.3.31)$$

$$\sigma_{\text{min}} = \sigma'_a + \sigma_{\text{асж}} = 135,5 + (-35,28) = 100,2 \text{ МПа}. \quad (6.3.32)$$

Середнє напруження і амплітуда напружень:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{235,8 + 100,2}{2} = 168 \text{ МПа}, \quad (6.3.33)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{235,8 - 100,2}{2} = 67,8 \text{ МПа}, \quad (6.3.34)$$

$$\sigma_{\text{ак}} = \frac{\sigma_a \cdot k_\sigma}{\epsilon_{M\sigma} \cdot \epsilon_{\Pi\sigma}} = \frac{67,8 \cdot 1,362}{0,86 \cdot 0,82} = 130,9 \text{ МПа}, \quad (6.3.35)$$

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

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

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

Запаси міцності поршневої головки шатуна в перерізі А-А:

за границею витривалості:

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{ак}} + \alpha_\sigma \sigma_m} = \frac{400}{130,9 + 0,23 \cdot 168} = 2,949; \quad (6.3.36)$$

за границею плинності:

$$n_{\sigma T} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{ак}} + \sigma_m} = \frac{900}{130,9 + 168} = 3,011. \quad (6.3.37)$$

Так як:

$$\frac{\sigma_{\text{ак}}}{\sigma_m} = \frac{130,9}{168} = 0,779167 \geq \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = 0,7327,$$

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

$$n_\sigma = 2,949.$$

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

Конструкція і матеріал шатуна забезпечує достатній запас міцності.

Розрахунок кривошипної головки шатуна

Максимальна сила інерції:

$$\begin{aligned} P_{jp} &= -\omega_{x.x.max.}^2 \cdot R[(m_n + m_{ш.п.}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{ш.к.} - m_{кр.})] \cdot 10^{-6} = \quad (6.3.38) \\ &= -649,3^2 \cdot 0,035[(0,602 + 0,224) \cdot (1 + 0,261) + (0,605 - 0,2073)] \cdot 10^{-6} = \\ &= -21,24 \text{ кН}, \end{aligned}$$

де $m_{кр.} = (0,20 \dots 0,28)m_{ш.} = 0,25 \cdot 0,829 = 0,2073 \text{ кг.}$

Момент опору розрахункового перерізу:

$$\begin{aligned} W_{из} &= \frac{l_k \cdot (0,5 \cdot c_6 - r_1)^2}{6} = \frac{0,025 \cdot (0,5 \cdot 0,062 - 0,02423)^2}{6} = \quad (6.3.39) \\ &= 1,91 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3, \end{aligned}$$

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

Момент інерції вкладиша і кришки:

$$J_b = l_k \cdot t_b^3 = 0,025 \cdot 0,00173^3 = 1,294 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4, \quad (6.3.40)$$

$$\begin{aligned} J &= l_k \cdot (0,5 \cdot c_6 - r_1)^3 = 0,025 \cdot (0,5 \cdot 0,062 - 0,02423)^3 = \\ &= 7,757 \cdot 10^{-9}, \end{aligned} \quad (6.3.41)$$

Напруження згину кришки і вкладиша:

$$\begin{aligned} \sigma_{из} &= P_{jp} \cdot \left[\frac{0,023 \cdot c_6}{\left(1 + J_b/J\right) \cdot W_{из}} + \frac{0,4}{F_r} \right] = \quad (6.3.42) \\ &= -21,24 \cdot \left[\frac{0,023 \cdot 0,062}{\left(1 + \frac{1,294 \cdot 10^{-10}}{7,757 \cdot 10^{-9}}\right) \cdot 1,91 \cdot 10^{-7}} + \frac{0,4}{2,125 \cdot 10^{-4}} \right] = 196 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

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

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

Розрахунок стрижня шатуна

Вихідні дані

З динамічного розрахунку маємо:

- $P_{сж} = 16960$ Н при $\varphi = 379^\circ$;
- $P_p = -12030$ Н при $\varphi = 1^\circ$;
- довжина шатуна $L_{ш} = 134,1$ мм;
- $h_{ш} = 24,2$ мм;
- $b_{ш} = 15,2$ мм;
- $a_{ш} = 5$ мм;.

З розрахунків поршневої і кривошипної головок:

- $d = 28$ мм;
- $d_1 = 51,3$ мм;

Матеріал шатуна (сталь 40ХН).

Площа і моменти інерції розрахункового перерізу В–В:

$$F_{cp} = h_{ш} \cdot b_{ш} - (b_{ш} - a_{ш})(h_{ш} - 2 \cdot t_{ш}) = \quad (6.3.43)$$

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

$$J_x = \frac{b_{ш} \cdot h_{ш}^3 - (b_{ш} - a_{ш})(h_{ш} - 2 \cdot t_{ш})^3}{12} = \quad (6.3.44)$$

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

$$J_y = \frac{h_{ш} \cdot b_{ш}^3 - (h_{ш} - 2 \cdot t_{ш})(b_{ш} - a_{ш})^3}{12} = \quad (6.3.45)$$

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

Максимальні напруження від сили, що стискає:

а) в площині гойдання шатуна:

$$\sigma_{\max x} = \frac{K_x \cdot P_{сж}}{F_{cp}} = \frac{1,153 \cdot 16960}{1,822 \cdot 10^{-4}} = 107,3 \text{ МПа}, \quad (6.3.46)$$

$$\text{де } K_x = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{\text{ш}}} \frac{L_{\text{ш}}^2}{J_x} F_{\text{ср}} = 1 + \frac{1300}{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5} \frac{0,1341^2}{1,283 \cdot 10^{-8}} 1,822 \cdot 10^{-4} \\ = 1,153;$$

б) в площині, перпендикулярній площині гойдання шатуна:

$$\sigma_{\max y} = \frac{K_y \cdot P_{\text{сж}}}{F_{\text{ср}}} = \frac{1,044 \cdot 16960}{1,822 \cdot 10^{-4}} = 97,18 \text{ МПа}, \quad (6.3.47)$$

$$\text{де } K_y = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{\text{ш}}} \frac{L_1^2}{4 \cdot J_y} F_{\text{ср}} = 1 + \frac{1300}{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5} \frac{0,09445}{4 \cdot 5,473 \cdot 10^{-9}} 1,822 \cdot 10^{-4} = 1,044,$$

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

$$L_1 = L_{\text{ш}} - \frac{d + d_1}{2} = 134,1 - \frac{28 + 51,3}{2} = 94,45 \text{ мм.}$$

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

Для вуглецевих сталей 160...250 МПа.

Для легованих сталей 200...350 МПа.

Мінімальне напруження від сили, що розтягує:

$$\sigma_{\min} = \frac{P_p}{F_{\text{ср}}} = \frac{-12030}{1,822 \cdot 10^{-4}} = -66,03 \text{ МПа}, \quad (6.3.48)$$

Середні напруження і амплітуди циклу:

$$\sigma_{\text{mx}} = \frac{\sigma_{\max x} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{107,3 - (-66,03)}{2} = 20,64 \text{ МПа}, \quad (6.3.49)$$

$$\sigma_{\text{my}} = \frac{\sigma_{\max y} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{97,18 - (-66,03)}{2} = 15,58 \text{ МПа}, \quad (6.3.50)$$

$$\sigma_{\text{ax}} = \frac{\sigma_{\max x} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{107,3 + (-66,03)}{2} = 86,67 \text{ МПа}, \quad (6.3.51)$$

$$\sigma_{ay} = \frac{\sigma_{maxy} - \sigma_{min}}{2} = \frac{97,18 + (-66,03)}{2} = 81,61 \text{ МПа}, \quad (6.3.52)$$

$$\sigma_{akx} = \frac{\sigma_{ax} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II}} = \frac{86,67 \cdot 1,362}{0,86 \cdot 1,2} = 114,4 \text{ МПа}, \quad (6.3.53)$$

$$\sigma_{aky} = \frac{\sigma_{ay} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II}} = \frac{81,61 \cdot 1,362}{0,86 \cdot 1,2} = 107,7 \text{ МПа}, \quad (6.3.54)$$

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

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

$\varepsilon_{II} = 1,2$ 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:

$$n_{\sigma_{xy}} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{akx} + \alpha_{\sigma} \sigma_{mx}} = \frac{400}{114,4 + 0,2 \cdot 20,64} = 3,375; \quad (6.3.55)$$

$$n_{\sigma_{xy}} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{aky} + \alpha_{\sigma} \sigma_{my}} = \frac{400}{107,7 + 0,2 \cdot 15,58} = 3,61; \quad (6.3.56)$$

за границею плинності:

$$n_{\sigma_{xT}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{akx} + \sigma_{mx}} = \frac{900}{114,4 + 20,64} = 6,665; \quad (6.3.57)$$

$$n_{\sigma_{yT}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{aky} + \sigma_{my}} = \frac{900}{107,7 + 15,58} = 7,3. \quad (6.3.58)$$

Так як:

$$\frac{\sigma_{akx}}{\sigma_{mx}} = \frac{114,4}{20,64} = 5,54264 \geq \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,4399,$$

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

$$n_{\sigma x} = 3,375;$$

$$n_{\sigma y} = 3,61.$$

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.

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

7 ВПЛИВ МАКСИМАЛЬНОЇ ЕФЕКТИВНОЇ ПЛОЩІ ПЕРЕРІЗУ ВИПУСКНОГО КЛАПАНА НА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ДВИГУНА УЗАМ-331

В проведеному тепловому розрахунку двигуна УЗАМ-331 (розділ 2) за прототипом максимальна ефективна площа перерізу випускного клапана склала $F_{BM} = 0,0004524 \text{ м}^2$. Значення розраховане виходячи з діаметру сідла клапана $d_{c,кл} = 28 \text{ мм}$. З аналізу літератури відомо, що двигуна УЗАМ-331 максимальний можливий діаметр сідла клапана складає $d_{c,кл} = 34 \text{ мм}$. Тому поставлена задача дослідити вплив $d_{c,кл}$, а отже і величини часу перетину на ефективність двигуна УЗАМ-331.

7.1 Теплові розрахунки двигуна при різних значеннях коефіцієнта залишкових газів

Проведено ряд теплових розрахунків при діаметрах сідла клапана $d_{c,кл} = 36 \text{ мм}$; $d_{c,кл} = 38 \text{ мм}$; $d_{c,кл} = 30 \text{ мм}$; $d_{c,кл} = 32 \text{ мм}$; $d_{c,кл} = 34 \text{ мм}$. Всі інші значення до теплового розрахунку (див. [табл. 2.1](#)) залишались незмінними.

Таблиця 7.1 – Значення ефективних показників

$d_{c,кл}$	26	28	32	34	36
$Ne, \text{ кВт}$	52,02	52,82	53,24	53,46	53,27
$Ge, \text{ кг/кВт}\cdot\text{ч}$	0,3167	0,3119	0,3094	0,3081	0,3079
γ	0,0539	0,05399	0,05408	0,05416	0,05567
F_{BM}	0,0003845	0,0004524	0,0005253	0,0006032	0,0006861

За результатами теплового розрахунку побудовано графік залежності ефективних показників робочого циклу від діаметру сідла клапана (рис. 7.1).

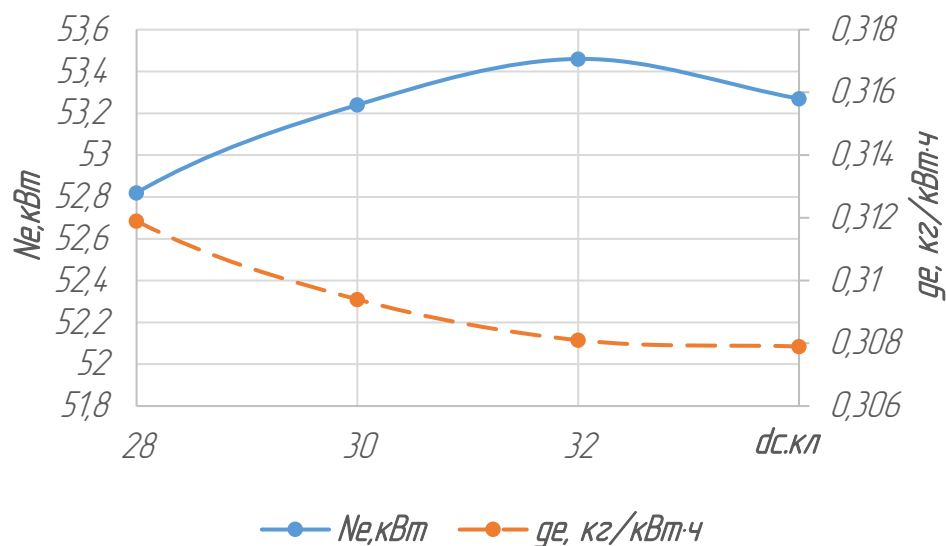


Рисунок 7.1 – Ефективна потужність та питома ефективна витрата палива, при різних значеннях діаметру сідла клапана

З протоколів теплових розрахунків, і з рисунка 7.1 видно, що залежність потужності від діаметру сідла клапана має явний екстремум в районі $d_{с.кл} = 32$ мм. Подальше збільшення сідла клапана призводить до зменшення потужності. Виходячи з цього обрано значення $d_{с.кл} = 32$ мм.

7.2 Висновки за розділом

З аналізу отриманих результатів можна зробити наступні висновки:

1. Стандартний діаметр випускного сідла двигуна УЗАМ-331, занадто малий, а отже не сприяє ефективному очищенню циліндрів.
2. Зі збільшенням часу-перетину випускного клапана потужність спочатку зростає, питома ефективна витрата палива зменшується. Після перевищення

оптимального значення часу перетину спостерігається погіршення техніко-економічних показників.

3. Оптимальним виходячи з розрахунків обрано значення коефіцієнту залишкових газів $d_{c,кл} = 32$ мм. Такий його розмір дозволяє підвищити потужність на 1,2 % і знизити питомі витрати палива на 1,2 % заміною лише клапанів та їх седел.

8. ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

8.1 Характеристика продукції

Тема магістерської роботи: «Вплив часу-перетину випускного клапана на техніко-економічні показники двигуна УЗАМ-331 ». У відповідності з п.2 проведено ряд теплових розрахунків для базового та досліджуваного двигунів, на підставі яких отримані розрахункова потужність – 53,46 кВт і мінімальна питома ефективна витрата палива – $0,3081 \text{ кг} \cdot (\text{кВт} \cdot \text{ч})^{-1}$ 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			
			УЗАМ-331	Бальна оцінка Q_i	ВАЗ-21083	Бальна оцінка Q_i
1	2	3	4	5	6	7
Ефективна потужність, кВт	53,46	5	52,82	4	51	3
Маса двигуна, кг	120	4	4	5	112	5
Частота обертів колінчастого вала, хв^{-1}	5500	4	5500	4	5600	5
Питома витрата палива, $\text{г/кВт} \cdot \text{год}$	0,3081	5	0,3119	3	0,31	4
Витрата оливи на чад км, %	1,5	4	1,5	4	1,3	5
Моторесурс, км	200000	5	200000	5	125000	4
Разом сума балів Q_Σ		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.8.1, видно, що поліпшуються технічні характеристики модернізованого двигуна за рахунок: зменшеної питомої витрати палива, при збільшеній ефективній потужності до 53,46 кВт, і такій же частоті обертання колінчастого валу 5500 хв^{-1} , що має позитивний вплив при експлуатації легкових автомобілів. Чотирициліндровий чотиритактний двигун для для автомобілів та фургонів давно був необхідний на вітчизняному ринку. У даного двигуна є конкурент – двигун (УЗАМ-331), який буде використаний в

розрахунках в якості базового. Собівартість базового двигуна $C_6 = 24358,97$ 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 $B = 230$ шт/рік – споживчий попит на двигуни;

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

$$A_r = 230 \cdot 1,08 = 248 \text{ шт.}$$

Приймаємо 250 шт.

Відповідно до передбачуваного обсягу продажів сформована річна програми випуску продукції в розмірі 250 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:

$$ЗП_{\text{осн}} = F_m \cdot R \cdot З_m = 3 \cdot 2 \cdot 6300 = 37800 \text{ грн.}, \quad (8.3)$$

де F_m – кількість місяців розробки;

R – чисельність проектувальників;

$З_m$ – оклад на місяць, грн.

Тоді загальна сума витрат на розробку і проектування складе

$$C_{\text{пр}} = \frac{ЗП_{\text{осн}} \cdot 100}{Y_{\text{зп}}} = \frac{37800 \cdot 100}{35} = 108000 \text{ грн.}, \quad (8.4)$$

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	10800,00	10%
2. Основна заробітна плата	37800,00	35%
3. Додаткова заробітна плата	5400,00	5%
4. Відрахування на соціальне страхування	16308,00	15,10%
5. Витрати на спеціальне обладнання	10800,00	10,00%
6. Накладні витрати	26892,00	24,90%
Сума	108000,00	100%

8.4 Розрахунок собівартості проектного ДВЗ

Проектований двигун конструктивно відрізняється від базового випускними клапанами та їхніми седлами. Узагальнено оцінити затрати на переналаштування виробництва можна за допомогою додавання до собівартості двигуна вартості нових деталей. За каталогом магазину «Деталі» витрати на модернізацію складуть 1200 грн. Всі інші деталі залишаються

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

Собівартість розроблюваного двигуна:

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

де C_{Π} – повна собівартість двигуна,

$C_{\delta} = 24358,97$ грн – собівартість базового двигуна,

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

$$\frac{\sigma_{\text{ак0}}}{\sigma_{\text{м0}}} = \frac{54,21}{28,07} = 1,93124 \geq \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,4399,$$

запас міцності перерізу І-І визначають за границею витривалості:

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

де B_{κ}^{δ} , $B_{\kappa}^{\text{н}}$ – витрати на придбання і установку елементів ГРМ 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.

$$\Delta B_{\kappa} = 1200 \cdot 1,05 - 0 \cdot 1,05 = 1260 \text{ грн.},$$

$$C_{\Pi} = 24358,97 + 1260 + 108000 / 250 = 26050,97 \text{ грн.}$$

Як видно з розрахунків собівартість проектного двигуна на 1692 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;

$$Ц_{п} = 24358,97 \cdot (1 + 30 / 100) = 31666,66 \text{ грн.}$$

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;

$$\text{ПДВ} = 31666,66 \cdot 20 / 100 = 6333,33 \text{ грн.}$$

$$Ц_{р} = 31666,66 + 6333,33 = 37999,99 \text{ грн.}$$

б) нового.

Ціна підприємства:

$$Ц_{п} = 26050,97 \cdot (1 + 30 / 100) = 33866,26 \text{ грн.}$$

ПДВ – податок на додану вартість:

$$\text{ПДВ} = 33866,26 \cdot 20 / 100 = 6773,25 \text{ грн.}$$

Ціна продажу:

$$Ц_{р} = 33866,26 + 6773,25 = 40639,51 \text{ грн.}$$

8.5 Розрахунок експлуатаційних витрат

Розрахункові значення витрат палива проектованим двигуном 2.5. Передбачається, що автомобілі з даним двигуном будуть експлуатуватись переважно в міських умовах у якості особистих транспортних засобів таксі, фургонів доставки малого класу. При цьому будуть враховуватися наступні експлуатаційні витрати:

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

У якості розглянутого періоду береться календарний рік.

Річні витрати на паливо:

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

де N_e – ефективна потужність двигуна, кВт;

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

$T_z = 400$ г – річна зайнятість двигуна,

$C_{T1} = 30,52$ грн / кг (23,5 грн / л) – ціна 1 кг бензину,

$C_{T2} = 30,52$ грн / кг (23,5 грн / л) – ціна 1 кг бензину,

а) проектований двигун, $N_e = 53,46$ кВт, $g_e = 0,3081$ кг/(кВт·год):

$$Z_{T^{пр}} = 53,46 \cdot 0,3081 \cdot 400 \cdot 30,52 = 201078,29 \text{ грн};$$

б) базовий двигун, $N_e = 52,82$ кВт, $g_e = 0,3119$ кг/(кВт·год):

$$Z_{T^6} = 52,82 \cdot 0,3119 \cdot 400 \cdot 30,52 = 201121,4 \text{ грн.}$$

Річні витрати на оливу:

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

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

$Ц_m = 125$ грн /кг – ціна 1 кг оливи;

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

$$З_{m^{пр}} = 53,46 \cdot 0,3081 \cdot 0,0015 \cdot 400 \cdot 125 = 1235,33 \text{ грн};$$

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

$$З_m^6 = 52,82 \cdot 0,3119 \cdot 0,0015 \cdot 400 \cdot 125 = 1235,59 \text{ грн}.$$

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:

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

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

$l = 65$ грн – вартість 1 нормо-години, технічного обслуговування і ремонту. Базовий і проектований двигуни не мають суттєвих відмінностей, які б могли вплинути на трудомісткість технічного обслуговування.

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

$$З_{\text{то}} = 45,2 \cdot 65 = 2938 \text{ грн};$$

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

$$З_{\text{то}} = 45,2 \cdot 65 = 2938 \text{ грн.}$$

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	201121,4	201078,29
2	Витрати на оливу	1235,59	1235,33
3	Витрати на технічне обслуговування	2938	2938
4	Разом річні експлуатаційні витрати	205294,99	205251,62

8.6 Економічний ефект від виробництва і експлуатації і нового ДВЗ

Річний економічний ефект від виробництва нових ДВЗ:

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

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

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

де H_n – податок на прибуток, грн;

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

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

$$H_n^6 = (31666,66 - 24358,97) \cdot 0,18 = 1315,38 \text{ грн.}$$

$$H_n^n = (33866,26 - 26050,97) \cdot 0,18 = 1406,75 \text{ грн.}$$

$$H^6 = 6333,33 + 1315,38 = 7648,71 \text{ грн.}$$

$$H^n = 6773,25 + 1406,75 = 8180 \text{ грн.}$$

$$P_p^6 = 37999,99 - 24358,97 - 7648,71 = 5992,31 \text{ грн.}$$

$$P_p^n = 40639,51 - 26050,97 - 8180 = 6408,54 \text{ грн.}$$

$E_{\text{пр}} = 250 \cdot 6408,54 - 250 \cdot 5992,31 = 104057,5 \text{ грн.}$ Економічний ефект від експлуатації нового двигуна визначається за питомими показниками.

Експлуатаційні витрати на одиницю потужності двигуна:

а) базовий двигун:

$$Z_{\text{експ}}^6 = I_6 / N_e = 299480,33 / 52,82 = 12404,22 \text{ грн./кВт}, \quad (8.18)$$

б) проєктований двигун:

$$Z_{\text{експ}}^n = I_n / N_e = 297883,54 / 53,46 = 12293,95 \text{ грн./кВт}, \quad (8.19)$$

Економічний ефект від експлуатації проєктованого двигуна за питомими показниками:

(8.20)

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

$$E_{\text{эсп}} = 12404,22 - 12293,95 = 110,27 \text{ грн./кВт}$$

Таким чином, споживач отримає економію річних витрат 110,27грн. на одиницю потужності, що в перерахунку на планову потужність складе 5844,31 грн. на рік. Такі показники досягається меншими питомими витратами палива і масла, більш низькими витратами на обслуговування, ремонт і більшою потужністю в порівнянні з базовим двигуном. Підвищення ціни обґрунтовується кращими якісними характеристиками двигуна, що за рахунок економічно обґрунтованого збільшення ціни двигуна і передбачуваного збільшення попиту дозволить підприємству виробнику отримати економічний ефект в розмірі 104057,5 грн. Проведені розрахунки підтверджують економічну ефективність проекту.

9 ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

В даному розділі дипломної роботи на тему: «Вплив часу-перетину випускного клапана на техніко-економічні показники двигуна УЗАМ-331» розглянуті небезпечні чинники, які впливають на дослідник під час проведення іспитів. Розглянуті заходи по їх усуненню.

9.1 Аналіз потенційних небезпек

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

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

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

г. Негативний вплив шуму при роботі двигуна.

д. Можливість отруєння випаровуваннями бензину, при заправці двигуна палтвом. Подразнююча дія при потраплянні палива на відкриті ділянки шкіри, невикористання індивідуальних засобів захисту.

е. Підвищенні нервово психологічні навантаження, які пов'язані з високою інтенсивністю праці, що може призвести до психоемоційних перенавантажень або стресів при проведенні іспитів

є. Незадовільні параметри мікроклімату в приміщенні лабораторії ПК.

ж. Незадовільний рівень освітлення приміщення дослідницької лабораторії

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

и. Можливість загорання бензину, або вибухів парів бензину. При необережному поводженні з вогнем.

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

9.2 Заходи забезпечення безпеки

а. Заходи безпеки, при організації робочого місця дослідника ПК

Забезпечення сприятливих умов праці передбачає створення фізіолого-гігієнічного комфорту для виконання науково-дослідних робіт.

Дослідники під час роботи працюють переважно сидячи за столом. Тому дуже важливо, щоб площа та об'єм робочою зони відповідали вимогам ДСТУ 8604:2015 «Дизайн і ергономіка».

Робоче місце для виконання робіт у положенні сидячи. Загальні ергономічні вимоги».

б. Електрообладнання повинно відповідати вимогам НПАОП 40.1-1.21-98 «Правила безопасной эксплуатации электроустановок потребителей» та іншим діючим нормативним актам.

Кабелі для ПК розташовуються в пластикові коробки. Електрообладнання необхідно заземлювати або занулювати у відповідності з ПУЕ - 2013 «Правила улаштування електроустановок».

Електричне блокування - це автоматичні пристрої, за допомогою яких запобігаються небезпечні дії людини.

в. Заходи безпеки, при підготовці двигуна до випробувань.

Для виключення механічних травм, при виконанні монтажних робіт, дослідник зобов'язаний пройти навчання і перевірку знань з питань охорони праці та техніки безпеки згідно НАОП 10.00-4.12-05 «Типове положення про

порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці». Необхідне запобігання нахожденню персоналу у небезпечних зонах та передбачення встановлення захисних пристроїв. При роботі з інструментом необхідне виконання НПАОП 0.00-1.30-01 «Правила безпечної роботи з інструментом та пристроями».

9.3 Заходи по забезпеченню гігієнічної санітарії та гігієни праці

Під час роботи з елементами системи паливоподачі, заповнених бензином під високим тиском, використовують індивідуальні засоби захисту:

- захисні окуляри згідно ДСТУ 7239:2011 «ССБП. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація»;
- захисні фартухи згідно НПАОП 0.00-4.26-96 «Положення про порядок забезпечення працівників спеціальним одягом, спеціальним взуттям та іншими засобами індивідуального захисту».

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

Для попередження отруєнь шкідливими речовинами передбачено устрій місцевої витяжної вентиляція, яка забезпечує вловлювання шкідливих виділень (газів, парів, пилу) безпосередньо в місцях їх виділення, а відтак запобігає їх поширенню в приміщенні. Згідно з ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування»

е. Для ефективної роботи слід забезпечити належні метеоумови на робочому місці. Параметри мікроклімату приміщення встановлюють згідно ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень» в залежності від категорії робіт за важкістю.

Для забезпечення цих параметрів передбачають системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря у відповідності СНиП 2.04.05-91У «Отопление, вентиляция и кондиционирование».

є. Для забезпечення оптимальної працездатності і збереження здоров'я протягом часу роботи з комп'ютером повинні згідно Кодекса законів про Працю України.

ж. Оцінку рівня умов, важкості та напруженості праці за бальною шкалою розглянемо на прикладі оцінки факторів виробничого середовища для дослідника лабораторії обладнаної ПК.

У відповідності до вихідних даних, які заміряли в лабораторії, вносимо їх значення та час дії до стовпчиків 1, 2, 3, таблиці «Результати оцінювання за бальною шкалою».

Відповідно до додатків методичних вказівок [25], за витратами енергії, визначаємо категорію робіт для дослідника лабораторії обладнаної ПК. Умови праці, за витратами енергії, не перевищують 230 Вт та повинні відповідати легким фізичним роботам – категорії 2а.

З додатків [25], відповідно до категорії робіт 2а, розряду зорових робіт А-1 та виявлених показників умов та напруженості праці, визначаємо ГДК (ГДР) виявлених факторів і показників та вносимо їх значення до стовпчика 4, таблиці «Результати оцінювання за бальною шкалою».

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

- для гігієнічної оцінки мікроклімату використовуємо ТНС-індекс, додаток Б [25].

Таблиця 9.1 – Результат оцінювання

Фактор (показник)	Виміряні показники $P_{вим}$	Час дії $год.(хв.)$	ГДК, ГДР, показники, $P_{доп}$	$X_{визн},$ бали	Клас умов праці	$X_i,$ бали
1	2	3	4	5	6	7
Мікроклімат за ТНС-індексом, $t, ^\circ C$	26,5	10	22,0-25,1	3	3.3	3
Освітленість приміщення $E, лк$	430	10	500	—	3.1	1
Розряд і підрозряд зорових робіт, $Зор$	A-1	—	—	—	—	—
Рівень шуму $L, дБА$	108	6	65	—	3.4	3
Загальні енергозатрати організму, Bm	350	8	290	21		
Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук)	61500	8	40000	1,54	4	4
Тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни)	78	8	75	1,04		
Тривалість робочого дня, $год.$	10	10	8	0,23		

Розрахунковий коефіцієнт $X_{визн}$ при оцінка мікроклімату визначаємо в балах, за формулою (9.1):

$$X_{визн} = \frac{1 \cdot t_1 + 2 \cdot t_2 + 3 \cdot t_3 + 4 \cdot t_4}{T} = \frac{3 \cdot 10}{10} = 3 \quad (9.1)$$

для показників важкості та напруженості праці розрахункові коефіцієнти визначаються за основними та допоміжними показниками, що є характерними для конкретного робочого місця, за формулою (9.2):

а.) Загальні енергозатрати організму, $K_{знач} = 1,0$

$$X_{визн} = \frac{P_{вим} \cdot T \cdot K_{знач}}{8 \cdot P_{доп}} = \frac{350 \cdot 8 \cdot 1,0}{8 \cdot 290} = 1,21 \quad (9.2)$$

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

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} \cdot T \cdot K_{\text{знач}}}{8 \cdot P_{\text{доп}}} = \frac{61000 \cdot 8 \cdot 1,0}{8 \cdot 40000} = 1,54;$$

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

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} \cdot T \cdot K_{\text{знач}}}{8 \cdot P_{\text{доп}}} = \frac{78 \cdot 8 \cdot 1,0}{8 \cdot 75} = 1,04;$$

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

$$X_{\text{визн}} = \frac{P_{\text{вим}} \cdot T \cdot K_{\text{знач}}}{8 \cdot P_{\text{доп}}} = \frac{10 \cdot 10 \cdot 0,15}{8 \cdot 8} = 0,23;$$

Визначаємо клас та ступінь шкідливості умов праці для кожного з виявлених факторів і показників та вносимо їх значення до стовпчика 6, таблиці «Результати оцінювання за бальною шкалою»:

- для мікроклімату, відповідно до значення розрахункового коефіцієнта $X_{\text{визн}} = 3$, з таблиці 7.2 [25] – 3 клас, 3 ступінь (3.3);

- при оцінці освітленості робочої зони приміщення, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до $P_{\text{вим}} = 430$ лк, за додатками Г та табл. Г.1 [25] – 3 клас, 1 ступінь (3.1);

- для гігієнічної оцінки рівня шуму, клас та ступінь шкідливості умов праці визначаємо у відповідності до виміряного значення рівня шуму $P_{\text{вим}} = 108$ дБА, за додатками Д та табл. Д.1 [25] – 3 клас, 4 ступінь (3.4);

- клас і ступінь важкості та напруженості праці визначаємо як суму розрахованих балів усіх показників $X_{\text{визн}}$ за формулою (9.3): [25]

$$X_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^n X_i = 1,21 + 1,54 + 1,04 + 0,23 = 4,02 \quad (9.3)$$

Оскільки загальна гігієнічна оцінка умов праці за ступенем шкідливості та небезпечності, з урахуванням комбінованої та сумісної дії виробничих факторів, встановлюється за найбільш високим класом та ступенем шкідливості окремих факторів і показників, тому в результаті досліджень, відповідно до розрахунків, встановлено, що умови праці на робочому місці дослідника лабораторії обладнаної ПК належать до 4 класу, 4 ступеню.

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

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

- при оцінці впливу освітленості, виходимо з того що вона відповідає 3 класу, 3 ступеню умов праці та діє протягом 10 годин, тому коректування не потрібно – $X_{cm} = X_i = 1$;

- для оцінки впливу шуму, виходимо з того, що його рівень відповідає 3 класу, 4 ступеню умов праці та діє протягом 6 годин, тому значення X_i визначаємо за формулою (9.4): [25]

$$X_i = X_{ct} \cdot \frac{T}{8} = 1 \cdot \frac{4 \cdot 6}{8} = 3 \quad (9.4)$$

- для оцінки впливу важкості та напруженості праці, виходимо з того що вони відповідають 3 класу, 4 ступеню умов праці, а час їх дії уже врахований, тому – $X_{cm} = X_i = 4$;

Для визначення конкретного розміру доплати, умови праці оцінюємо по сумі значень X_i , за формулою (9.5): [25]

$$X_{\text{факт}} = \sum_{i=1}^n X_i = 3 + 1 + 3 + 4 = 11 \quad (9.5)$$

Розмір доплати за умовами праці визначаємо в залежності від їх фактичного стану – $X_{\text{факт}} = 11$, на підставі Типового положення «Про оцінку умов праці на робочих місцях і порядок застосування галузевих переліків робіт, на яких можуть установлюватися доплати робітникам за умови праці», з таблиці [25]. Розмір доплати до тарифної ставки (окладу) – 24 %.

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

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

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

- мікрокліматичні умови, за інтегральним показником теплового навантаження середовища - ТНС-індексом - 19,2-21,9°C;

- освітленість приміщення для роботи з дисплеями й відеотерміналами відповідає розряду зорових робіт А-1, нормована загальна освітленість якого, на робочих столах – $E = 500 \text{ лк}$;

- рівень шуму в робочій зоні дослідника – 65 дБА;

- загальні енергозатрати організму, до 232 Вт;

- стереотипні робочі рухи (кількість за зміну), при локальному навантаженні (за участю м'язів кистей та пальців рук), до 40000;

- тривалість зосередження уваги (в % від часу зміни), до 100%;
- тривалість робочого дня 8 год.

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

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

- для забезпечення нормованої освітленості приміщення яка відповідає розряду зорових робіт необхідно провести додаткові розрахунки та визначитися з потужністю ламп, типом ламп та світильників та їх раціональним розміщенням;

- для зниження рівня шуму в робочій зоні дослідника необхідно замість матричних принтерів застосувати лазерні; з метою зниження зовнішнього шуму замінити вікна на пластикові з трикамерним склопакетом;

- для зменшення загальних енергозатрат організму, необхідно скоротити тривалість робочого дня 8 год

- для зменшення напруженості праці від стереотипних рухів за зміну при локальному навантаженні кистей рук та пальців необхідно передбачити перерви, не менш 15 хвилин, кожні 1-2 години;

- для зменшення тривалості зосередження уваги, необхідно скоротити тривалість робочого дня, передбачити додаткові перерви.

4. Якщо, з об'єктивних причин, вищезазначені заходи неможливо виконати, необхідно забезпечити доплати до тарифної ставки (окладу) за особливо шкідливі та особливо важкі умови праці, відповідно до таблиці [25], у розмірі 24%

9.4 Заходи по забезпеченню пожежної безпеки

Для запобігання виникненню пожежі в лабораторії ПК на площу приміщення, яка складає 20 м², необхідно 1 вогнегасник ВПП-5.

Комплекс протипожежних заходів для приміщення дослідницької лабораторії, обладнаного ПК з ВДТ розроблений відповідно до вимог НАПБ А.01.001-2014 «Правила пожежної безпеки в Україні».

9.5 Заходи з безпеки у надзвичайних ситуаціях

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

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

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

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

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

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

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

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

9.6 Висновки до розділу Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях

В даному розділі розглянуто аналіз потенційних небезпек при проведенні іспитів двигуна УЗАМ-331 та при випробуваннях дослідниками в лабораторії ПК. Виконано розрахунок рівня умов праці, важкості та напруженості праці при роботі на ПК.

ВИСНОВКИ

Метою даної роботи визначено поліпшення техніко-економічних характеристик обраного бензинового 4-х тактного двигуна (УЗАМ-331), шляхом оцінки впливу часу перетину випускного клапана на ефективність очищення циліндрів від відпрацьованих газів.

Для досягнення мети, вирішено ряд завдань:

- проведено аналіз особливостей конструкції та робочих процесів у механізмі газорозподілу ДВЗ;
- виконано вибір методики проведення експерименту по визначенню оптимізації параметрів;
- розраховано параметри робочого процесу і показників двигуна (УЗАМ-331);
- визначено величини часу-перетину випускного клапана потужність та питому ефективну витрату палива за умови зменшення ступен стиснення;
- складено кошторис витрат на проведення науково-дослідної роботи – 101142,86 грн.;
- розраховано економічний ефект від застосування модернізованого двигуна у розмірі 20919,36 грн на рік експлуатації у перерахунку на планову потужність двигуна;
- проведено аналіз небезпек при проведенні досліджень, розглянуто методи та засоби їх усунення; розроблено заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці, заходи з пожежної безпеки, заходи по забезпеченню безпеки в умовах надзвичайної ситуації.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

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

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

16. Методичні вказівки до виконання розділу "Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях" у дипломних проектах (роботах) студентів спеціальностей 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання», 7(8).05050305 «Колесні та гусеничні транспортні засоби», 7(8).070101101 «Транспортні системи», 7(8).070101102 «Організація вантажо- та пасажиро-перевезень на автомобільному транспорті», 7(8).070101104 «Регулювання дорожнього руху» усіх форм навчання. Укл.: М.І. Лазуткін – Запоріжжя: ЗНТУ, 2014. – 26 с.

17. Робочий день дослідника й організація його робочого місця. // [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://helpiks.org/1-15766.html>

18. Рациональний режим дослідника і організація робочого місця. // [Електронний ресурс]. – 2017. – Режим доступу: http://studopedia.com.ua/1_13261_ratsionalniy-trudoviy-rezhim-doslidnika-i-organizatsiya-robochogo-mistsya.html

19. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок повітрообміну у виробничих приміщеннях при загально обмінній вентиляції» з дисципліни «Охорона праці в галузі» для студентів всіх форм навчання / Укл. А.С. Лавренко, О.Л. Скуйбіда, А.Є. Островська – Запоріжжя: ЗНТУ, 2014. – 14 с.

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

21. Робочий день дослідника й організація його робочого місця. // [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://helpiks.org/1-15766.html>

22. Рациональний режим дослідника і організація робочого місця. // [Електронний ресурс]. – 2017. – Режим доступу: http://studopedia.com.ua/1_13261_ratsionalniy-trudoviy-rezhim-doslidnika-i-organizatsiya-robochogo-mistsya.html

23. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок повітрообміну у виробничих приміщеннях при загально обмінній вентиляції» з дисципліни «Охорона праці в галузі» для студентів всіх форм навчання / Укл. А.С. Лавренко, О.Л. Скуйбіда, А.Є. Островська – Запоріжжя: ЗНТУ, 2014. – 14 с.

24. Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу. [На заміну ГН 3.3.5-8.6.6.1-2002 ; чинний від 2014-05-30]. К. : МОЗ України, 2014. 37 с. URL: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/z0472-14>. (Державні санітарні норми та правила)

25. Стеблюк М. І. Цивільна оборона та цивільний захист : навчальний посібник для вузів. К. : Знання, 2013. 487 с.

26. Кодекс цивільного захисту України [Електронний ресурс] – Чинний від 2012-11-21. : станом на 01.01.2019 р. – К. : ВР України, 2012. – Режим доступу: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/5403-17>. – (Закон України)

27. Про захист людини від впливу іонізуючих випромінювань [Електронний ресурс] – Чинний від 1998-01-14. : станом на 29.09.2013 р. – К. : ВР України, 1998. – Режим доступу: <http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/15/98-вр>. – (Закон України)

28. Лазуткін М. І., Журавель М. О. Дослідження шкідливих та небезпечних факторів виробничого середовища, важкості і напруженості праці : методичні вказівки до лабораторного заняття з дисципліни «Цивільний захист і охорона праці в галузі» : для студентів усіх спеціальностей та усіх форми навчання : Запоріжжя: ЗНТУ. Каф. ОП і НС,

29. Положення про єдину державну систему цивільного захисту [Електронний ресурс] : – Чинний від 2014-01-31. – К. : Кабінет Міністрів України, 2014. – URL: <http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/11-2014-п>. – (Положення)

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	163300	401,1	0,002049	0,001445
190	165100	403,6	0,002049	0,001437
200	169500	407,6	0,002049	0,001414
210	176700	413,5	0,002049	0,001376
220	187300	421,5	0,002049	0,001323
230	202200	431,7	0,002049	0,001256
240	222800	444,7	0,002049	0,001173
250	251400	460,9	0,002049	0,001078
260	291200	481,3	0,002049	0,0009719
270	347800	506,7	0,002049	0,0008568
280	430100	538,5	0,002049	0,0007362
290	554100	578,6	0,002049	0,0006141
300	748300	629,7	0,002049	0,0004948
310	1067000	695,2	0,002049	0,0003831
320	1616000	779,8	0,002049	0,0002838
330	2596000	887,7	0,002049	0,0002011
340	4297000	1016	0,002049	0,0001391
350	6641000	1136	0,002049	0,0001006
360	9884000	1464	0,00206	0,00008756
370	10400000	1754	0,002079	0,0001006
380	8237000	1904	0,002097	0,0001391
390	5795000	1924	0,00211	0,0002011
400	3992000	1863	0,002119	0,0002838
410	2800000	1760	0,002124	0,0003831
420	2029000	1645	0,002127	0,0004948
430	1527000	1535	0,002128	0,0006141
440	1194000	1440	0,002128	0,0007362
450	969100	1359	0,002128	0,0008568
460	812100	1292	0,002128	0,0009719
470	701400	1238	0,002128	0,001078
480	621800	1195	0,002128	0,001173
490	564000	1159	0,002128	0,001256
500	522000	1131	0,002128	0,001323
510	491800	1108	0,002128	0,001376
520	471000	1091	0,002128	0,001414
530	457900	1077	0,002128	0,001437
540	451600	1068	0,002128	0,001445

Таблиця А.2 – Протокол результатів динамічного розрахунку

φ°	P,H	N,H	S,H	K,H	T,H	Mi, Н•м
0	-13800	0	-13800	-13800	0	0
20	-12400	-1140	-12500	-11300	-5320	-319
40	-8620	-1500	-8750	-5640	-6690	-401
60	-3500	-832	-3600	-1030	-3450	-207
80	1590	432	1640	-150	1640	98,2
100	5570	1520	5770	-2460	5220	313
120	7960	1890	8190	-5620	5950	357
140	8950	1560	9090	-7860	4560	274
160	9130	837	9170	-8860	2340	140
180	9110	0	9110	-9110	0	0
200	9200	-844	9240	-8930	-2350	-141
220	9220	-1610	9360	-8100	-4700	-282
240	8640	-2050	8880	-6100	-6450	-387
260	7020	-1910	7270	-3100	-6580	-395
280	4600	-1250	4770	-436	-4750	-285
300	3120	-741	3200	917	-3070	-184
320	7820	-1360	7940	5110	-6070	-364
340	34300	-3150	34500	31200	-14700	-882
360	96100	0	96100	96100	0	0
380	78900	7230	79200	71700	33800	2030
400	34700	6040	35200	22700	26900	1620
420	17600	4180	18100	5180	17300	1040
440	13200	3610	13700	-1260	13700	820
460	12900	3520	13400	-5710	12100	726
480	13200	3130	13500	-9280	9830	590
500	13000	2270	13200	-11400	6630	398
520	12600	1160	12700	-12200	3230	194
540	12400	0	12400	-12400	0	0
560	7730	-709	7760	-7510	-1980	-119
580	7550	-1320	7670	-6630	-3850	-231
600	6560	-1560	6750	-4630	-4900	-294
620	4170	-1140	4320	-1840	-3910	-234
640	186	-50,7	193	-17,6	-192	-11,5
660	-4900	1170	-5040	-1440	4830	290
680	-10000	1740	-10200	-6550	7770	466
700	-13800	1270	-13900	-12600	5920	355
720	-15200	0	-15200	-15200	0	0
					(Mi)cp=	139,2

Таблиця А.3 – Протокол розрахунку набігаючих моментів

φ°	$M_1, H \cdot m$	$M_2,$	$M_3,$	$M_4, H \cdot m$	$M_{кр},$	$M_{крср}, H \cdot m$
0	0	773	-351	0	-142	
20	-319	667	-219	-119	140	
40	-401	498	-221	-231	407	
60	-207	295	-620	-294	450	
80	98,2	95,6	-787	-234	196	
100	313	-59,2	1350	-11,5	-177	
120	357	-177	1960	290	-398	
140	274	-273	1280	466	-332	
160	140	-284	898	355	-54,1	
180	0	-142	773	0	226	
200	-141	140	667	-319	356	
220	-282	407	498	-401	326	
240	-387	450	295	-207	209	
260	-395	196	95,6	98,2	70	
280	-285	-177	-59,2	313	-70,1	
300	-184	-398	-177	357	-213	
320	-364	-332	-273	274	-343	
340	-882	-54,1	-284	140	-407	
360	0	226	-142	0	-351	1114
380	2030	356	140	-141	-219	
400	1620	326	407	-282	-221	
420	1040	209	450	-387	-620	
440	820	70	196	-395	-787	
460	726	-70,1	-177	-285	1350	
480	590	-213	-398	-184	1960	
500	398	-343	-332	-364	1280	
520	194	-407	-54,1	-882	898	
540	0	-351	226	0	773	
560	-119	-219	356	2030	667	
580	-231	-221	326	1620	498	
600	-294	-620	209	1040	295	
620	-234	-787	70	820	95,6	
640	-11,5	1350	-70,1	726	-59,2	
660	290	1960	-213	590	-177	
680	466	1280	-343	398	-273	
700	355	898	-407	194	-284	
720	0	773	-351	0	-142	

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	773	-351	0	-142	0	0	
20	-319	667	-219	-119	140	2030	-141	
40	-401	498	-221	-231	407	1620	-282	
60	-207	295	-620	-294	450	1040	-387	
80	98,2	95,6	-787	-234	196	820	-395	
100	313	-59,2	1350	-11,5	-177	726	-285	
120	357	-177	1960	290	-398	590	-184	
140	274	-273	1280	466	-332	398	-364	
160	140	-284	898	355	-54,1	194	-882	
180	0	-142	773	0	226	0	0	
200	-141	140	667	-319	356	-119	2030	
220	-282	407	498	-401	326	-231	1620	
240	-387	450	295	-207	209	-294	1040	
260	-395	196	95,6	98,2	70	-234	820	
280	-285	-177	-59,2	313	-70,1	-11,5	726	
300	-184	-398	-177	357	-213	290	590	
320	-364	-332	-273	274	-343	466	398	
340	-882	-54,1	-284	140	-407	355	194	
360	0	226	-142	0	-351	0	0	1114
380	2030	356	140	-141	-219	-319	-119	
400	1620	326	407	-282	-221	-401	-231	
420	1040	209	450	-387	-620	-207	-294	
440	820	70	196	-395	-787	98,2	-234	
460	726	-70,1	-177	-285	1350	313	-11,5	
480	590	-213	-398	-184	1960	357	290	
500	398	-343	-332	-364	1280	274	466	
520	194	-407	-54,1	-882	898	140	355	
540	0	-351	226	0	773	0	0	
560	-119	-219	356	2030	667	-141	-319	
580	-231	-221	326	1620	498	-282	-401	
600	-294	-620	209	1040	295	-387	-207	
620	-234	-787	70	820	95,6	-395	98,2	
640	-11,5	1350	-70,1	726	-59,2	-285	313	
660	290	1960	-213	590	-177	-184	357	
680	466	1280	-343	398	-273	-364	274	
700	355	898	-407	194	-284	-882	140	
720	0	773	-351	0	-142	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	$M_7,$ Н•м	$M_8,$ Н•м	$M_{кр},$ Н•м	$M_{крср},$ Н•м
0	0	773	-351	0	-142	0	0	0	506	
20	-319	667	-219	-119	140	2030	-141	0	2390	
40	-401	498	-221	-231	407	1620	-282	0	1710	
60	-207	295	-620	-294	450	1040	-387	0	486	
80	98,2	95,6	-787	-234	196	820	-395	0	-136	
100	313	-59,2	1350	-11,5	-177	726	-285	0	1780	
120	357	-177	1960	290	-398	590	-184	0	2220	
140	274	-273	1280	466	-332	398	-364	0	1110	
160	140	-284	898	355	-54,1	194	-882	0	-40,7	
180	0	-142	773	0	226	0	0	0	506	
200	-141	140	667	-319	356	-119	2030	0	2390	
220	-282	407	498	-401	326	-231	1620	0	1710	
240	-387	450	295	-207	209	-294	1040	0	486	
260	-395	196	95,6	98,2	70	-234	820	0	-136	
280	-285	-177	-59,2	313	-70,1	-11,5	726	0	1780	
300	-184	-398	-177	357	-213	290	590	0	2220	
320	-364	-332	-273	274	-343	466	398	0	1110	
340	-882	-54,1	-284	140	-407	355	194	0	-40,7	
360	0	226	-142	0	-351	0	0	0	506	1114
380	2030	356	140	-141	-219	-319	-119	0	2390	
400	1620	326	407	-282	-221	-401	-231	0	1710	
420	1040	209	450	-387	-620	-207	-294	0	486	
440	820	70	196	-395	-787	98,2	-234	0	-136	
460	726	-70,1	-177	-285	1350	313	-11,5	0	1780	
480	590	-213	-398	-184	1960	357	290	0	2220	
500	398	-343	-332	-364	1280	274	466	0	1110	
520	194	-407	-54,1	-882	898	140	355	0	-40,7	
540	0	-351	226	0	773	0	0	0	506	
560	-119	-219	356	2030	667	-141	-319	0	2390	
580	-231	-221	326	1620	498	-282	-401	0	1710	
600	-294	-620	209	1040	295	-387	-207	0	486	
620	-234	-787	70	820	95,6	-395	98,2	0	-136	
640	-11,5	1350	-70,1	726	-59,2	-285	313	0	1780	
660	290	1960	-213	590	-177	-184	357	0	2220	
680	466	1280	-343	398	-273	-364	274	0	1110	
700	355	898	-407	194	-284	-882	140	0	-40,7	
720	0	773	-351	0	-142	0	0	0	506	

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	К _{кп2} , Н	Т ₂ ' , Н		К _{рк2} ' , Н	Т _{к3} , Н	К _{к3} , Н	К _{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	16700	6440	5130	8230	450	6440	-11600	3510	-22200	22500	270	-2920	-10600		
20	2660	15500	8210	1820	8410	470	5550	-13600	3730	-23300	23600	290	-1820	-9650		
40	3340	12600	7490	-2460	7880	490	4150	-15100	2310	-23900	24100	310	-1840	-8840		
60	1720	10300	4180	-5470	6880	510	2460	-15800	-2710	-18900	19100	330	-5160	-3140		
80	-818	9900	-21,9	-6100	6100	530	796	-16000	-5760	3370	6670	350	-6560	19400		
100	-2610	11100	-3100	-2600	4050	550	-494	-13700	10700	26500	28600	370	11200	40200		
120	-2980	12600	-4450	-783	4520	570	-1480	-13400	14800	-2110	15000	390	16300	11300		
140	-2280	13800	-4550	1040	4670	590	-2270	-12700	8390	-16800	18800	410	10700	-4110		
160	-1170	14300	-3540	2800	4510	610	-2370	-11500	5110	-20600	21200	430	7480	-9110		
180	0	14400	-1180	4230	4390	630	-1180	-10200	5260	-21800	22400	450	6440	-11600		
200	1180	14300	2350	4360	4950	650	1170	-9940	6730	-23600	24500	470	5550	-13600		
220	2350	13900	5740	2230	6160	670	3390	-11600	7540	-26700	27800	490	4150	-15100		
240	3230	12900	6980	-1810	7210	690	3750	-14700	6210	-30500	31100	510	2460	-15800		
260	3290	11400	4920	-5710	7540	710	1630	-17100	2430	-33100	33200	530	796	-16000		
280	2380	10000	899	-6360	6420	10	-1480	-16400	-1970	-30100	30100	550	-494	-13700		
300	1530	9370	-1780	-4760	5080	30	-3320	-14100	-4790	-27500	28000	570	-1480	-13400		
320	3030	7270	271	-4040	4050	50	-2760	-11300	-5040	-24000	24500	590	-2270	-12700		
340	7350	-5760	6900	-15600	17100	70	-451	-9870	-2820	-21300	21500	610	-2370	-11500		
360	0	-38200	1880	-48600	48600	90	1880	-10300	700	-20500	20500	630	-1180	-10200		
380	-16900	-26000	-13900	-37900	40300	110	2960	-11900	4130	-21800	22200	650	1170	-9940		
400	-13500	-1520	-10700	-14800	18300	130	2720	-13300	6110	-24900	25700	670	3390	-11600		
420	-8660	7240	-6920	-6830	9730	150	1740	-14100	5490	-28800	29300	690	3750	-14700		
440	-6840	10500	-6250	-3900	7370	170	583	-14400	2210	-31400	31500	710	1630	-17100		

Продовження табл.А.4														
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
460	-6050	12700	-6630	-1680	6840	190	-584	-14400	-2060	-30800	30800	10	-1480	-16400
480	-4910	14500	-6690	323	6690	210	-1770	-14100	-5090	-28300	28700	30	-3320	-14100
500	-3310	15500	-6170	2080	6510	230	-2860	-13500	-5620	-24800	25400	50	-2760	-11300
520	-1610	15900	-5000	3790	6280	250	-3390	-12200	-3840	-22000	22400	70	-451	-9870
540	0	16000	-2920	5370	6120	270	-2920	-10600	-1040	-21000	21000	90	1880	-10300
560	989	13600	-834	3930	4020	290	-1820	-9650	1140	-21500	21500	110	2960	-11900
580	1920	13100	84,5	4300	4300	310	-1840	-8840	878	-22100	22100	130	2720	-13300
600	2450	12100	-2710	9000	9400	330	-5160	-3140	-3420	-17200	17500	150	1740	-14100
620	1950	10700	-4600	30100	30500	350	-6560	19400	-5970	5020	7810	170	583	-14400
640	96	9840	11300	50000	51300	370	11200	40200	10600	25800	27900	190	-584	-14400
660	-2410	10500	13900	21900	25900	390	16300	11300	14500	-2830	14800	210	-1770	-14100
680	-3890	13100	6770	8990	11300	410	10700	-4110	7800	-17600	19200	230	-2860	-13500
700	-2960	16100	4520	6990	8330	430	7480	-9110	4090	-21300	21700	250	-3390	-12200
720	0	16700	6440	5130	8230	450	6440	-11600	3510	-22200	22500	270	-2920	-10600