

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

(повне найменування закладу вищої освіти)

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

(назва факультету)

Автомобілів

(повна назва кафедри)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломної роботи

Магістр

(освітній ступінь)

на тему: *Проект ділянки ремонтного цеху для діагностики та обслуговування
малогабаритних дизельних двигунів ЗДТ-32 з дослідженням удосконаленої системи
змащення двигуна*

Виконав: студент (ка) VI курсу, групи МАм-62

спеціальності

274 «Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

Саланський Н.О.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

Клендій В.М.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

Левкович М.Г.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України
 Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
 (повне найменування закладу вищої освіти)

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій

Кафедра Автомобілів

Освітній ступінь Магістр

Напрямок підготовки _____

(шифр і назва)

Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри д.т.н., доц., О.Л. Ляшук

«07» жовтня 2019 р.

**ЗАВДАННЯ
 НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Саланському Назару Олексійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Проект ділянки ремонтного цеху для діагностики та обслуговування малогабаритних дизельних двигунів ЗДТ-32 з дослідженням удосконаленої системи змащення двигуна.

Керівник проекту (роботи) Клендій Володимир Миколайович к.т.н.

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

Затверджені наказом по університету від «07» жовтня 2019 року № 4/7 – 886

2. Термін подання студентом роботи: _____

3. Вихідні дані до роботи: Технічна характеристика дизельного двигуна ЗДТ-32.

Перелік несправностей. Дані для дослідження.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

Загально-технічний розділ. Технологічний розділ. Конструкторський розділ. Спеціальний розділ. Науково-дослідний розділ. Проектний розділ. Обґрунтування економічної ефективності. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. Екологія.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

Загальний вигляд двигуна (поздовжній переріз) – 2 А1; Загальний вигляд двигуна (поперечний переріз) – 1 А1; Вал колінчастий – 2 А1; Масляний насос – 1 А1; Результати досліджень – 1 А1; Вдосконалення системи змащення – 1 А1; Генеральний план та ділянка ремонтного цеху для ремонту та обслуговування двигунів – 1 А1; Техніко економічне обґрунтування проекту – 1 А1;

РЕФЕРАТ

Магістерська робота присвячена технічному обслуговуванню та ремонту малогабаритних дизельних двигунів ЗДТ-32. Основною метою магістерської роботи є вдосконалення системи мащення двигуна.

Перший розділ магістерської роботи присвячений аналізу конструкції малогабаритних двигунів, а також проаналізовано різні системи двигуна подано характеристику виробничої діяльності підприємства та основні напрями подальшого удосконалення системи технічного обслуговування і ремонту.

В другому розділі дипломного проекту проведено вибір та обґрунтування прототипу проектуемого двигуна, розраховано число циліндрів і масу двигуна, діаметр циліндра та довжина ходу поршня, довжину шатуна, середню швидкість поршня та число обертів колінчатого вала, ступінь стиску, коефіцієнт надлишку повітря та максимальний тиск циклу.

У результаті розрахунку робочого процесу отримані наступні параметри: ефективна потужність $N_e=32,07$ кВт, ефективний ККД 36,6 %, питома ефективна витрата палива $g_e=232,9$ г/(кВт·год). Були обґрунтовані конструктивні та режимні параметри двигуна. Виконані розрахунки робочих процесів, динамічний розрахунок і розрахунок на міцність деталей кривошипно-шатунного механізму, запропоновані методи покращення системи змащення двигуна. Розглянуто питання використання сучасних інформаційних технологій для вирішення конкретних завдань наукових досліджень. Проведено економічне обґрунтування виробництва двигуна.

Питання охорони праці, безпеки життєдіяльності і охорони навколишнього середовища розглянуті у відповідних розділах..

Після виконаних розрахунків проводився аналіз результатів і на основі отриманих результатів зроблені висновки.

ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП	7
1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ	8
1.1 Конструкція двигуна	8
1.2 Системи двигуна	12
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ	20
2.1. Вибір та обґрунтування прототипу проектуемого двигуна.....	20
2.2 Число циліндрів і маса двигуна.....	21
2.3 Діаметр циліндра та довжина ходу поршня.....	21
2.4 Довжина шатуна.....	22
2.5 Середня швидкість поршня та кількість обертів колінчатого вала.....	23
2.6 Ступінь стиску.....	26
2.7 Коефіцієнт надлишку повітря.....	24
2.8 Максимальний тиск циклу.....	28
3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	26
3.1 Вихідні данні.....	26
3.2. Розрахунок робочого процесу двигуна	27
3.3 Скруглення індикаторної діаграми.....	38
4 СПЕЦІАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	41
4.1 Тенденції розвитку комп'ютерних систем	41
4.2 Огляд сучасних програмних продуктів для можливого проектування технологічного забезпечення процесу ремонту деталей двигуна.....	47
5 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	51
5.1 Динамічні розрахунки роботи ДВЗ.....	51
5.2. Підвищення ефективності системи змащення.....	70
5.3. Висновки.....	77
6 ПРОЕКТНА ЧАСТИНА	78
6.1 Уточнення програми виробництва, розрахунок трудомісткості виготовлення виробів, визначення річної потреби в технологічному	78

обладнанні, складання зведеного переліку обладнання	
6.2 Визначення розмірів основних і допоміжних площ цеху.....	81
6.3 Вибір типу й основних будівельних параметрів будівлі, розроблення компонувального плану цеху та плану розміщення обладнання і робочих місць.....	83
7. ОБГРУНТУВАННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ	85
7.1 Характеристика спроектованого двигуна.....	85
7.2 Розрахунок собівартості й ціни спроектованого двигуна.....	86
7.3 Побудова графіка досягнення беззбитковості виробництва.....	88
7.4 Розрахунок економічного ефекту від виробництва й використання нового двигуна.....	90
8. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	98
8.1 Загальні питання охорони праці	98
8.2 Виробнича санітарія.....	98
8.3 Шум і вібрація	100
8.4 Системи й види освітлення робочого місця фрезерувальника.....	101
8.5 Наявність огорож рухомих та оброблюваних деталей.....	102
8.6 Електробезпека.....	102
8.7 Пожежна безпека.....	104
9 ЕКОЛОГІЯ.....	105
9.1 Актуальність охорони навколишнього середовища.....	105
9.2 Забруднення довкілля, що виникає внаслідок ремонту дизельних двигунів	106
9.3 Заходи зі зменшення забруднення довкілля.....	107
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	110
БІБЛІОГРАФІЯ	111
ДОДАТКИ.....	114

ВСТУП

Проблема економії паливних ресурсів набула величезне значення практично для всіх індустріально розвинених країн, у тому числі й для України. У нашій країні вона знаходить директивне відображення в розробленій національній програмі: «Розвиток двигунобудування в Україні», у якій передбачений комплекс заходів по розробці нових типів дизелів з високими питомими показниками для автомобілів й автобусів. Одним з головних споживачів нафтового палива є автомобільний транспорт, тому підвищення економічності й зниження викидів шкідливих речовин до нормативів Євро-5 є на сьогоднішній день актуальним завданням.

Двигуни внутрішнього згоряння отримали широке розповсюдження у світі. Їхня частка у світі в виробництві енергії за різними оцінками становить від 60 до 80%. Таким чином, дослідження, спрямовані на вдосконалювання двигунів внутрішнього згоряння, є актуальними.

Особливе місце в розвитку двигунобудування займають дизельні двигуни. Дизелі використовують як силові установки на сільськогосподарських машинах, вантажних автомобілях, легкових автомобілях, тепловозному й судновому транспорті.

У даній магістерській роботі поставлене завдання: спроектувати дільницю ремонтного цеху для діагностики та обслуговування малогабаритних двигунів, розробити конструкцію дизеля потужністю 32 кВт на базі дизеля ЗДТ, розробити заходи по поліпшенню системи змащення двигуна.

Для досягнення необхідних результатів необхідно вирішити такі задачі: крім обов'язкових розділів проекту виконати розрахунки робочого процесу, динаміки, міцності деталей кривошипно-шатунного механізму. Запропонувати перспективну в порівнянні з двигуном-прототипом систему змащення.

1. ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

Двигун ЗЧН 8,8/8,2 – чотирьохтактний, трьохциліндровий дизель з рядним розташуванням циліндрів, рідинного охолодження, з роздільною камерою згоряння – вихровою. При роботі без наддуву двигуни з розділеними вихровими камерами згоряння мають витрату палива вище через відносно великі теплові втрати, але завдяки кращому використанню повітря дають на 10...15 % більшу потужність на границі димлення, ніж двигун з безпосереднім впорскуванням палива. Вихрові камери забезпечують найкращий робочий процес при м'якій роботі дизеля і малому тиску впорскування палива, хоча й при деякому погіршенні економічності, дозволяють виконати строгі вимоги до рівня зовнішнього шуму і чистоті вихлопу, які є важливими параметрами для малогабаритної техніки.

Дизель складається з блока-картера, головки циліндрів, кривошипно-шатунного механізму, механізму газорозподілу, збірних одиниць, систем постачання палива, постачання повітря, охолодження, випуску відпрацьованих газів.

1.1 Конструкція двигуна

1.1.1 Блок-картер і головка циліндрів

Блок-картер є корпусною деталлю двигуна. В ньому знаходяться деталі кривошипно-шатунного і газорозподільного механізмів. Він являє собою чавунну відливку верхня частина якої є блоком циліндрів, а нижня – верхньою частиною картеру колінчастого валу. В верхній частині блок-картера виконані вертикальні розточки в яких буде встановлено гільзи циліндрів. Порожнина між стінками блок-картера і гільзами слугує для циркуляції охолоджуючої рідини. До зовнішніх бокових поверхонь блок-картера кріпляться вузли і агрегати систем живлення, мащення і охолодження. До передньої частини кріпиться картер і кришка картера розподільчих шестерень.

Блок відлитий з алюмінієвого сплаву АК-5М ДСТУ 1583-89 за одне ціле з верхнім картером колінчатого валу й картером ланцюгової передачі. Блок двигуна являє собою коробчато-поверхову конструкцію, на внутрішніх поверхнях якої виконані ребра для підвищення твердості. Верхня й нижня плити блоку мають товщину 20 мм й є встановочними для гільз «мокрого типу» відлитих зі спеціального високоміцного чавуну.

Кришки корінних підшипників виготовлені з алюмінієвого сплаву АК-4.

Головку циліндрів відливають із алюмінієвого сплаву АК-5М ГОСТ 1583-89, термообробляють для забезпечення стабільності геометричної форми й розмірів.

Головка кріпиться до блоку за допомогою анкерних шпильок, рівномірним моментом затягування – 108 Н·м.

На головці встановлений газорозподільний механізм із верхнім розташуванням кулачкового валу, впускний і випускний колектори, заспокоювач і натяжник ланцюга.

Кулачковий вал працює безпосередньо зі штовхачем клапанів через підп'ятник, за допомогою якого здійснюється регулювання зазору в механізмі.

Зазор кулачок-штовхач $0,2+0,05$ мм.

Для клапанів застосовується сталь 40Х10С2М (ЕІ-107). Висока твердість і жароміцність сталі забезпечує необхідну працездатність фаски клапана, що підтверджено тривалими стендовими випробуваннями на дизелі. На кожен клапан встановлено по дві пружини зі сталі 51хфа-Б-п-хн-2,0/2,5 ДСТУ 14963-78.

Сідло клапанів виготовляється зі сталі ХН70 МВТЮБ (ЕІ-598) ДСТУ 5632-72. Для запобігання проникнення мастила через зазор між напрямною втулкою й клапаном, на напрямні втулки встановлені масловідображуючі ковпачки.

Для охолодження форсунок і клапанів в головці циліндрів роблять водопідводні канали. Для рівномірного зносу сідел клапанів

використовується механізм обертання клапанів, що складається з тарілки, втулки та сухариків.

1.1.2 Кривошипно-шатунний механізм

У кривошипно-шатунний механізм входять: поршень, шатун і колінчастий вал з маховиком.

Поршень сприймає тиск газів при згорянні палива в циліндрі двигуна й передає це зусилля через поршневий палець і шатун колінчастому валу.

Поршень виготовлений з висококремнистого алюмінієвого сплаву методом лиття з кристалізацією під тиском. У головці поршня залитий кільцетримач зі сталі 401Т8ЮЗФ з метою зниження зношування перемичок між ущільнювальними кільцями. У кільцетримачі розташовані ущільнювальні кільця, виконані з високоміцного чавуну.

З метою зниження зношування ущільнювальних кілець на робочу поверхню, що стикається із циліндром, нанесені хромовольфрамове зносостійке покриття й природне мідь-дисульфід молібденове покриття.

Зовнішня робоча поверхня поршня має овально-бочкоподібну форму. З метою збільшення маслоємкості на робочій поверхні виконана вібронакатка, а для поліпшення припрацьовуваності вона покривається шаром олова товщиною 0,002...0,004 мм.

На робочій поверхні під кільцетримачем виконана канавка для складеного маслоз'ємного кільця, що складається із самого кільця, виконаного з легованого чавуну, і сталевого розширника.

Для скидання зайвого мастила в картер у канавці під маслоз'ємне кільце виконані наскрізні свердління.

Поршневий палець виготовлений зі сталі 18Х2Н1МА, робоча поверхня якого цементована. У бобишки поршня палець встановлюється з натягом 0,001...0,024 мм. Для фіксації пальця в осьовому напрямку є два стопорних кільця.

Шатунна група забезпечує шарнірний зв'язок прямолінійно рухаючогося поршня, з обертовим колінчастим валом. Вона включає шатун, кришку нижньої головки шатуна, шатунні вкладиші, втулку верхньої головки шатуна і болтів кріплення кришки до шатуна.

Основними елементами шатуна є верхня (поршнева) головка, нижня (шатунна) головка й зв'язує їх стрижень. Шатун і кришка ковани, виготовлені зі сталі 40Х. Стрижень шатуна двотаврового перерізу.

У отвір поршневої головки шатуна встановлена з натягом 0,03...0,06 мм втулка, виготовлена з бронзи Браж 9-4. Остаточне розточення внутрішнього діаметра втулки виробляється в шатуні. У верхній частині поршневої головки шатуна є 2 отвори 5мм, які служать для підведення мастила до підшипника ковзання, утвореного поршневим пальцем і втулкою.

Кривошипна головка шатуна рознімна. Кришка кривошипної головки шатуна кріпиться до шатуна двома болтами. Для центрування кришки щодо шатуна болти мають призону частину, що забезпечує зазор між болтом й отвором під болт у кривошипній головці шатуна 0,022...0,060мм. Затягування болта здійснюється гайкою. Гайки від самовідкручування конtringуть шайбами і конtringайками.

У кривошипній головці шатуна встановлюються два тонкостінних вкладиші, виготовлених зі сталеалюмінієвої стрічки. Вкладиші взаємозамінні. Від провертання й для осьової фіксації на вкладишах виштамповуються виступи, що входять у відповідні пази в шатуні й кришці.

Колінчастий вал двигуна відливається зі спеціального чавуну. Колінчастий вал має 4 корінних й 3 шатунні шийки, тобто є повноопорним. Діаметр корінних шийок – 58мм, шатунних – 50мм. Всі щоки колінчатого валу мають противаги.

Для підведення мастила від корінних шийок до шатунних є свердління. До кожної шатунної шийки підходить по два свердління.

Маховик відливається з чавуну СЧ 30. Балансується динамічно. На торці маховика встановлюються два штифти і є 6 різьбових отворів для

кріплення муфти зчеплення. На зовнішню поверхню маховика напресований зубчастий вінець, який служить для передачі крутного моменту від електростартера, при запуску двигуна.

1.1.3 Механізм газорозподілу

Механізм газорозподілу забезпечує впуск в циліндри свіжого повітря і випуск продуктів згоряння палива.

Механізм газорозподілу має підвісну систему клапанів і складається з розподільчого валу, шестерень розподілу, впускних і випускних клапанів і деталей приводу.

Розподільчий вал сталевий. Опорні шийки валу виконані різних діаметрів, найбільший діаметр має передня шийка. В задній шийці просвердлений канал для підводу мастила до клапанного механізму. Розподільчий вал приводиться в дію від колінчастого валу.

Впускні і випускні клапани виготовлені з жаростійкої сталі. Направляючі втулки клапанів – металокерамічні. Клапан закривається під дією двох пружин: зовнішньої та внутрішньої. Клапанні пружини кріпляться на стержні клапана за допомогою тарілки, втулки і сухарів. Клапани оснащені пристроєм примусового прокручування.

Для забезпечення прокручування кінчатого валу від руки при регулюванні зазорів в клапанах і кута випередження впорскування палива, а також для полегшення запуску дизеля в холодну пору року на дизелі встановлюють механізм декомпресії. Механізм має два положення: «Вкл» і «Викл».

1.2 Системи двигуна

1.2.1 Система охолодження

Система охолодження рідинна, закритого типу із примусовою циркуляцією охолодної рідини (ОР). Основними елементами системи

охолодження є: водяний насос, термостат, порожнини охолодження блоку циліндрів і головки і трубопроводи.

При запуску й роботі двигуна ОР водяним насосом подається в порожнини охолодження блоку. Обмиваючи циліндри й нагріваючись, ОР піднімається по порожнині охолодження головки. Після виходу з головки в патрубках можливий один з наступних шляхів руху ОР, що залежить від її температурного стану й відповідного йому положення клапанів термостата (запасного й основного):

1. При температурі ОР до $351...355\text{ K}$ ($78...82^{\circ}\text{ C}$) – з патрубка через відкритий запасний клапан термостата і трубопровід, ОР надходить у водяний насос. Така циркуляція ОР відповідає режиму роботи холодного двигуна й сприяє прискоренню його прогріву.

2. При температурі ОР в інтервалі $355...367\text{ K}$ ($82...94^{\circ}\text{ C}$) – виходячи з патрубка ОР розділяється на два потоки. Один потік повністю повторює шлях, що відповідає режиму роботи холодного двигуна, інший проходить через радіатор, де ОР охолоджується й через відкритий основний клапан термостата і трубопровід надходить у водяний насос. Така циркуляція ОР відповідає режиму роботи неповністю прогрітого двигуна. При такому режимі обидва клапани термостата відкриті.

3. Температура ОР досягла 367 K (94° C) – запасний клапан термостата повністю закритий, а основний відкритий, при цьому вся ОР з патрубка проходить через радіатор і подається через термостат і водяний насос. Це режим роботи повністю прогрітого двигуна.

В картері двигуна відбувається змішування ОР (масла) систем охолодження і змащення і вирівнювання температур перед потраплянням в системи.

Термостат служить для прискорення прогріву двигуна після запуску й для автоматичної підтримки найвигіднішого теплового режиму двигуна.

Термостат складається з термосилового елемента з поршнем й основним клапаном, пружини основного клапана, запасного клапана з

дефлектором, пружини запасного клапана, тримача термостата, гайки, фланця термостата, що направляє термосиловий елемент, обійми запасного клапана .

Термосиловий елемент установлюється в напрямні термосилового елемента й тримачі термостата, які скріплюються із фланцем термостата .

Фланець термостата з одягненим на нього ущільнювальним кільцем і кришка встановлюються в корпус і завальцьовуються.

1.2.2 Система змащення

Система змащення двигуна призначена для зниження тертя між сполученими деталями двигуна. Крім виконання основної функції система змащення забезпечує:

- охолодження деталей двигуна;
- видалення продуктів нагару та зносу;
- захист деталей двигуна від корозії.

У сучасних двигунах застосовується комбінована система змащення, в якій частина деталей змащується під тиском, а інша частина – розбризкуванням. Змащення двигуна здійснюється циклічно. При роботі двигуна масляний насос закачує масло в систему. Під тиском масло подається в масляний фільтр, де очищається від механічних домішок. Потім по каналах масло надходить до корінних і шатунних шийок (підшипників) колінчастого валу, опор розподільного валу, верхній опорі шатуна для змащення поршневого пальця. На робочу поверхню циліндра масло подається через отвори в нижній опорі шатуна. Інші частини двигуна змащуються розбризкуванням. Масло, яке витікає через зазори в з'єднаннях, розбризкується рухомими частинами кривошипно-шатунного і газорозподільного механізмів. При цьому утворюється масляний туман, який осідає на інші деталі двигуна і змащує їх. Під дією сил тяжіння масло стікає в піддон і цикл мастила повторюється.

Піддон картера двигуна призначений для зберігання масла. Рівень масла в піддоні контролюється за допомогою щупа, а також за допомогою датчика рівня і температури масла.

Масляний насос призначений для закачування масла в систему. Масляний насос може приводитися в дію від колінчастого вала двигуна, розподільного вала або додаткового приводного валу. Найбільше застосування на двигунах знайшли масляні насоси шестерневого типу.

Масляний фільтр служить для очищення масла від продуктів зносу і нагару. Очищення масла відбувається за допомогою фільтруючого елемента, який замінюється разом із заміною масла.

Для охолодження моторного масла використовується **масляний радіатор**. Охолодження масла в радіаторі здійснюється потоком рідини з системи охолодження.

Тиск масла в системі контролюється спеціальним датчиком, встановленим в масляній магістралі. Електричний сигнал від датчика надходить до контрольної лампи на приладовій панелі. Датчик тиску масла може бути включений в систему управління двигуном, яка при небезпечному зниженні тиску масла відключає двигун.

Для підтримки постійного робочого тиску в системі встановлюється один або кілька редуційних (перепускних) клапанів. Клапани встановлюються безпосередньо в елементах системи: масляному насосі, масляному фільтрі.

1.2.3 Паливна система

Паливна система призначена для подачі палива в циліндр двигуна в певні моменти часу й у кількостях необхідних для його роботи на різних режимах.

Паливна система складається з фільтра тонкого очищення палива, ручного паливопідкачуючого насоса, паливопідкачуючі насоси коловратного типу, трубопроводу високого тиску, форсунки, паливного насоса високого

тиску, об'єднаного в одному корпусі з елементами регулятора: важеля керування пружини, рейки, редуційного клапана, механізму зміни кута випередження упорскування (кутоміра), коректори подачі палива.

Паливний насос високого тиску, елементи регулятора й паливopідкачуючий насос об'єднані в окремий агрегат, що забезпечує простоту установки системи на виріб.

Після пуску двигуна паливо з паливного бака, що є приналежністю виробу, через фільтр тонкого очищення надходить у впускну порожнину паливopідкачуючого насоса.

Режим роботи двигуна задається зміною сили затягування пружини за допомогою важеля керування. При перевищенні обертів заданого режиму тиск палива в порожнині зростає й рейка, переборюючи затягування пружини переміщається убік зменшення подачі. При зниженні обертів двигуна від номіналу до режиму $M_{кр\ max}$ і постійне положення важеля керування подачею тиск палива в порожнині падає й рейка рухається убік збільшення подачі на величину ходу коректори.

Начало роботи кутоміра по обертах визначається попереднім затягуванням його пружини й у діапазоні обертів від початку дії кутоміра до номінальних рейка займає граничне кутове положення, що відповідає рівноважному стану сили від тиску палива в порожнині і сили затягування пружини кутоміра, що відповідає певному куту випередження упорскування палива. З порожнини паливо надходить у надплунжерний простір і при нагнітаючому ході плунжера по трубопроводу через форсунку подається в циліндр двигуна.

Паливний насос високого тиску складається з корпуса, з розташованими в ньому елементами регулятора, штовхача в зборі, пружини, кулачкового вала, клапана нагнітального, гільзи, плунжера, золотника, штуцера й натискної гайки. Гільза кріпиться до корпуса за допомогою скоби. Золотник пов'язаний з регулятором за допомогою рейки.

Відмітною здатністю насоса паливного нагнітача є те, що золотник має кутове й осьове переміщення, а плунжер зафіксований від кутового переміщення в пазу гільзи.

При обертанні кулачкового вала плунжер робить зворотно-поступальний рух. У положенні штовхача на потилиці кулачка паливо з порожнини через радіальний й осьовий канали в плунжері заповнює надплунжерний простір. При набіганні кулачка на ролик штовхача, плунжер переміщається нагору. У момент перекриття радіального отвору в плунжері золотником паливо стискується в надплунжерному просторі й через клапан подається до форсунки.

При збігу спіральної канавки на плунжері з отвором у золотнику відбувається відсічення палива, упорскування припиняється, клапан займає вихідне положення й від'єднує трубопровід високого тиску від порожнини. Надалі цикл повторюється. Сили інерції виникаючі при зворотно-поступальному русі деталей компенсуються пружиною.

Зміна циклової подачі палива насоса відбувається за рахунок повороту золотника, а зміна кута випередження упорскування за рахунок його осьового переміщення за допомогою рейки.

Форсунка повинна забезпечувати дрібне розпилення палива, чітке відсічення й інтенсивне упорскування в камеру згоряння в широкому діапазоні зміни швидкісних і навантажувальних режимів.

Для проектованого двигуна застосована форсунка закритого типу з гідромеханічним приводом голки.

Характерні геометричні параметри:

- настановний діаметр..... $D_{уст} = 19$ мм;
- діаметр носка розпилювача..... $d_{носки} = 6,8$ мм;
- установна довжина..... $L_{уст} = 38$ мм.

Найбільше поширення одержали форсунки з $D_{уст} = 22...25$ мм й $d_{носки} = 9$ мм.

Для поліпшення ущільнення контактуючі поверхні голки й сідла розпилювача виконані конічними. Пружина через тарілку пружини, опирається на хвостовик голки, притискає голку до сідла розпилювача. Регулювання зусилля пружини здійснюється за допомогою регулювальної шайби.

За інших рівних умов довговічність замикаючого конуса розпилювача, основні параметри процесу паливоподачі визначаються зусиллям запирання, масою рухливих деталей і ходом голки.

Обрано розпилювач із голкою $d = 3,5$ мм, що дозволило одержати менше зусилля запирання, меншу масу рухливих деталей у порівнянні з існуючими форсунками.

На двигуні форсунка встановлюється в адаптер. Спосіб кріплення форсунки – натискною гайкою, що із застосовуваних у цей час забезпечує найкраще центрування й найменші мікродеформації корпусних деталей форсунки. Прийнято конусне ущільнення газового стику (без мідної прокладки), що добре зарекомендувало себе на виробках 5ТДФ й 6ТДФ.

Паливо підводить до корпуса форсунки через запобіжний фільтр щілинного типу, що затримує частки розміром більше 40...50 мкм, і далі по каналі надходить у розточення розпилювача.

Тиск палива діє на диференціальну площадку голки й характерним діаметром, по якому голка притискається до сідла розпилювача, перевищує зусилля попереднього затягування пружини, голка відривається від сідла. Наприкінці упорскування при зниженні тиску палива голка під дією зусилля пружини сідає на сідло, усуваючи можливість прориву газів і підтікання палива. Для зменшення обсягу палива, що випливає, з простору, воно обрано мінімальним і становить – $0,9 \text{ мм}^3$.

Відвід палива, просоченого по зазорі «розпилювач-голка» здійснюється між упорскуваннями через зворотний кульковий клапан, підгорнутий пружиною і по каналі у порожнину розпилювача, що значно спрощує

паливну систему. А при прийнятно-здавальних випробуваннях на ручних установках відвід цього палива виробляється через заглушку.

Паливний фільтр тонкого очищення призначений для очищення палива від механічних домішок.

У корпус фільтра, що складає з корпусу і кришки поміщені паперовий фільтроелемент тонкого очищення. Кришка й корпус ущільнені між собою гумовим кільцем і стягнуті стяжними болтом. У верхній частині стяжного болта встановлений тренажний гвинт. У нижній частині корпусу встановлений штуцер із гвинтом для зливу відстою. Фільтроелемент тонкого очищення ЭФГ-15 запозичений з виробів автотракторної промисловості й виконаний у вигляді багатопроменевої зірки з паперу БТ-ЗТУ81-04-478-80, до торців якої приклеєні металеві денця й ущільнені гумовими втулками.

Паливопідкачуючий насос коловратного типу призначений для створення тиску палива у впускній порожнині паливного насоса, у порожнині рейки регулятора й кутоміра, що коректується в лінійну залежність від обертів за допомогою редукційного клапана.

Паливопідкачуючий насос складається з корпусу, ротора, статора, лопаток, пальця, підп'ятника нижнього, підп'ятника верхнього, двох манжет, штуцера підведення палива, штуцера відводу палива, гайки, редукційного клапана.

При обертанні ротора, у результаті його ексцентричного розташування щодо статора, утворюються порожнина впуску і порожнина нагнітання, обмежені з торців підп'ятниками, а в радіальному напрямку статором і лопатками, що притискають до статора відцентровою силою. Манжета перешкоджає перетіканню палива в масляну порожнину паливного насоса, а манжета – перетіканню мастила у впускну порожнину. Між манжетами виконаний дренажний контрольний отвір.

При зупинці двигуна палець утримує лопатки у певному положенні.

Паливопідкачуючий насос кріпитися фланцем до паливного насоса й приводиться від кулачкового вала.

2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вибір та обґрунтування прототипу проектуємого двигуна

Згідно з завданням необхідна потужність 32 кВт, як прототип можна розглянути двигун внутрішнього згорання ЗДТ. Коротко розглянемо запропоновану конструкцію.

ЗДТ – автотракторна модифікація чотиритактного трьохциліндрового дизеля розмірністю 8,8/8,2, який випускається заводом ім. Малишева. Двигун у базовому варіанті має номінальну потужність 20 кВт при обертанні колінвалу з частотою 3000 хв^{-1} і має резерви, які дозволяють одержати задану потужність.

За прототип вибираємо ДВЗ – 3 Д Т з наступних причин: мотор виготовляється в Україні, що полегшує процедуру отримання дозволів на виробництво двигуна, а також комплектуючих до нього; такий двигун виготовлений в Україні має меншу собівартість оскільки він не проходить процедури розмитнювання.

При виборі двигуна внутрішнього згорання враховуються його конструктивні особливості які впливають на робочі умови та організацію виробництва. Реалії сучасної ринкової економіки дозволяють організувати виробництво таких складних механізмів, як двигун внутрішнього згорання тільки при умові достатньо налагоджених верстатних комплексів та застосуванням сучасних технологій. Враховуючи те, що найважливіші конструктивні параметри такі, як діаметр, довжина кількість та розташування циліндрів проєктованого ДВЗ уніфіковані з відомим прототипом, то для виготовлення цього двигуна можна застосувати існуючу технологію, а також обладнання, яке застосовується на даний час.

2.2 Число циліндрів і маса двигуна

Вибір числа циліндрів і їхнє розташування залежать від потужноснодинамічних і конструктивних факторів. Вибір кількості циліндрів і середнь-ефективного тиску при певній потужності ДВЗ взаємозалежні:

$$z = \frac{0,12 \cdot N_e}{V_h \cdot n \cdot P_e}, \quad (2.1)$$

де N_e – ефективна потужність двигуна, $N_e = 32$ кВт;

P_e – середній ефективний тиск в двигуні, $P_e = 0,7549$ МПа;

V_h – робочій об'єм гільзи (циліндра), м^3 ;

n – частота обертання колінчатого вала ДВЗ, $n = 3400$ хв⁻¹.

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S, \quad (2.2)$$

де D – діаметр гільзи (циліндра), $D = 0,088$ м;

S – довжина ходу поршня, $S = 0,082$ м.

$$V_h = \frac{\pi \cdot 0,088^2}{4} \cdot 0,082 = 0,499 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (2.3)$$

Число циліндрів:

$$z = \frac{0,12 \cdot 32}{0,499 \cdot 10^{-3} \cdot 3400 \cdot 0,7549} = 2,998.$$

Приймаємо число циліндрів $z = 3$.

По обраному числу циліндрів й уточненому значенню середнього ефективного тиску, оцінюємо масу проектованого двигуна. Одним з ефективних засобів зниження маси й зменшення габаритних розмірів є застосування газотурбінного наддуву й підвищення частоти обертання колінчатого вала.

2.3 Діаметр циліндра та довжина ходу поршня

Розміри циліндрів є основними конструктивними параметрами двигунів. довжина ходу поршня зазвичай характеризується величиною S/D . Залежно від цього відношення розрізняють двигуни короткохідні ($S/D < 1$ і

довгохідні $(S/D) < 1$. Зменшення S/D при сталому об'ємі призводить до збільшення діаметра циліндра, що в підсумку, дозволяє збільшити площу прохідного перетину клапанів, зменшити усереднений тиск насосних втрат. При зберіганні середньої швидкості поршня та ефективного тиску будуть збільшуватись кількість обертів колінчатого вала, а пропорційно їм потужність двигуна, що дає змогу суттєво зменшити вагу двигуна та зробити його в більшій степені компактним. Разом з тим зниження величини S/D призводить до збільшення тиску газів на поршень, а також відносному збільшенню зазору надпоршневого, що негативно впливає на процеси сумішоутворення та згоряння. З урахуванням вище приведенного, довжину ходу поршня та його діаметр необхідно приймати з ряду уніфікованих деталей, які виготовляються у промисловості, аналогічно ДВЗ – який взято за прототип.

Приймаємо довжину ходу поршня $S = 0,082$ м, діаметр циліндра $D = 0,088$ м.

2.4 Довжина шатуна

Довжину шатуна визначають за допустимим значенням питомих тисків на тронк поршня від нормальної сили, тобто є відношенням радіусу кривошипа до довжини шатуна $R/L = \lambda$. Встановлено, що із зміною даного відношення λ за рахунок зміни довжини шатуна відбувається зменшення нормальних та інерційних сил, а значить зростає термін експлуатації двигуна. Але при цьому габарити ДВЗ збільшуються і відповідно маса конструкції. Для переважної більшості чотиритактних ДВЗ відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна приймають у межах $\frac{1}{3,2} \div \frac{1}{3,6}$. Отже, з врахуванням вище наведено, приймаємо конструктивний параметр, $\lambda = 0,3$. Тоді, довжина шатуна буде становити $L = 137$ мм.

2.5 Середня швидкість поршня та кількість обертів колінчатого вала

Одним з найважливіших показників ДВЗ є кількість обертів колінчатого вала. Ця величина характеризує його динамічні якості. При збільшенні кількості обертів колінчатого вала зменшується металоємність, габарити ДВЗ та в результаті, витрати на виготовлення, та зростає індикаторний КПД у зв'язку із зменшенням неповноти згоряння та зменшенням втрат теплоти в охолоджуюче середовище. Так само із збільшенням кількості обертів покращується розпилування палива, позитивно змінюється сполучення швидкості подачі палива та рухи заряду, що позитивно впливає на горіння, але при цьому зменшується надійність і довговічність ДВЗ. Тому, враховуючи призначення силової установки, необхідного терміну служби до ремонту, зумовленого частотою обертання колінчатого вала на номінальному режимі, що становить для проектного двигуна обмежуємо швидкохідність дизеля $n = 3400 \text{ хв}^{-1}$.

Швидкість руху поршня є функцією швидкохідності дизельного двигуна. Сучасний етап двигунобудування рухається по шляху зростання швидкості обертання, а отже, зростання так званої середньої швидкості поршня. Але необхідно зауважити, що швидкість поршня збільшується набагато повільніше, чим кількість обертів колінчастого вала дизельного ДВЗ, так із збільшенням кількості обертів колінчастого вала необхідно зменшувати величину S/D . Із зростанням швидкості поршня збільшуються механічні втрати, зростає теплова напруженість дизельного двигуна, зменшується строк служби ДВЗ. Враховуючи вище наведені залежності можна зробити висновок, що зростання середньої швидкості поршня тісно пов'язано з вирішенням проблеми довговічності та надійності деталей, застосуванням більшої кількості виготовлених матеріалів в двигунобудуванні та покращенням якості застосовуваних мастил.

Середню швидкість поршнів для проектного двигуна можна визначити із залежності:

$$C_m = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{0,088 \cdot 3400}{30} = 9,293 \text{ м/с.} \quad (2.4)$$

2.6 Ступінь стиску

Величина ступеня стиску є однією з найважливіших характеристик двигуна. Ступінь стиску в дизелях установлюється головним чином з умови надійності запуску. Автотракторні дизелі повинні запускатися без використання допоміжних засобів (передпускової підготовки й ін.) і при від’ємних температурах навколишнього середовища. У цілому для дизелів підвищення ступеня стиску не можна розглядати як засіб поліпшення індикаторних показників. Це пов’язане з тим, що її збільшення не дає помітного підвищення тепловикористання, тому що незначний приріст термічного ККД, але одночасно зростають втрати теплоти в холодне середовище й збільшується частка повітря, укладеного в “мертвих зонах камери згоряння”.

При діаметрі циліндра $D=0,088$ м ступінь стиску змінюється в межах 15...19,5. Вибираємо ступінь стиску, $\varepsilon = 19$.

2.7 Коефіцієнт надлишку повітря

При зменшенні коефіцієнту надлишку повітря α до деякої межі зростає відношення індикаторного ККД до коефіцієнту надлишку повітря, а отже і питома потужність. Зменшення коефіцієнтів надлишку повітря α дає змогу знизити пропускні шийки впускних і випускних клапанів, параметри циліндра, турбіни, а також компресора, тобто позитивно позначаються на вагових та габаритних показниках дизеля. Поряд з роботою із більш меншим коефіцієнтом надлишку повітря збільшується максимальна та середня температура циклу та величина температури випускних газів, що призводить до збільшення теплонапруженості головних деталей поршневих елементів та газової турбіни. Також, при зменшенні величини α збільшуються вимоги до організації сумішоутворення та згоряння.

Збільшення коефіцієнту надлишку повітря вище граничнодопустимої межі також викликає зменшення індикаторного ККД, що пов'язано з погіршенням розпилювання невеликих порцій палива.

Найкращі двигуни працюють на номінальних режимах без перегріву та димлення при $\alpha = 1,3 \div 2,1$. Враховуючи це, для двигуна, що розраховуємо, коефіцієнт приймаємо $\alpha = 1,52$.

2.8 Максимальний тиск циклу

У дизельних двигунах з високим над дувом обмежують максимальний тиск, що на сучасних дизельних двигунах становить $P_z = 8 \div 16$ МПа. Більш вищі показники P_z можливі при застосуванні високоякісних матеріалів та технологій виготовлення підшипників, елементів ЦПГ, колінчастого вала. Але, разом із цим зростають витрати на виготовлення ДВЗ, зростають вагові та габаритні параметри двигуна. Тому, з врахуванням можливості виготовлення двигунів без значного збільшення витрат, з одного боку, і поліпшення техніко-економічних та екологічних показників проєктованого дизельного двигуна, з іншої, вибираємо $P_z = 9,5$ МПа.

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

Розрахунок робочого процесу виконується з метою визначення вихідних параметрів робочого процесу двигуна, при яких забезпечується його задана потужність. Результатом розрахунку є побудова індикаторної діаграми, що є вихідною для наступних розрахунків двигуна яка представлена на рисунку 3.1. Крім того, у результаті розрахунку одержуємо вихідні дані для оцінки якості перетворення теплоти палива в корисну роботу, а також вихідні дані для проектування систем двигуна.

Розрахунок робочого процесу був виконаний за допомогою ЕОМ. Також даний розділ був виконаний за допомогою методичних вказівок [3], та навчального посібника [4].

3.1 Вихідні данні

Вихідні данні для розрахунку робочого процесу представлені в таблиці

Таблиця 3.1 – Вихідні данні для розрахунку робочого процесу

Найменування, позначення, одиниці виміру		Значення
1		2
Необхідна потужність двигуна N_e , кВт		32
Кількість обертів колінчатого вала дизеля n , хв ⁻¹		3400
Тактність двигуна i		4
Діаметр циліндра D , м		0,088
Хід поршня S , м		0,082
Геометричний ступінь стиску ε		19
Коефіцієнт надлишку повітря α		1,52
Коефіцієнт витоку продувного повітря ν		0
Діаметр горловини	впускні клапана d_r , м	0,034
	випускні клапана d_r , м	0,032
Діаметр штока $d_{шт}$, м		0,008
Число циліндрів дизеля Z		3
Довжина шатуна L , м		0,137
Максимальний тиск циклу P_{ξ} , МПа		9,5
Відносні втрати теплоти в стінки W_{ξ}		0,12
Відносні втрати теплоти у випускному колекторі $W_{Вкм}$		0,015

Температура відпрацьованих газів у першому наближенні T_T , К	820
Показник адиабати для відпрацьованих газів k_T	1,221
Тиск навколишнього середовища p_0 , МПа	0,101
Температура навколишнього середовища T_0 , К	293
Коефіцієнт для визначення теплоємності повітря a_a	19,8
Коефіцієнт для визначення теплоємності повітря b_a	$419 \cdot 10^{-5}$
Газова постійна для повітря R , кДж/(кг·К)	288,3
Показник адиабати для повітря k	1,37
Втрати тиску в повітроохолоджувачі Δp_x , МПа	0
Втрати тиску в повітряному фільтрі Δp_f , МПа	0,0015
Підігрів заряду від стінок циліндра ΔT_T , К	9,8
Температура повітря перед клапанами T_S , К	335
Нижча теплота згоряння палива Q_H , кДж/кг	42319
Теплоємність палива C_p , кДж/(кг·К)	2,095
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми μ	0,96
Ефективний коефіцієнт корисної дії η_e	0,38
Коефіцієнт наповнення $\eta_{v,e}$	0,9

Також приймаємо, що відносний зміст кисню в повітрі $O_2 = 0,209$, азоту – $N_2 = 0,791$, а водяні пари в повітрі відсутні, – $H_2O = 0$; відносний зміст вуглецю в паливі $C = 0,86$, водню – $H = 0,13$, кисню – $O = 0,01$.

Приймаємо фази газорозподілу. Впускні клапана: відкриття – 12° до ВМТ; закриття – 32° після НМТ. Випускні клапана: відкриття – 64° до ВМТ; закриття – 12° після НМТ.

Об'єм циліндра, m^3 ,

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4}$$

Об'єм камери стиснення, m^3 ,

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}$$

Переміщення поршня,

$$\sigma = (1 - \cos \alpha) + \lambda \cdot (1 - \cos(2 \cdot \alpha)),$$

де λ – кінематичний коефіцієнт,

$$\lambda = \frac{R}{L}.$$

Значення об'єму циліндра поточне, м²,

$$V = V_h \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{\sigma}{2} \right).$$

Теоретичнонеобхідна кількість повітря для спалювання одного кілограма палива, кмоль/кг,

$$M_O = \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \cdot \frac{1}{O_2}.$$

Вміст вуглекислого газу в продуктах згоряння, кмоль/кг,

$$CO_2'' = \frac{C}{12}.$$

Вміст водяних парів в продуктах згоряння, кмоль/кг,

$$H_2O'' = \frac{H}{2} + H_2O.$$

Вміст азоту в продуктах згоряння, кмоль/кг,

$$N_2'' = \alpha \cdot M_0 \cdot N_2.$$

Вміст кисню в продуктах згоряння, кмоль/кг,

$$O_2'' = \alpha \cdot M_0 \cdot O_2 - M_0 \cdot O_2.$$

Кількість продуктів згоряння, кмоль/кг,

$$M'' = CO_2'' + H_2O'' + O_2'' + N_2''.$$

Коефіцієнти для визначення теплоємності продуктів згоряння,

$$a_\gamma = 19,86 + \frac{1,634}{\alpha};$$

$$b_\gamma = \left(427,3 + \frac{184,3}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5}.$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни,

$$\beta_0 = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32}}{\alpha \cdot M_0}.$$

Необхідний середній ефективний тиск дизеля, МПа,

$$p_e = \frac{30 \cdot i \cdot N_e}{V_h \cdot n \cdot Z}.$$

Тиск газів перед клапанами ДВЗ, МПа,

$$p_s = \frac{\alpha \cdot M_0}{Q_H} \cdot 8,314 \cdot \frac{p_e}{\eta_e} \cdot \frac{T_s}{\eta_{vs}}.$$

Протитиск на випуску, МПа,

$$p_T = p_{от} \cdot \left(\frac{1}{1 - \frac{T_0}{\beta_0 \cdot T_T} \cdot \frac{k_S \cdot (k_T - 1)}{k_T \cdot (k_S - 1)} \cdot \left(\pi_H \frac{k_S - 1}{k_S} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_T}} \right)^{\frac{k_T}{k_T - 1}}.$$

3.2.2 Розрахунок наповнення

Умовний середній тиск у циліндрі ДВЗ при наповненні, МПа,

$$p_{Cp.} = 0,96 \cdot p_S. \quad (3.1)$$

Тиск в кінці наповнення, МПа,

$$p_a = \frac{p_S + p_{Cp.}}{2}.$$

Підігрів суміші за рахунок перетворення кінетичної енергії в теплоту при гальмуванні та стиску, К,

$$\Delta T_K = T_S \cdot \left(\left(\frac{p_a}{p_{Cp.}} \right)^{\frac{k_S - 1}{k_S}} - 1 \right).$$

Тиск залишкових газів в циліндрі, МПа,

$$p_{Oст.} = p_T \cdot \left(1 + a \cdot \frac{n \cdot S}{T_{Oст.}} \right).$$

Підігрів суміші при наповненні, К,

$$\Delta T = \Delta T_H - \Delta T_X + \Delta T_K + \Delta T_T = T_S - T_0 + \Delta T_K + \Delta T_T,$$

де ΔT_H – підігрів суміші в нагнітачі, $\Delta T_H = T_K - T_0$, К,

ΔT_X – охолодження суміші в холодильнику наддувочного повітря,

$\Delta T_X = T_K - T_S$, К,

T_K – температура повітря після нагнітача, К.

Коефіцієнт наповнення,

$$\eta_V = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \left(\varepsilon - x \cdot m \sqrt{\frac{p_{\text{Ост.}}}{p_a}} \right).$$

Потенційний заряд циліндра, кмоль/цикл,

$$M_h = \frac{p_0 \cdot V_h}{8314 \cdot T_0}.$$

Функція прохідних перетинів клапанів,

$$a_S = \frac{30 \cdot p_S \cdot \mu_{S.M.} \cdot f_{S.M.} \cdot \sqrt{2 \cdot R}}{8314 \cdot n \cdot \sqrt{T_S}}.$$

Функція витрати для ділянки наповнення,

$$y_S = \frac{\eta_V \cdot M_h}{a_S}. \quad (3.2)$$

З іншого боку, функція витрати для ділянки наповнення також залежить від середнього тиску в циліндрі, $p_{\text{Ср.}}$:

$$y_S = \left(\frac{p_{\text{Ср.}}}{p_S} \right) \cdot \frac{1}{k_S} \sqrt{\frac{k_S}{k_S - 1} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_{\text{Ср.}}}{p_S} \right)^{\frac{k_S - 1}{k_S}} \right)}. \quad (3.3)$$

Значення $p_{\text{Ср.}}$, отримане по формулі (3.1) підставляють у формулу (3.3) для функції витрати. Після цього порівнюють значення y , отримані по формулах (3.2) і (3.3). Розбіжність повинна становити не більше 5%. В іншому випадку, всі розрахунки по пункті 3.2.2 необхідно повторити з новим $p_{\text{Ср.}}$.

Коефіцієнт, що враховує кількість залишкових газів,

$$\gamma = \frac{x \cdot p_{\text{Ост.}} \cdot T_0}{\eta_V \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_0 \cdot T_{\text{Ост.}}}.$$

Кількість нової суміші, кмоль/цикл,

$$M_{\text{См.}} = \eta_V \cdot M_h.$$

Кількість робочої суміші в циліндрі ДВЗ в кінці наповнення, кмоль/цикл,

$$M_a = M_{\text{См.}} \cdot (1 + \gamma).$$

Повний об'єм циліндра, м³,

$$V_a = V_c + V_h.$$

Температура робочого тіла в циліндрі ДВЗ в кінці наповнення, К,

$$T_a = \frac{p_a \cdot V_a}{8314 \cdot M_a}.$$

3.2.3 Розрахунок параметрів робочої суміші в кінці процесу стиску

Заданою показником адіабати стиску $k_{Сж.}$. Тоді середня температура робочої суміші в кінці стиску можна записати за формулою, К,

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{k_{Сж.}-1}.$$

Теплоємність робочої суміші на ділянці стиску, кДж/(кмоль К),

$$\mu C_v = a_{Сж.} + b_{Сж.} \cdot \frac{T_c + T_a}{2},$$

де $a_{Сж.}$ і $b_{Сж.}$ – коефіцієнти,

$$a_{Сж.} = \frac{a_\alpha + \gamma \cdot a_\gamma}{1 + \gamma};$$

$$b_{Сж.} = \frac{b_\alpha + \gamma \cdot b_\gamma}{1 + \gamma}.$$

Середній показник адіабати буде рівний,

$$k_{Сж.} = 1 + \frac{8,314}{\mu C_v}. \quad (3.4)$$

Прийнятий показник адіабати $k_{Сж.}$ повинен відрізнятися від розрахункового не більше, ніж на 5%. В іншому випадку варто повторити всі розрахунки по пункті 3.2.3 з новим значенням $k_{Сж.}$.

Тиск робочого тіла наприкінці стиску, МПа,

$$p_c = \frac{8314 \cdot M_c \cdot T_c}{V_c},$$

де $M_c = M_a$ – маса робочого тіла в циліндрі, кмоль/цикл.

Поточне значення тиску в циліндрі на ділянці стиску, МПа,

$$p = p_a \cdot \left(\frac{V_a}{V} \right)^{k_{Сж.}}.$$

3.2.4 Розрахунок параметрів робочого тіла в кінці «видимого» згоряння

Визначасмо повний коефіцієнт молекулярної зміни,

$$\beta = 1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma}.$$

Тоді, ступінь підвищення тиску при згорянні буде рівний,

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c}.$$

Розраховуємо молярну середню теплоємність робочого тіла на ділянці згоряння, кДж/(кмоль·К),

$$\mu C_{\text{вмс}} = a_{\text{Сж}} + \frac{b_{\text{Сж}}}{2} \cdot T_c.$$

Визначимо питому ентальпію робочого тіла наприкінці «видимого» згоряння за залежністю,

$$i_z = \frac{1}{\beta} \cdot \left(\frac{\zeta \cdot Q_H}{\alpha \cdot M_0 \cdot (1 + \gamma)} + \mu C_{\text{вмс}} \cdot T_c + 8,314 \cdot \lambda \cdot T_c + C_p \cdot T_0 \right).$$

Розраховуємо температуру суміші наприкінці «видимого» згоряння, К,

$$T_z = \frac{-(a_\gamma + 8,314) + \sqrt{(a_\gamma + 8,314)^2 + 2 \cdot b_\gamma \cdot i_z}}{b_\gamma}.$$

Обчислити кількість робочої суміші наприкінці «видимого» згоряння, можна за залежністю,

$$M_z = \beta \cdot M_c.$$

Визначаємо об'єм робочої суміші в кінці «видимого» згоряння за формулою,

$$V_z = \frac{8314 \cdot M_z \cdot T_z}{p_z}.$$

Визначити попередній ступінь розширення робочого тіла необхідно за наступною залежністю,

$$\rho = \frac{V_z}{V_c}.$$

3.2.5 Розрахунок параметрів робочого тіла в кінці процесу розширення

Обчислюємо ступінь наступного розширення робочої суміші,

$$\delta_e = \frac{V_e}{V_z},$$

де V_e – об'єм циліндра під час відкриття випускних клапанів.

Знаходимо молярну середню теплоємність робочої суміші вкінці «видимого» згоряння, кДж/(кмоль·К),

$$\mu C_{\text{vmz}} = a_{\gamma} + \frac{b_{\gamma}}{2} \cdot T_z.$$

Розраховуємо константу за формулою,

$$b_z = \frac{Q_H \cdot (1 - \zeta - W_e)}{\beta \cdot \alpha \cdot M_0 \cdot (1 + \gamma)} + \mu C_{\text{vmz}} \cdot T_z.$$

Задамося показником політропи розширення n_p і визначимо дійсну температуру робочої суміші до відкриття випускних клапанів,

$$T_e = \frac{T_z}{\delta_e^{n_p - 1}}.$$

Визначимо молярну середню теплоємність робочої суміші під час відкриття випускних клапанів, за формулою

$$\mu C_{\text{vme}} = a_{\gamma} + \frac{b_{\gamma}}{2} \cdot T_e.$$

Розрахуємо питому внутрішню енергію під час відкриття випускних клапанів за залежністю,

$$U_e = \mu C_{\text{vme}} \cdot T_e.$$

Визначимо середнє значення показника політропи розширення за відповідною формулою,

$$n_p = \frac{8,314 \cdot (T_z - T_e)}{b_z - U_e}. \quad (3.5)$$

Якщо в результаті прийнятого раніше значення n_p відрізнятиметься від значення, отриманого за залежністю (3.5) більше, ніж на 5%, всі обчислення необхідно повторити з новим значенням показника політропи.

Визначаємо тиск газів в циліндрі під час відкриття випускних клапанів,

$$p_e = \frac{8314 \cdot M_e \cdot T_e}{V_e},$$

де $M_e = M_z$ – кількість робочої суміші в циліндрі під час відкриття випускних клапанів.

Визначимо поточне значення тиску в циліндрі на ділянці розширення, за формулою

$$p = \frac{p_z}{\left(\frac{V}{V_z}\right)^{n_p}}.$$

3.2.6 Розрахунок індикаторних показників ДВЗ

Визначаємо повний ступінь кожного наступного розширення за залежністю:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}.$$

Обчислюємо середній індикаторний тиск за формулою,

$$p_i = \frac{\mu \cdot p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left(\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_p - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}} \right) - \frac{1}{n_{\text{Сж.}} - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_{\text{Сж.}} - 1}} \right) \right),$$

Визначимо індикаторну роботу,

$$L_i = p_i \cdot V_h.$$

Визначимо індикаторну потужність,

$$N_i = L_i \cdot \frac{2 \cdot n}{i} \cdot \frac{1}{60} \cdot Z.$$

Розрахуємо індикаторний ККД,

$$\eta_i = 8,314 \cdot \frac{\alpha \cdot M_0}{Q_H} \cdot \frac{T_0}{p_0} \cdot \frac{p_i}{\eta_V}.$$

Визначаємо питому індикаторну витрату палива за формулою

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \cdot \eta_i}.$$

Обчислимо середній тиск насосних переміщень,

$$p_{\text{НХ}} = p_{\text{Ср}} - p_{\text{Ост}}.$$

Визначимо роботу насосних вертикальних переміщень,

$$L_{\text{НХ}} = p_{\text{НХ}} \cdot V_h.$$

Розраховуємо потужність насосних вертикальних переміщень,

$$N_{\text{НХ}} = L_{\text{НХ}} \cdot \frac{2 \cdot n}{i} \cdot \frac{1}{60} \cdot Z.$$

Тоді частка насосних вертикальних переміщень становитиме,

$$\Delta_{\text{НХ}} = \frac{p_{\text{НХ}}}{p_i} \cdot \eta_i.$$

3.2.7 Ефективні показники двигуна

Визначаємо середню швидкість поршня за формулою,

$$C_M = \frac{S \cdot n}{30}.$$

Тоді значення середнього тиску, еквівалентного роботі на подолання опору у в деталях ДВЗ,

$$p_{\text{МД}} = a_{\text{МД}} + b_{\text{МД}} \cdot C_M.$$

Визначимо роботу на подолання опору в механізмах ДВЗ,

$$L_{\text{МД}} = p_{\text{МД}} \cdot V_h.$$

Розрахуємо потужність, яку необхідно затратити на подолання опору в механізмах ДВЗ, кВт,

$$N_{\text{МД}} = L_{\text{МД}} \cdot \frac{2 \cdot n}{i} \cdot \frac{1}{60} \cdot Z.$$

Визначимо середній ефективний тиск в ДВЗ за формулою,

$$p_e = p_i + p_{\text{НХ}} - p_{\text{МД}}.$$

Розрахуємо коефіцієнт корисної дії ДВЗ,

$$\eta_e = \eta_i + \Delta_{\text{НХ}} - \Delta_{\text{МД}}.$$

Визначимо ефективну роботу ДВЗ, Дж/цикл,

$$L_e = p_e \cdot V_h.$$

Обчислимо ефективну потужність ДВЗ, кВт,

$$N_e = L_e \cdot \frac{2 \cdot n}{i} \cdot \frac{1}{60} \cdot Z.$$

Визначимо механічний ККД ДВЗ,

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}.$$

Тоді питому витрату палива можна обчислити за формулою,

$$g_e = \frac{3600}{Q_H \cdot \eta_e}.$$

Визначимо годинну витрату палива за залежністю,

$$B_{\text{ч}} = g_i \cdot N_i.$$

Обчислимо циклову подачу палива за відомою залежністю

$$B = \frac{\eta_V \cdot M_h}{\alpha \cdot M_0}.$$

3.2.8 Розрахунок ефективної площі прохідного перетину впускних і випускних клапанів

Максимальна площа прохідного перетину випускного клапана:

$$(\mu_b f)_{\max} = 0,7 \frac{\pi}{4} \cdot (d_{\Gamma}^2 - d_{\text{шт}}^2) \cdot 10^{-6} = (0,7 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot (32^2 - 8^2)) \cdot 10^{-6} = 0,000527 \text{ м}^2,$$

де d_{Γ} – діаметр горловини; $d_{\text{шт}}$ – діаметр штока.

Максимальна площа прохідного перетину впускного клапана:

$$(\mu_s f)_{\max} = 0,7 \frac{\pi}{4} \cdot (d_{\Gamma}^2 - d_{\text{шт}}^2) \cdot 10^{-6} = (0,7 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot (34^2 - 8^2)) \cdot 10^{-6} = 0,00060 \text{ м}^2,$$

де d_{Γ} – діаметр горловини; $d_{\text{шт}}$ – діаметр штока.

Наближений розрахунок ефективної площі прохідних перетинів клапанів може бути виконаний за максимальним значенням $(\mu f)_{\max}$,

$$\mu f = 0,5 \cdot (\mu f)_{\max} \cdot [1 - \cos(\frac{\varphi - \varphi_{\text{нн}}}{\varphi_{\text{п.о}}} \cdot \pi)] - \text{відкриття};$$

$$\mu f = 0,5 \cdot (\mu f)_{\max} \cdot [1 + \cos(\frac{\varphi - \varphi_{\text{нн}}}{\varphi_{\text{п.з}}} \cdot \pi)] - \text{закриття};$$

де $\varphi_{\text{н.о}}$, $\varphi_{\text{н.з}}$ – кути повороту кривошипа, що відповідають початку відкриття й початку закриття клапана;

$\varphi_{\text{п.о}}$, $\varphi_{\text{п.з}}$ – тривалість підйому й посадки клапана в гр. п. к. в ($\varphi_{\text{п.о}} = \varphi_{\text{п.з}} = 90^{\circ}$ п. к. в).

Розрахунок зміни ефективної площі прохідного перетину випускних клапанів представлено в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Розрахунок ефективної площі прохідного перетину випускного клапана

ϕ°	$\mu f b \text{ м}^2 - \text{откр.}$	ϕ°	$\mu f b \text{ м}^2 - \text{закр.}$
708	0	852	6,00E-04
710	7,31E-07	860	5,89E-04
720	2,60E-05	870	5,43E-04

730	8,42E-05	880	4,68E-04
740	1,69E-04	890	3,73E-04
750	2,69E-04	900	2,69E-04
760	3,73E-04	910	1,69E-04
770	4,68E-04	920	8,42E-05
780	5,43E-04	930	2,60E-05
790	5,89E-04	940	7,31E-07
798	6,00E-04	942	0
800	6,00E-04	950	0

Розрахунок зміни ефективної площі прохідних перетинів впускних клапанів представлені в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Розрахунок ефективної площі прохідних перетинів впускних клапанів

ϕ^o	$\mu fb \text{ м}^2$ - откр.	ϕ^o	$\mu fb \text{ м}^2$ -закр.
1	2	3	4
476	0	642	5,28E-04
480	2,57E-06	650	5,18E-04
490	3,09E-05	660	4,77E-04
500	8,73E-05	670	4,11E-04
510	1,65E-04	680	3,28E-04
520	2,55E-04	690	2,36E-04
530	3,45E-04	700	1,48E-04
540	4,26E-04	710	7,41E-05
550	4,88E-04	720	2,28E-05
560	5,22E-04	730	6,43E-07
566	5,28E-04	732	0
570	5,28E-04	740	0

Роздруківка результатів розрахунку робочого процесу дизеля наведена в додатку А.

3.3 Скруглення індикаторної діаграми

Заключним етапом розрахунку робочого процесу ДВЗ є побудова діаграми, що відображає залежності зміни тисків газу в циліндрі двигуна від кута повороту кривошипа. Але одним з припущень, прийнятих під час обчислень, є те, що всі зміни величин тисків газу в циліндрі проходять по теоретичних циклах, що не повністю відповідають дійсності. Крім того, мною був зроблений розрахунок робочого процесу за спрощеною методикою, при якій тиск в циліндрах на ділянці газообміну не враховувався.

Значення тиску на інтервалах повороту кутів колінчастого вала від 0° до 170° та від 550° до 720° приймаємо за результатами розрахунку тиску насосних ходів.

Тиск при $\alpha=360^\circ$:

$$p_{360} = \frac{p_c + p_z}{2} = \frac{5,471 + 9,5}{2} = 7,486 \text{ МПа,}$$

де, p_c – тиск в циліндрі в кінці стиску;

p_z – максимальний тиск циклу.

За результатами обчислень робочих процесів побудовано індикаторну діаграму у відповідних координатах $p-\varphi$, що зображена на рисунку 3.1, а також в координатах $p-V$, що зображена на рисунку 3.2.

Як видно з результатів розрахунку, двигун відповідає стандартам на двигуни такого класу. Отримані значення індикаторного $\eta_i = 0,484$ і механічного $\eta_m = 0,756$ коефіцієнтів корисної дії, а також питомої ефективної витрати палива $g_i = 232,9$ г/(кВт·год), дозволяють зробити висновок про економічність двигуна в порівнянні з двигуном-прототипом ЗДТ. Розраховане експериментальним шляхом значення ефективної потужності двигуна $N_e = 32,07$ кВт практично збігається зі значенням $N_e = 32$ кВт, необхідним у завданні на проект, що свідчить про правильність вибору параметрів двигуна й правильності виконаних розрахунків.

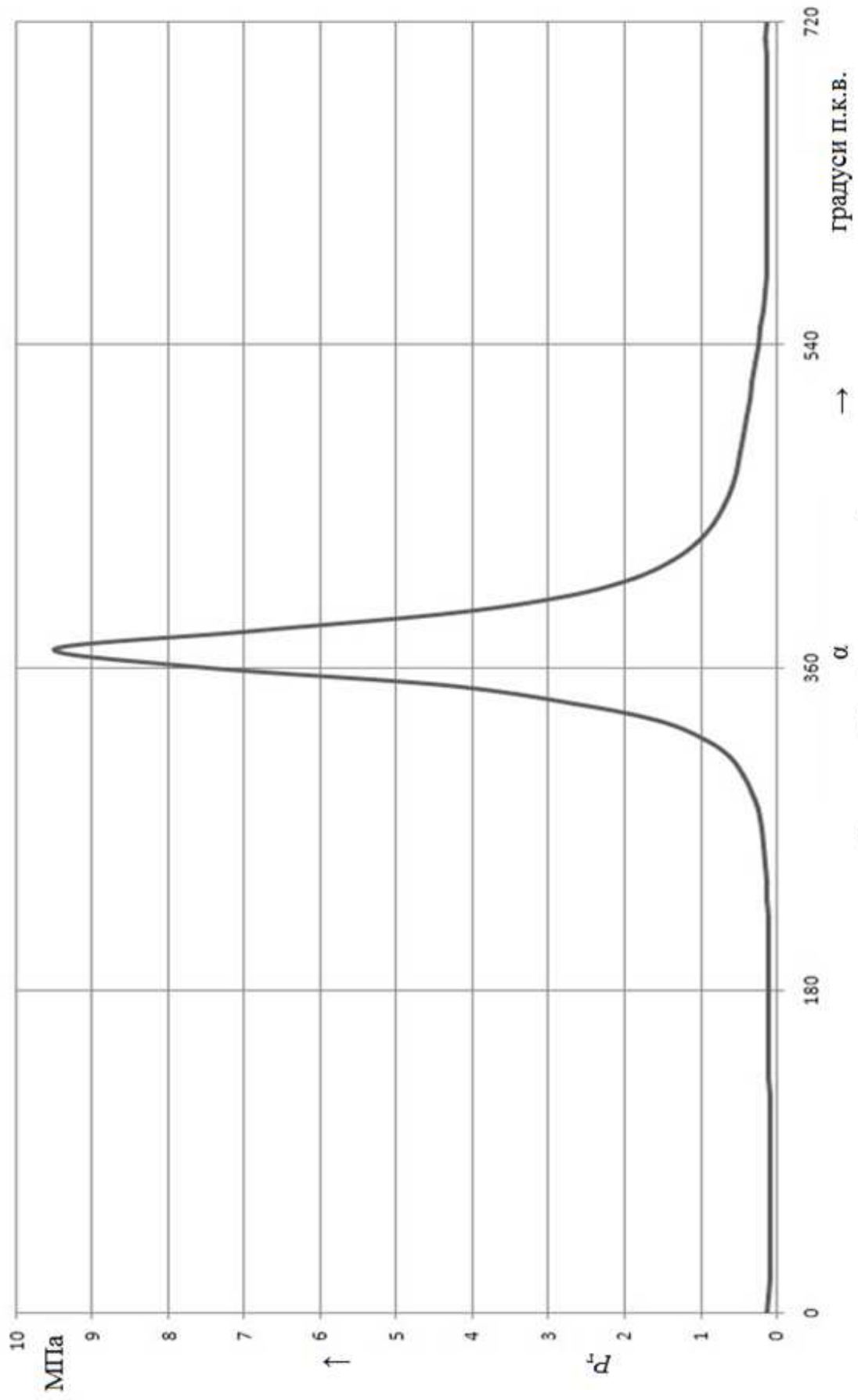


Рисунок 3.1 - Індикаторна діаграма

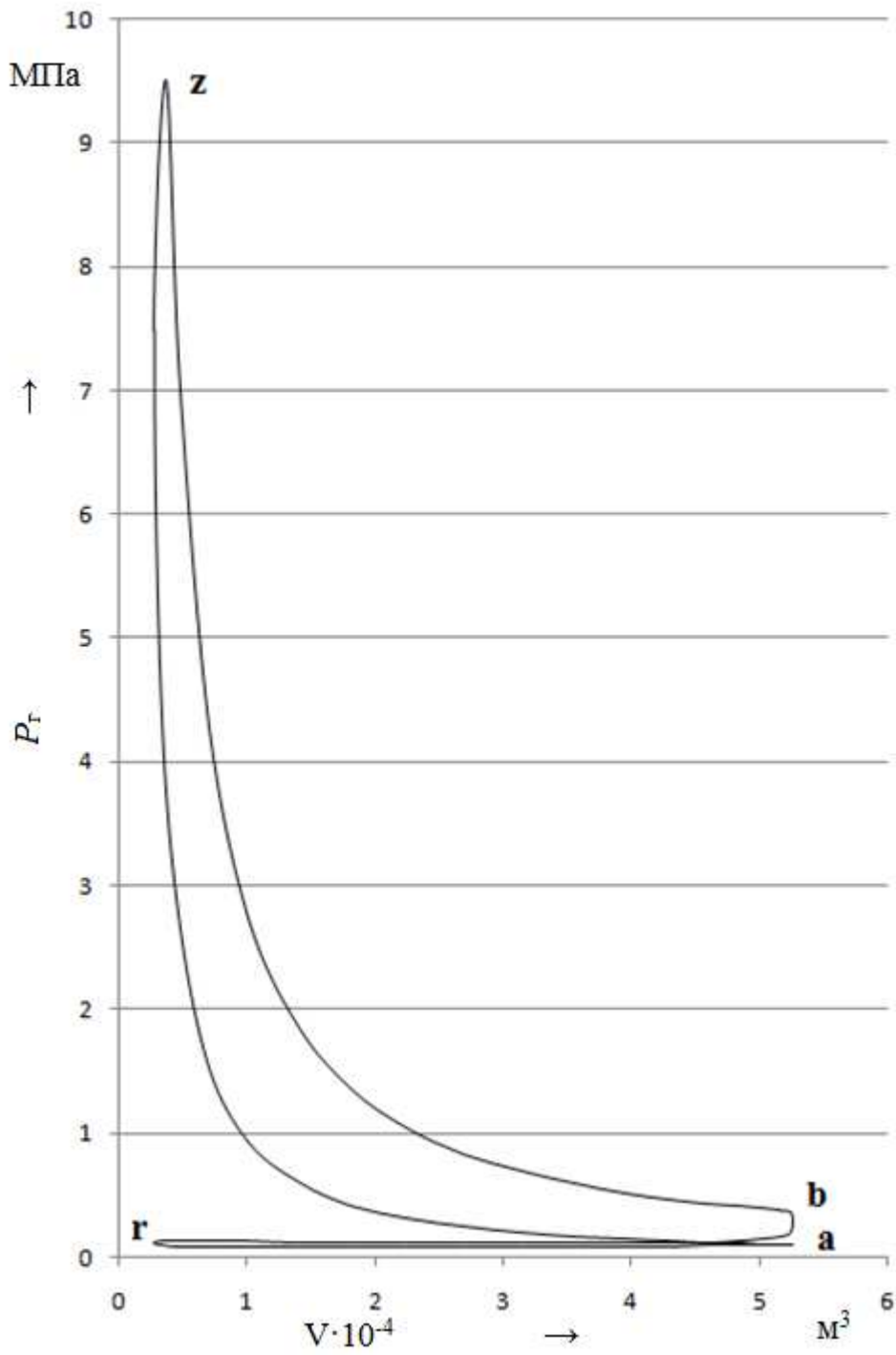


Рисунок 3.2 – Індикаторна діаграма

4. СПЕЦІАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

4.1 Тенденції розвитку компютерних систем

1. Інтеграція систем

Стара теза інтеграції всього циклу створення виробу від проектування до аналізу й підготовки виробництва поступово одержує реальне втілення в програмному забезпеченні сучасних найбільш потужних інтегрованих CAD-систем (вищого рівня). З'явилося значно більше підстав називати їх уже не CAD-системами, а системами CAD/CAM/CAE й PDM.

Задачу інтеграції поставила на перше місце компанія Parametric Technology (PTC), споконвічно зробивши у своєму продукті Pro/Engineer (1988 рік) ставку на повну асоціативність всіх видів даних про виріб на основі єдиної структури бази (концепція «повного електронного визначення виробу»).

Сьогоднішній рівень, якому повинні відповідати системи автоматизації, можна визначити, користуючись термінологією компанії Computer-vision (далі CV), як «Повний електронний опис об'єкта» (EPD - Electronic Product Definition). EPD -це технологія, що забезпечує розробку й підтримку електронної інформаційної моделі протягом усього життєвого циклу об'єкта, включаючи маркетинг, концептуальне й робоче проектування, технологічну підготовку, виробництво, експлуатацію, ремонт й утилізацію.

Аналогічні підходи застосовують й інші виробники. 2-мірне проектування, як раніше базове в конструкторських підрозділах, характерне для систем CAD «початкового» рівня, вважається минулим етапом, а креслення розглядається як похідна від об'ємного (твердотілого) проектування.

Твердотіла модель відкриває унікальні можливості для підготовки виробництва: досягнуте п'ятикратне поліпшення в точності обробки поверхонь й у чотири - шість разів скорочений час програмування верстатів ЧПК. Підвищення якості виробу вимагає створення високоточних траєкторій інструментів, а для цього потрібно генерувати набагато більші об'єми даних,

оскільки різальному інструменту при цьому необхідно зробити набагато більше проходів по кожній траєкторії. Щоб створити програму для ЧПУ при виготовленні типової голівки блоку циліндрів, потрібна робота 3-4 фахівців протягом, приблизно, п'яти місяців, при цьому генерується біля мільйона крапок. Автоматична генерація із твердотілої моделі за допомогою, наприклад, CV Toolmaker виконується за півгодини, враховується два з половиною мільйона крапок і досягається висота гребінців менш 0,0001 дюйма при промисловому стандарті в 0,0005 дюйма.

Типовий для сьогоднішнього високотехнологічного виробництва проект найчастіше охоплює «розширене підприємство», у якому співробітничать розроблювачі, постачальники, виробники й замовники. Оскільки багато хто з учасників проекту й постачальники можуть перебувати в різних країнах, стає зрозуміло, що для забезпечення такої діяльності крім ПК і локальної мережі потрібні потужні мережні сервери, високопродуктивні графічні робітники, станції й глобальна мережа Internet.

Концепція «повного електронного визначення виробу» у цей час розвилася до концепції Total Product Modelling (загальної моделі виробу). Це новітня методика інтеграції даних, що найбільше повно відповідає ідеям і цілям PDM. Вона враховує використання всіх даних про виріб із всіх ділянок - від конструкторських бюро до маркетингових служб. Ці дані застосовуються для побудови повного, всебічного опису як самого виробу (геометричні цифрові тривимірні твердотілої моделі САПР, кінцево-елементні моделі для аналітичних розрахунків), так і технологічних прийомів його виробництва, особливостей його функціонування, режимів застосування й т.п. На сьогоднішній день такий підхід до інтеграції даних реалізований тільки в САПР СЛПА (IBM/Dassault) - «Virtual Product Modelling», Optegra/CADDS5 (Computer-vision) - «Electronic Product Definition» й EDS/ Unigraphics.

Іншими характерними можливостями таких систем стали:

- Повна параметризація всіх моделей, уперше застосована компанією PTC в 1989 р. (Pro/ Engineer), що дуже істотно при ітеративному характері роботи при проектуванні. Давно помічено, що найбільший обсяг робіт - це не саме проектування, а внесення змін і виправлення пов'язаних із цими змінами помилок. Процес параметричного моделювання можна описати в такий спосіб: у ході побудови система накопичує конструкційні параметри й співвідношення між ними, а також формує протокол (історію) створення геометрії, дозволяючи простою зміною параметрів легко модифікувати й регенерувати модель.

- Більші зборки. Зараз можлива робота зі збірками з тисяч і десятків тисяч деталей. У міру того як користувачі CAD рухалися до паралельного проектування, команди технологів і проектувальників стали працювати спільно. Якщо шляхом комп'ютерного моделювання збірки проектувальник може зафіксувати нестиківку, він заощадить на вартості виготовлення фізичного прототипу. Сьогодні багато постачальників CAD-систем старшого класу випустили засіб, підтримуючий одночасний доступ користувачів до деталей і зборок.
- Можливість швидкої візуалізації складних об'єктів і збірок. Більшість засобів моделювання збірок використовують стратегії спрощення для того, щоб упоратися із проблемою великого об'єму даних. Перша стратегія дозволяє завантажувати тільки ту частину збірки, яка споживачеві потрібна для роботи. Друга стратегія спрощення збирання дає можливість показати вид з меншим числом деталей для деяких компонентів. Третя стратегія використовує сіткове подання геометрії деталей, а не їх точне математичне представлення, що вимагає значно менше часу й ресурсів.
- Гібридне моделювання (CADDS 5, UG/Solid Modelling, Euclid, 3 ATI A) дозволяє сполучати каркасну, поверхневу, твердотілу геометрію й використати комбінації жорстко розмірного (з явним завданням геометрії) і параметричного моделювання.

З іншого боку, однією з головних тенденцій сучасного ринку САПР є активний розвиток частки середніх систем автоматизації, орієнтованих на молодші, недорогі моделі робочих станцій Unix і платформи Windows 95/NT. Це SolidWorks (SolidWorks Inc.), SolidEdge (Intergraph), Cimatron (Beepitron). Фірми розроблювачі важких САПР спішно випускають САПР середнього рівня, що працюють незалежно, або разом із САПР третього рівня: Unigraphics - Solid Edge, або SolidWorks; Pro/Engineer - PT/Modeler; EUCLID A - PRELUDE DESIGN; Anvil 5000 - Anvil Express; I-DEAS Master Series - I-DEAS Artisan Series.

Наслідком цієї тенденції стало усвідомлення більшістю користувачів того факту, що системи молодшого класу гарні тільки для рішення певного кола проблем і малоефективні з погляду середніх і великих компаній, діяльність яких далеко виходить за рамки креслення, нехай навіть і з розширеними можливостями тривимірного моделювання. Важкі вимагають потужного устаткування й самі по собі досить дорогі. По оцінках експертів, системи середнього класу можуть покрити до 80% типових машинобудівних задач.

Цьому сприяє також процес стрімкого зростання потужності щодо недорогих персональних комп'ютерів (ПЕВМ, ПК, РС), фізичні можливості яких на сьогодні зрівнялися з робочими станціями 2-х літньої давнини й продовжують рости. Так, відповідно до відомого закону Мура, продуктивність процесорів ПК подвоюється кожні 1,5-2 року. Ємність жорстких дисків росте приблизно в 1,5 рази за той же період часу. Саме ПЕВМ мають високу універсальність і найкраще співвідношення ціна - продуктивність.

ОС UNIX «здає» свої позиції як середовище, у якому функціонують серйозні CAD/СЛМ системи. Системи CAD/CAM середньої потужності, які 2 роки тому працювали тільки під ОС UNIX на робочих станціях (вартістю від 20 тис.\$) працюють під WINTEL (SolidEdge, SolidWorks). Цьому також сприяє факт широкого поширення базових програмних рішень фірми Microsoft, у тому

числі для мережної роботи (особливо Windows NT), що дозволяють зв'язувати різні групи проектувальників, що раніше було можливо лише на платформі UNIX.

Збільшується інтеграція функцій з CAD у базові операційні системи, що природно сприяє стандартизації цих функцій. Найбільш відомий приклад - плани включення OpenGL в Windows. Уже зараз OpenGL - найлегший й універсальний метод рендерінгу об'єктів CAD.

2. Стратегія багаторівневих комплексів.

Стратегія створення “багаторівневих комплексів” включає пари твердотілих CAD/CAM важкого й середнього рівня (з єдиним геометричним ядром) і CAD початкового рівня. При цьому вся система подібна до піраміди, де в основі - більше число CAD (для доробки креслярської документації), а у вершині - одне або кілька робочих місць на базі «важких» систем.

3 Розвиток програм конвертерів. Розвиваються програми конвертори найбільше розповсюджених форматів тривимірних геометричних даних, але повної сумісності форматів поки немає, і можливо не буде, через різницю в наборі геометричних функцій. Тому від вибору геометричного ядра системи буде залежати можливість застосування тих або інших САМ/СЛЕ/СІМ/PDF систем. Важливою характеристикою САПРу варто вважати також розмаїтість форматів експорту й імпорту інформації. Ядром всіх сучасних САПР є модуль геометричного моделювання, що дає можливість побудувати коректний опис проектованого продукту, що є базою для всіх інших задач, розв'язуваних у рамках системи. Сучасна САПР зобов'язана мати можливість моделювати геометрію твердого тіла методом Вгер. Метод одержав назву від скорочення терміна Boundary Representation - опис тіла за допомогою подання границь або точного аналітичного завдання граней, що обмежують тіло. Це єдиний метод, що дозволяє створити точне, а не приблизне подання геометрії тіла. Сьогодні важко зустріти систему, яка б не мала, або не декларувала б наявність методів твердотілого моделювання. Однак функціональні можливості методів побудови твердого тіла у двох системах можуть сильно

відрізнятися один від одного. Варто звертати увагу на функціональну повноту, можливість вирішувати топологічні складні задачі: що перекриваються скруглення змінного радіусу, побудова тонкостінного тіла зі зміною топології, взаємозв'язок методів побудови поверхонь і твердого тіла, можливість параметризації й зміни моделі.

Досягненням сучасного періоду можна вважати методи побудови поверхонь довільної форми на основі B-сплайнів - NURBS, що стали стандартом де-факто для проектування складних поверхонь.

4. Створення корпоративних інтегрованих інформаційних систем керування

Якщо раніше комп'ютерні й інформаційні технології розвивалися по шляху поступового нарощування потужностей і вирішення задач локальної автоматизації (що приводить до нагромадження баз даних і підготовці кадрів, то зараз різкий ривок в області сучасних інформаційних технологій досягається за допомогою створення корпоративних інтегрованих інформаційних систем керування підприємством (PDF), що включає крім CAD/CAM/CAE ще й:

- автоматизовану підсистему технічної підготовки виробництва;
- підсистему інформаційного керування матеріально-технічним постачанням і складами, плануванням і виробничих процесів;
- підсистему автоматизації фінансово-економічної діяльності й бухгалтерського обліку, оперативної підготовки даних для аналізу, стратегічного прогнозування й прийняття оптимальних керуючих рішень;
- підсистема документообігу й електронного архіву;

Популярною архітектурою є «клієнт-сервер», де ОС сервера - «UNIX», клієнта - «Windows NT», основна СУБД - «Oracle».

5 Створення «віртуального підприємства». Процес створення складного виробу, характеризується інтенсивним обміном результатами роботи між організаціями, підрозділами організації й конкретними

виконавцями, що беруть участь у розробці. При цьому взаємодія відбувається на всіх етапах «життєвого циклу» продукту й охоплює фази виробництва й експлуатації. Ефективна робота такого конгломерату «віртуального підприємства» забезпечується застосуванням CALS технологій.

4.2 Огляд сучасних програмних продуктів для можливого проектування технологічного забезпечення процесу виготовлення деталей типу «корпус»

На сьогодні багато фірм розробляє повнофункціональні системи автоматизованого проектування (САПР) - лінії взаємозалежних програм (модулів), що підтримують більшість проектних процедур у певних областях проектування. Часто розробники таких САПР поряд з оригінальними програмними модулями включають у свої системи програми інших фірм. На ринку існує широка пропозиція також програмних продуктів для окремих проектних процедур і операцій.

Найрозвинутішими, але й дорогими, є САПР високого рівня. У п'ятірку світових лідерів таких САПР входять системи CATIA (компанія Dessault Systems) та Unigraphics (компанія Unigraphics Solutions).

Остання, п'ята версія системи CATIA дозволяє створювати варіанти САПР для проектування виробів, від концептуального проектування до технологічної підготовки виробництва і планування виробничих ресурсів. У системі є засоби для поверхневого і твердотілого 3D-геометричного моделювання складних поверхонь, деталей і збірок з оптимізацією параметрів. Можливі фотореалістична візуалізація, відновлення математичної моделі з матеріального макета. Пропонується низка типових конфігурацій системи, у тому числі конфігурації P1 для САПР невеликих і середніх підприємств, переважно постачальників комплектуючих, і P2 - для повнофункціонального наскрізного проектування складних виробів.

САПР Unigraphics - система для проектування великих вузлів і підготовки конструкторської документації. У конструкторській частині Unigraphics є засоби для твердотілого конструювання, геометричного моделювання на основі NURBS-поверхонь, створення креслень за 3D-моделлю, проектування складальних комплектів (у тому числі з тисячами деталей) з врахуванням асоціативності, аналізу допусків та інших операцій. У технологічній частині системи передбачено розроблення програм керування для токарного й електроерозійного оброблення, синтез і аналіз траєкторій інструмента при фрезерному три- та п'ятикоординатному обробленні проектування прес-форм і штампів тощо. Для інженерного аналізу призначені модулі кінематичного й динамічного моделювання механізмів з визначенням сил, швидкостей і пришвидшень, програми міцнісних розрахунків за методом скінчених елементів, засоби аналізу процесів лиття при виготовленні деталей із пластмас.

Керування проектним даними, проектуванням і документообігом у сучасних САПР покладається на системи PDM (Product Data Management).

В Unigraphics функції PDM виконує система iMAN до складу якої входять модулі керування конфігурацією виробів, паралельними і послідовними бізнес-процесами і процесами проектування, доступом до бази даних, інтеграцією модулів та ін. В IBM використовується система PDM ENOVIAMP. Це система керування даними, яка сприяє інтеграції систем проектування, виробництва і керування усередині підприємства і дозволяє окремим фірмам поєднуватися у віртуальні підприємства на базі Web-технологій. До функцій цієї системи входить керування проектами і змінами даних, розподіл проектних даних по робочих групах, інтерфейс із системами керування виробництвом (АСУП) тощо.

Система Omega Production передбачає: структурування даних про вироби, технологічні процеси, оснащення й устаткування; керування документами і документообігом; керування конфігурацією виробів; контроль змін, внесених у проект; інтерфейс з іншими САПР. Крім цього, в Omega

Production є модулі оперативного керування виробництвом, контролю якості продукції, керування запасами і постачанням матеріалів та комплектуючих.

Система Search, розроблена білоруською компанією Інтермех, виконує всі основні функції PDM: збереження, пошук і редагування документів різних типів (текстових документів, специфікацій, креслень), реалізацію встановлених прав доступу до даних, формування різних довідок і звітів, візуалізацію структури виробів у вигляді дерева зв'язків компонентів, імпорт із зовнішніх баз даних, організацію групової роботи над проектами, керування версіями і внесенням змін у проект. У Search забезпечено дистанційний доступ до архіву за допомогою Web-браузерів.

У САПР компанії Інтермех входять також інші оригінальні програми: AVS - для випуску конструкторської документації, fechcard - для технологічної підготовки виробництва, LCAD - для планування виробничих цехів і дільниць. Конструкторське 3D-проекування в САПР фірми Інтермех здійснюється за допомогою програм компанії Autodesk.

Велика частка машинобудівних САПР належить до середнього рівня. Це системи компаній Autodesk, Solid Works Corporation, Топ Системи, Аскон. Усі ці системи орієнтовані, у першу чергу, на платформу Wintel і мають, як правило, підсистеми оформлення конструкторско - креслярської документації, твердотілого 3D- геометричного моделювання, технологічної підготовки виробництва, керування проектними даними, інженерного аналізу й розрахунку окремих видів машинобудівних виробів, а також бібліотеки уніфікованих компонентів і типових конструктивних рішень.

Модель 3D може бути отримана безпосередньо за кресленням, або за допомогою булевих операцій, чи шляхом виштовхування, протягання, обертання профілю, лофтінга і т. д. Передбачений розрахунок масово-інерційних параметрів. З іншого боку, можна за видами і розрізами тривимірної моделі отримати креслення. Для цього використовується підсистема T-flex CAD 3D Для параметричного проектування й оформлення конструкторської технологічної документації призначена підсистема T-flex

CAD 2D, для керування проектами і документообігом - підсистема T-flex DOCs. У підсистемі технологічного проектування T-flex ТехноПро здійснюють синтез технологічних процесів, розрахунок технологічних розмірів, вибір різального й допоміжного інструмента, формування технологічної документації, у тому числі операційних і маршрутних технологічних карт, відомостей оснащення й матеріалів, карт контролю. Підготовка програм для верстатів з ЧПК здійснюється в підсистемі T-flex ЧПК. Крім названих основних підсистем, до складу T-flex CAD включені програми для інженерних розрахунків деталей, проектування штампів і прес-форм.

Спільним недоліком перелічених програмних продуктів є те, що в них подані для користування типові методи одно - і багатокритеріальної оптимізації, кожен з яких має свої обмеження щодо застосування. Це не дає можливості комплексно, з єдиних позицій, оцінювати якість майбутнього виробу на різних стадіях проектування, оптимізувати його структуру й параметри.

5 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

5.1 Динамічні розрахунки роботи ДВЗ

Динамічні розрахунки КШМ полягають в установленні сумарних сил і моментів, які утворюються від тиску різних газів та від інерційних сил. Відповідно до цих сил робляться обрахунки основних деталей на міцність та експлуатаційну надійність, а також визначається нерівномірність крутних моментів та ступені нерівномірності ходу ДВЗ.

Під час роботи ДВЗ на деталі КШМ мають вплив: інерційні сили поступово-рухомих мас; сила тиску газу в циліндрах двигуна; відцентрові сили; сила від тиску на поршні із сторони картера та масові сили.

При кожному робочому циклі навантаження що діють в КШМ, безперервно міняються за величиною та напрямком. Тому для дослідження зміни цих сил по куту поворотів колінвала їхня величина визначається для різних положень вала.

5.1.1 Вихідні дані для динамічного розрахунку

Таблиця 5.1 – Вихідні дані для динамічного розрахунку

Найменування, позначення, одиниці виміру	Значення
1	2
Діаметр циліндра D , м	0,088
Хід поршня S , м	0,082
Довжина шатуна L , м	0,137
Частота обертання колінчатого вала двигуна n , хв ⁻¹	3400
Маса поршневого комплекту $m_{\text{п}}$, кг	1,165
Маса шатуна в зборі m , кг	1,04
Безрозмірна координата центра мас шатуна L_B/L	0,279
Зовнішній діаметр шатунної шийки d , м	0,051
Діаметр отвору в шатунній шийці d_1 , м	0,0
Довжина шатунної шийки C , м	0,035
Ширина щоки h , м	0,080
Висота щоки H , м	0,114
Безрозмірна координата центра мас щоки $X_{\text{щ}}/R$	0,5
Товщина щік b_{ij} , м	0,018

5.1.2 Розрахунок допоміжних параметрів КШМ

Визначаємо площу поршня ДВЗ:

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,088^2}{4} = 0,00608 \text{ м}^2.$$

Знаходимо радіус кривошипів:

$$R = \frac{S}{2} = \frac{0,082}{2} = 0,041 \text{ м.}$$

Тоді кінематичний коефіцієнт буде рівний:

$$\lambda = \frac{R}{L} = \frac{0,041}{0,136} = 0,3.$$

Визначаємо кутову частоту обертання колінвала:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 3400}{30} = 356,05 \text{ хв}^{-1}.$$

Розрахунок прямолінійно-рухомої маси, в циліндрі ДВЗ визначається за формулою:

$$m_A = m_{\Pi} + m_L \cdot \frac{L_B}{L} = 1,165 + 1,04 \cdot 0,279 = 1,455 \text{ кг.}$$

Обертова маса шатуна у відсіку двигуна:

$$m_{BL} = m_L \cdot \left(1 - \frac{L_B}{L}\right) = 1,04 \cdot (1 - 0,279) = 0,75 \text{ кг.}$$

Визначимо вагу шатунної шийки, приведену до осі:

$$\begin{aligned} m_{\text{шш}} &= \frac{\pi}{4} \cdot \left(d^2 - d_1^2 \left(1 + \frac{\Xi}{R}\right) \right) \cdot c \cdot \rho = \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot \left(0,051^2 - 0^2 \cdot \left(1 + \frac{0}{0,041}\right) \right) \cdot 0,035 \cdot 7,8 \cdot 10^3 = 0,557 \text{ кг.} \end{aligned}$$

Визначимо вагу щоки, приведені до осі шатунної шийки:

$$\begin{aligned} m_{\text{щ}} &= \frac{\pi}{4} \cdot \left(h \cdot H - D_1^2 - d_1^2 \cdot \left(1 + \frac{\Xi}{R}\right) \right) \cdot \frac{X_{\text{щ}}}{R} \cdot b \cdot \rho = \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot \left(0,08 \cdot 0,114 - 0,051^2 - 0^2 \cdot \left(1 + \frac{0}{0,041}\right) \right) \cdot 0,5 \cdot 0,018 \cdot 7,8 \cdot 10^3 = 0,304 \text{ кг.} \end{aligned}$$

Приведена вага кривошипа:

$$m_K = m_{\text{шш}} + 2 \cdot m_{\text{щ}} = 0,536 + 2 \times 0,5028 = 1,1664 \text{ кг.}$$

Обертову масу в відсікові двигуна:

$$m_B = m_k + m_{BL} = 1,166 + 0,75 = 1,916 \text{ кг.}$$

Інерційна сила обертової маси:

$$P_{ив} = -m_B \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3} = -1,916 \cdot 0,041 \cdot 356,04^2 \cdot 10^{-3} = -9,96 \text{ кН.}$$

Інерційна сила обертової ділянки шатуна:

$$P_{ив} = -m_{BL} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3} = -0,75 \cdot 0,041 \cdot 356,04^2 \cdot 10^{-3} = -3,897 \text{ кН.}$$

5.1.3 Розрахунок сили та крутильного моментів в відсіку ДВЗ

Визначити силу тисків газу,

$$P_{\Gamma} = (p - 0,1) \cdot F_{\Pi} \cdot 10^3,$$

де p – значення тисків газу в циліндрі двигуна.

Значення поточного тиску газів встановлюється для поточного значення кута повороту кривошипного механізму з розрахунку робочого процесу (таблиця 3.5 розділ 3).

Прямолінійне прискорення рухомої маси, м/с^2 ,

$$a = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha),$$

де α – кут на який повертається кривошип.

Прямолінійна інерційна сила, рухомої маси

$$P_{IA} = -m_A \cdot a \cdot 10^{-3}.$$

Сумарна сила, що діє в крапці зчленування поршня із шатуном, кН,

$$P_A = P_{\Gamma} + P_{IA}.$$

Визначаємо силу нормальних навантажень, яку передає поршень на стінки циліндра,

$$N_A = P_A \cdot \text{tg} \beta,$$

де β – кут який виникає між центральною віссю відхилення шатуна та вертикаллю циліндра при його відхиленні від вертикалі, градуси,

$$\beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin \alpha).$$

Визначаємо зусилля, яке передається через шатун на кривошип,

$$Q_A = \frac{P_A}{\cos\beta}.$$

Визначаємо радіальну частину зусилля Q_A на кривошипі,

$$Z_A = P_A \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos\beta}.$$

Розрахувати повну радіальну силу в відсіку двигуна необхідно за формулою,

$$Z = Z_A + P_{\text{ИВ}}.$$

Визначити тангенціальну складову зусилля Q_A на кривошипі можна із залежності:

$$T_A = P_A \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta}.$$

Далі обчислюємо крутні моменти на кривошипному механізмі,

$$M = T_A \cdot R.$$

Обчислення зусиль та крутних моментів у відсіку ДВЗ на відрізок кутів повороту кривошипного механізму від 0 до 720° з кроком $\Delta\alpha = 10^\circ$ наведений у таблиці додаток Б. На зображеннях 5.2 та 5.3 показано графіки залежності розрахованих зусиль від кута повороту кривошипного механізму.

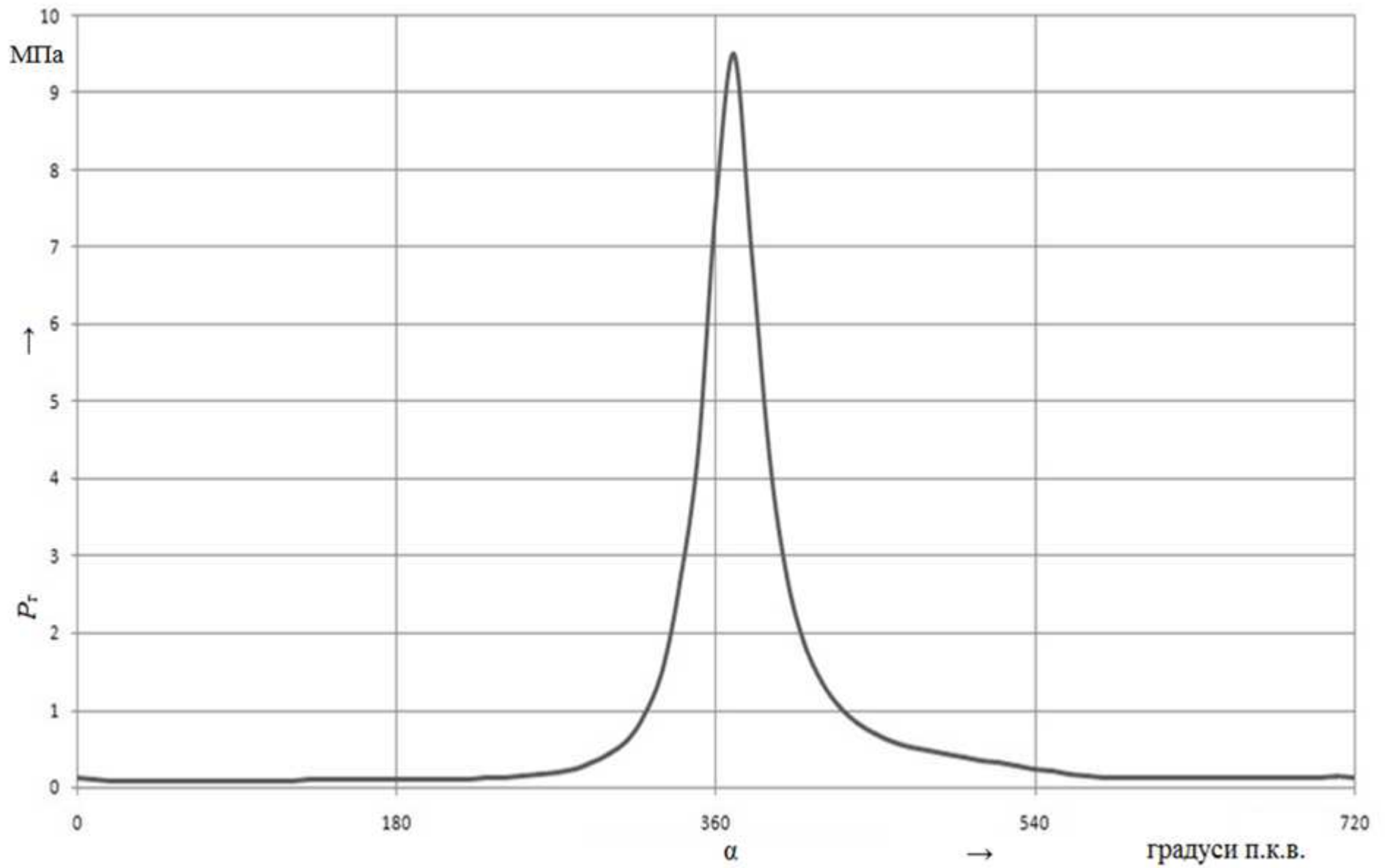


Рисунок 5.1 – Індикаторна діаграма

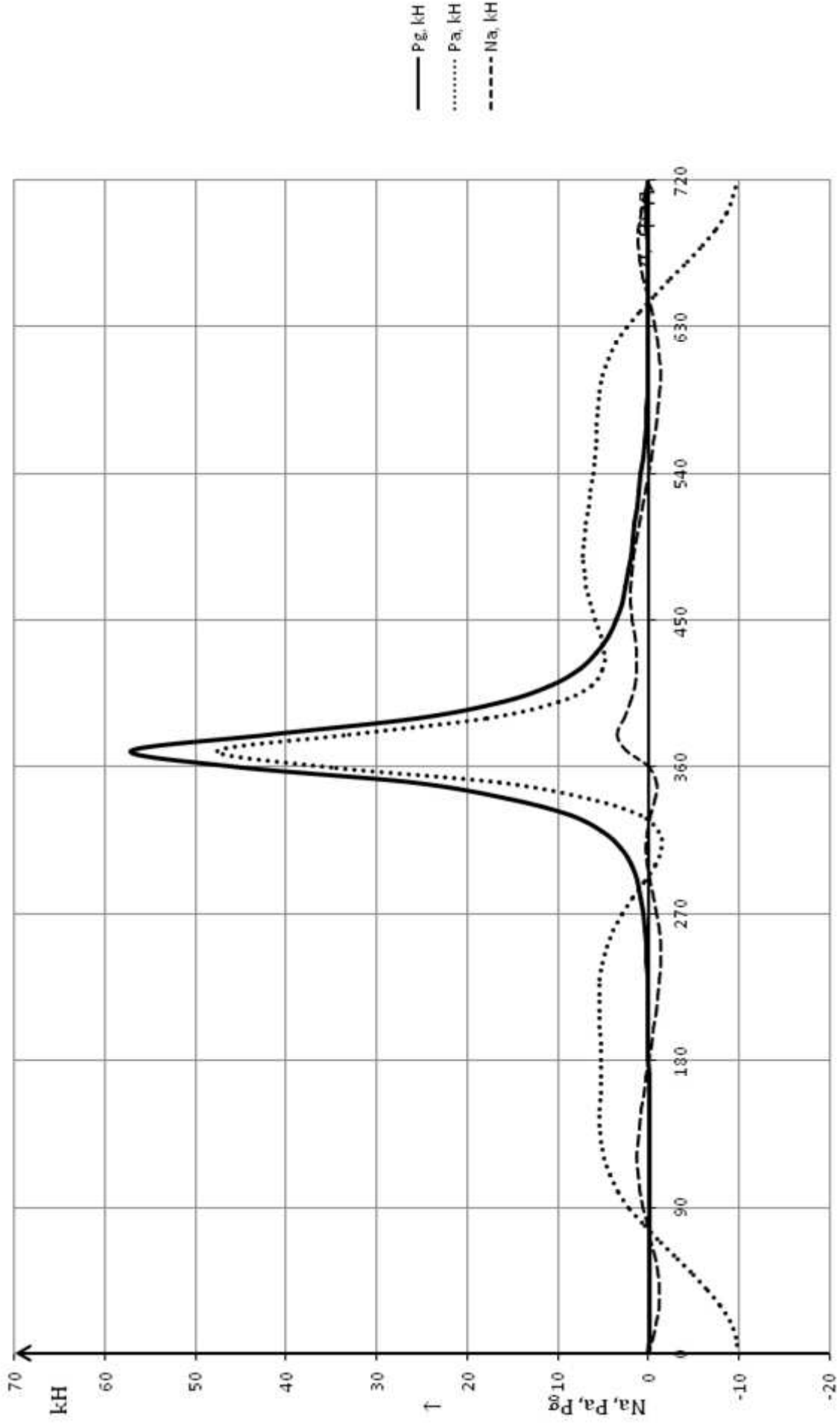


Рисунок 5.2 - Графік залежності розрахованих сил P_g , P_a , N_a від кута повороту кривошипа

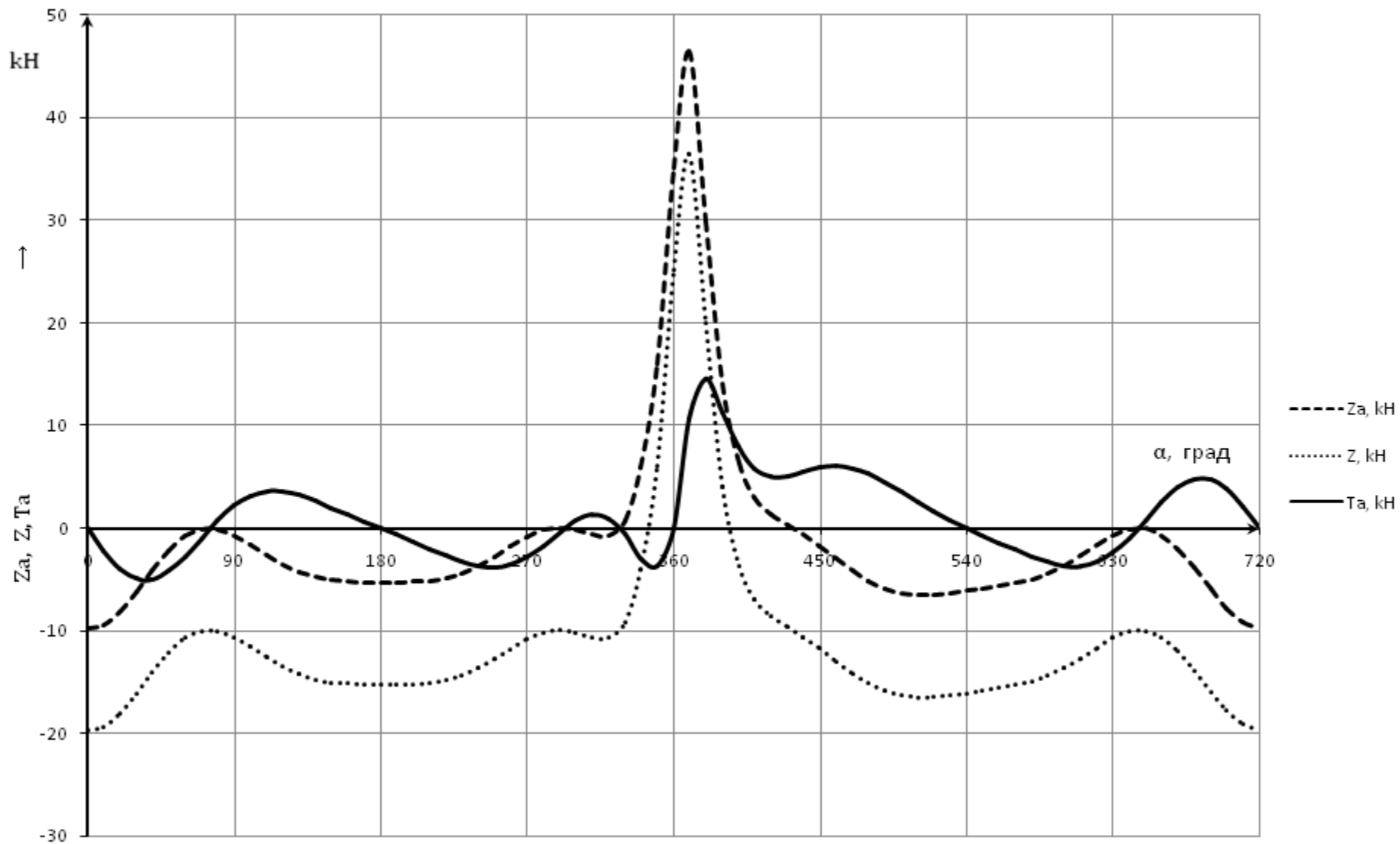


Рисунок 5.3 - Графік залежності розрахованих сил Z_a, Z, T_a від кута повороту кривошипа

5.1.4 Розрахунок крутильних моментів, які передають корінні шийки

Щоб результати обчислень максимально відповідали дійсності, необхідно спочатку задати нумерацію елементам колінвала. Нумерацію кривошипа почнемо від носка колінвала одним числом. Корінні шийки пронумеруємо двома цифрами, що будуть позначати номери кривошипа, з якими знаходиться по сусідству корінна шийка.

З носка колінвала буде відбуватися відбір потужності для приводу додаткових елементів ДВЗ та генератора. В загальному випадку крутильний момент, який виникає необхідно врахувати в розрахунках.

Крутильний момент на корінній шийці 1,2 рівний моменту який створюється на 1-му кривошипі. Крутильні моменти на кожній наступній корінній шийці будуть складатися з момента на попередній шийці та момента на попередньому кривошипі. Тобто, $M_{2,3} = M_{1,2} + M_2$; $M_{3,к} = M_{2,3} + M_3$ і т.д. Крутильний момент на крайній корінній шийці рівний загальному крутильному моменту, який створює двигун внутрішнього згорання.

Крутний момент, який створюється на кривошипі, буде залежати від кута повернення кривошипу. При відомому порядку роботи циліндрів ДВЗ (1-2-3), кожен слідуючий циліндр з порядку роботи циліндрів відставатиме від попереднього на 240° . Прийmemo, що кут повороту 1-го кривошипу рівний нулю (для 4-тактного ДВЗ це дорівнює 720° , бо його цикл буде тривати два обороти колінвала). Величина крутильного моменту при заданому куту повороту кривошипного механізму можна вибрати із додатку.

Крутний момент на носку колінвала:

$$M_{0,1} = N_{eo} / \omega = 0,$$

де N_{eo} – потужність, що забирається з носка колінчастого валу.

Крутильний момент на генеральній шийці 1,2

$$M_{1,2} = M_{0,1} + M_1,$$

де M_1 – крутильний момент, що утворюється на першому кривошипному елементі, кН·м.

Крутильний момент на корінних шийках 2,3 буде рівний,

$$M_{2,3} = M_{1,2} + M_2,$$

де M_2 – крутильний момент, що утворюється на другому кривошипному елементі, кН·м.

Визначити крутильний момент на шийку 3, за залежністю,

$$M_{3,K} = M_{2,3} + M_3,$$

де M_3 – крутильний момент, що утворюється на третьому кривошипному елементі.

Далі потрібно визначити інтервали роботи прилеглих циліндрів:

$$\Delta_p = \frac{180 \cdot \tau}{z} = \frac{180 \cdot 4}{3} = 240$$

де τ – кількість тактів ДВЗ;

z – кількість циліндрів в ДВЗ.

Початкове значення кутів повороту кривошипа,

$$\alpha_i = 720 - \frac{180 \cdot \tau}{z} (S - 1),$$

де i – номер циліндра; $\alpha_1 = 0^0$;

S – номер i -го циліндра в порядку роботи циліндрів двигуна (ПРЦД).

Порядок роботи циліндрів двигуна 1-2-3

S 1-2-3-1

$$\alpha_2 = 720 - 240 \cdot (3 - 1) = 240^0;$$

$$\alpha_3 = 720 - 240 \cdot (2 - 1) = 480^0.$$

Розрахунок крутних моментів, переданих корінними шийками наведений у додатку В.

Похибка розрахунку крутного моменту:

$$\delta = \frac{|M - M_{\text{крп}}|}{M} \cdot 100\% = \frac{|0,114 - 0,117|}{0,114} \cdot 100\% = 2,6\%, \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

де $M_{\text{крп}}$ – обчислюється за формулами:

$$M_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^{72} M_i}{72} = \frac{8,443}{72} = 0,117, \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$M_{\text{ср}} = 318(P_i + P_{\text{НП}}) \cdot V_h \frac{z_0}{\tau} = 318(1,001 + (-0,0394)) \cdot 4,987 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{3}{4} = 0,114, \text{ кН}\cdot\text{м},$$

де P_i – середній індикаторний тиск, $P_i = 1,001$ МПа;

$P_{\text{НП}}$ – тиск насосних витрат, $P_{\text{НП}} = -0,0394$ МПа;

V_h – робочий об'єм циліндра, $V_h = 4,987 \cdot 10^{-4}$ м³;

z_0 – число циліндрів у відсіку двигуна, $z_0 = 3$;

τ – тактність двигуна, $\tau = 4$;

Отримане значення δ не перевищує допустимого $[\delta] = 5\%$

Усі визначені величини крутильних моментів на будь-якому кривошипі для кутів повороту кривошипу від 0 до 720° з кроком $\Delta = 10^\circ$ висвітлені в додатку В.

За обчисленими значеннями будуємо графік залежності повного крутильного моменту, утвореного ДВЗ, від кута повернення колінвала, який показано на малюнку 5.4. На даній графічній залежності нанесено величину усередненого крутильного моменту, яка визначається середнє арифметичне значення крутильного моменту на діапазоні кутів провороту колінвала.

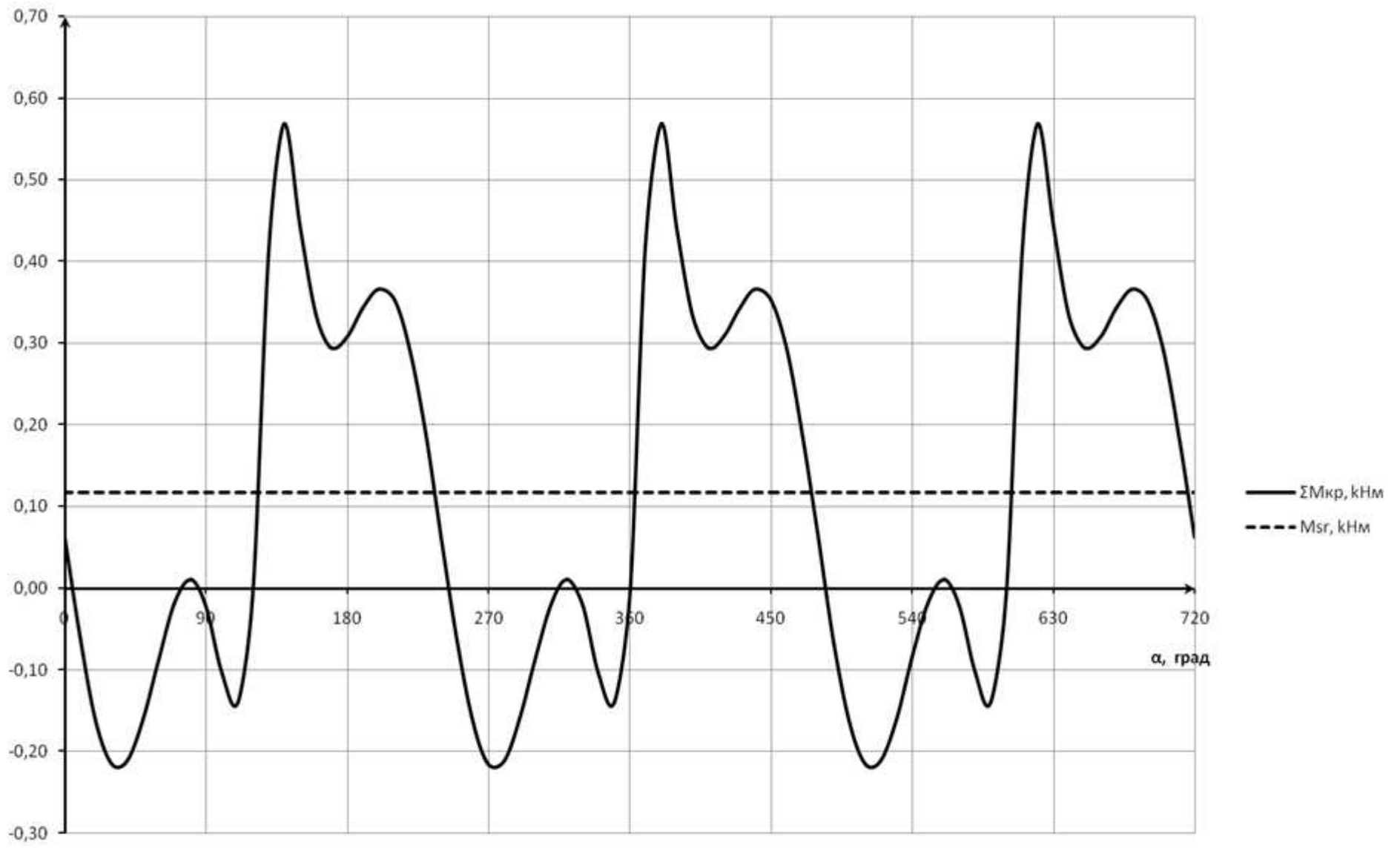


Рисунок 5.4. - Залежності крутних моментів, що діють в кривошипно-шатунному механізмі, від кута повороту колінвала.

5.1.5 Аналіз зовнішньої урівноваженості двигуна

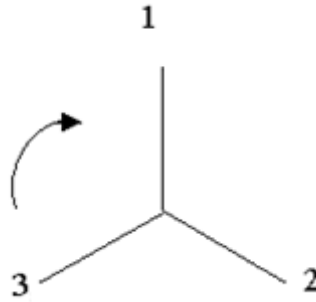


Рисунок 5.5 – Схема колінчастого валу

Кривошипи розташовані рівномірно по окружності, отже, сили інерції першого порядку мас, що рухаються поступально, і сили інерції обертових мас урівноважені: $\sum P_I = 0$, $\sum P_{IB} = 0$.

Сума сил інерції другого порядку мас, що рухаються поступально, кН,

$$\begin{aligned} \sum P_{II} &= C\lambda \cos 2\alpha_1 + C\lambda \cos 2\alpha_2 + C\lambda \cos 2\alpha_3 = \\ &= C\lambda \cos 2\alpha + C\lambda \cos(2\alpha + 240) + C\lambda \cos(2\alpha + 480) = \\ &= C\lambda \left(\cos 2\alpha + \cos 2\alpha \cdot \cos 240^\circ - \sin 2\alpha \cdot \sin 240^\circ + \right. \\ &\quad \left. + \cos 2\alpha \cdot \cos 120^\circ - \sin 2\alpha \cdot \sin 120^\circ \right) = 0 \end{aligned}$$

Сума моментів від сил інерції другого порядку мас, що рухаються поступально, кН·м,

$$\sum M_{IB} = \sqrt{\sum M_{IBX}^2 + \sum M_{IBZ}^2};$$

$$\begin{aligned} \sum M_{IBX} &= P_{IB} \cdot \cos \alpha \cdot l + P_{IB} \cdot \cos(\alpha + 240) \cdot (-l) = P_{IB} \cdot l \cdot (\cos \alpha - \cos(\alpha + 240)) = \\ &= P_{IB} \cdot l \cdot (\cos \alpha + \cos \alpha \cdot \cos 240 + \sin \alpha \cdot \sin 240) = P_{IB} \cdot l \cdot \left(\frac{3}{2} \cos \alpha - \frac{\sqrt{3}}{2} \sin \alpha \right) = \\ &= \sqrt{3} \cdot P_{IB} \cdot l \cdot \cos(\alpha + 30); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_{IBZ} &= P_{IB} \cdot \sin \alpha \cdot l + P_{IB} \cdot \sin(\alpha + 240) \cdot (-l) = P_{IB} \cdot l \cdot (\sin \alpha - \sin(\alpha + 240)) = \\ &= P_{IB} \cdot l \cdot (\sin \alpha - \sin \alpha \cdot \cos 240 - \cos \alpha \cdot \sin 240) = P_{IB} \cdot l \cdot \left(\frac{3}{2} \sin \alpha + \frac{\sqrt{3}}{2} \cos \alpha \right) = \\ &= \sqrt{3} \cdot P_{IB} \cdot l \cdot \sin(\alpha + 30); \end{aligned}$$

$$\sum M_{IB} = \sqrt{(\sqrt{3} \cdot P_{IB} \cdot l)^2 \cdot \sin^2(\alpha + 30) + (\sqrt{3} \cdot P_{IB} \cdot l)^2 \cdot \cos^2(\alpha + 30)} = \sqrt{3} \cdot P_{IB} \cdot l;$$

Отриманий кут 30° означає, що площина дії моменту M_{IB} випереджає перший кривошип на 30° .

$$\begin{aligned}\sum M_I &= C \cos \alpha \cdot l + C \cos(\alpha + 240) \cdot (-l) = Cl \cdot (\cos \alpha - \cos \alpha \cdot \cos 240 + \sin \alpha \cdot \sin 240) = \\ &= Cl \left(\frac{3}{2} \cos \alpha - \frac{\sqrt{3}}{2} \sin \alpha \right) = Cl (\sqrt{3} \cos 30 \cos \alpha - \sqrt{3} \sin 30 \sin \alpha) = \sqrt{3} Cl \cos(\alpha + 30);\end{aligned}$$

Сума M_I є невірноваженим фактором і має амплітуду $\sqrt{3}Cl$ та досягає максимуму при $\alpha = -30^\circ$.

$$\begin{aligned}\sum M_{II} &= C\lambda \cos 2\alpha \cdot l + C\lambda \cos 2(\alpha + 240) \cdot (-l) = C\lambda l (\cos 2\alpha - \cos 2\alpha \cos 120 + \\ &+ \sin 2\alpha \sin 120) = C\lambda l \left(\frac{3}{2} \cos 2\alpha + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin 2\alpha \right) = C\lambda l (\sqrt{3} \cos(-30) \cos 2\alpha - \\ &- \sqrt{3} \sin(-30) \sin 2\alpha) = \sqrt{3} C\lambda l \cos(2\alpha - 30);\end{aligned}$$

Сума M_{II} є невірноваженим фактором і має амплітуду $\sqrt{3}C\lambda l$ та досягає максимуму при $\alpha = 15^\circ$, та через кожні 90° .

На основі проведеного аналізу врівноваженості можна зробити висновок що суми сил інерції є врівноваженими, а моменти від сил інерції не врівноважені. Отже необхідно встановити врівноважуючи противаги під кутом 30° до кривошипа на щоках 1,1;1,2;3,1;3,2 також розвантажуючи противаги під кутом 0° до кривошипа на щоках 2,1;2,2, щоб врівноважити суму від діючих моментів інерції $\sum M_{IB}$, а також використати механізм Ланчестера для врівноваження моментів інерції мас другого порядку M_{II} в двигуні. Розміри противаг приймаються за прототипом.

5.1.6 Визначення зусиль на шатунні шийки та підшипниковий вузол

В рядному розташуванні циліндрів у ДВЗ шатунна шийка навантажується зусиллям Q_A , яка передається по шатуну, та інерційною силою $P_{B.L}$ обертової ваги шатуна. Для розрахунків, сила Q_A розкладається на дві сили – Z_A , яка спрямована до центру обертання кривошипу, та T_A , яка спрямована перпендикулярно до Z_A вбік обертання кривошипу. Підшипник шатуна навантажується реакціями шатунної шийки (мал. 5.6).

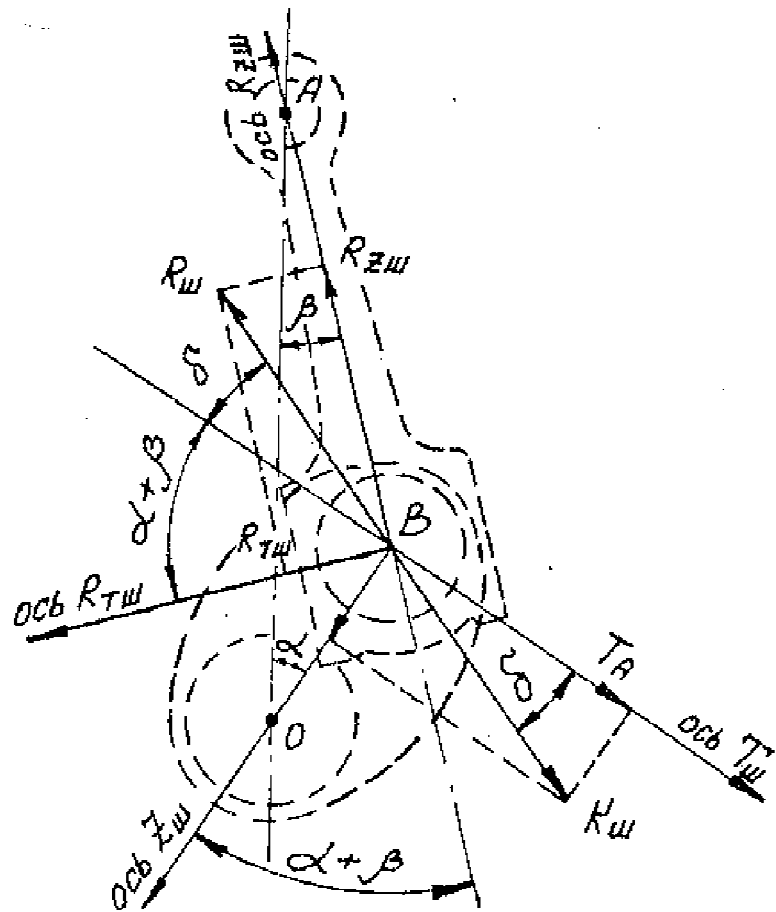


Рисунок 5.6 – Навантаження яке діє на підшипники та шатунні шийки

При обчисленні навантажень на шатунні шийки, можна використати систему координат, що обертається разом з колінвалом. А складові реакції при розрахунках навантажень на підшипники, обчислюють в системі координат, яка жорстко пов'язана з шатунами.

Для визначення радіальної складової навантаження на шатунну шийку можна використати відому формулу:

$$Z_{ш} = Z_A + P_{BL} = Z_A - m_{BL} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3}.$$

Щоб визначити тангенціальну складову навантаження на шатунну шийку використовують рівність:

$$T_{ш} = T_A.$$

Далі визначають повні навантаження на шатунні шийки

$$K_{ш} = \sqrt{Z_{ш}^2 + T_{ш}^2}.$$

Отримані результати навантаження $Z_{ш}$ і $T_{ш}$ використовують для розрахунку навантажень на шатунні підшипники.

Для визначення складових навантажень використовують

$$R_{zш} = T_{ш} \cdot \sin(\alpha + \beta) + Z_{ш} \cdot \cos(\alpha + \beta);$$

$$R_{rш} = T_{ш} \cos(\alpha + \beta) - Z_{ш} \cdot \sin(\alpha + \beta).$$

Розраховуємо повні навантаження на шатунні підшипники

$$R_{ш} = \sqrt{R_{zш}^2 + R_{rш}^2}.$$

Цифрові значення Z_A і T_A при певному куті провороту кривошипного механізму вибирають із додатку Б. Всі обчислення згідно пункту 5.1.6 для кутів провороту кривошипного механізму від 0 до 720° з кроком $\Delta\alpha = 10^\circ$ показані у додатку Г.

За результатами розрахунків побудовано годографи навантажень на шатунні шийки та шатунні підшипники, рис. 5.7.

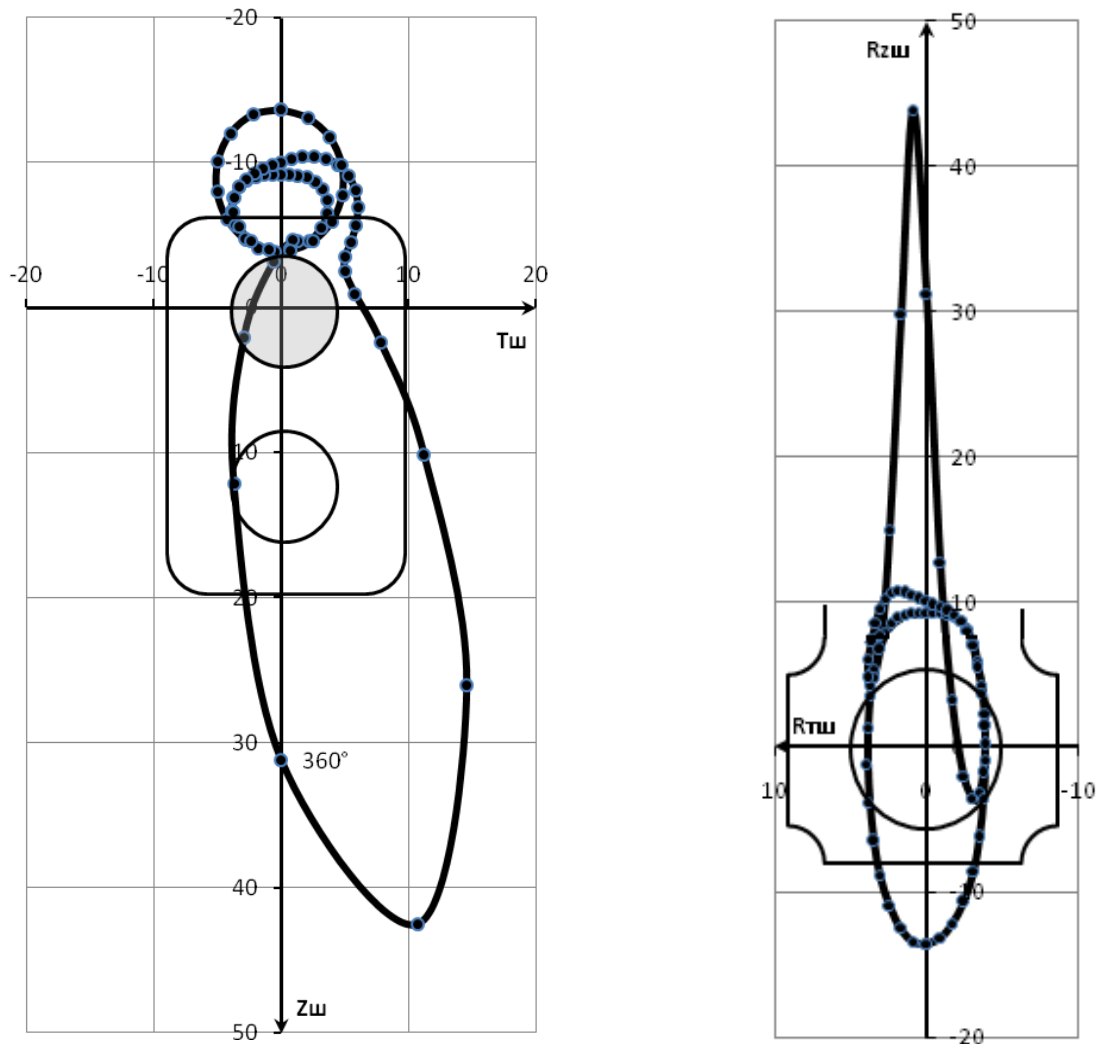


Рисунок 5.7 – Годографи навантаження на шатунні шийки та шатунні підшипники

5.1.7 Розрахунок навантаження на коріну шийку та підшипники

При визначенні навантаження на корінні опори колінвала можна використати модель розрізаної балки, яка дозволяє вважати систему статично визначеною та враховувати тільки ті сили, які впливають на прилеглих з опорою кривошипних механізмів. Для цього доцільно розглянути окремо навантаження на опорі від змінюваних сил та окремо від постійних сил інерції противаг.

Для розрахунку навантажень використовують обертові з колінчастим валом дві системи координатних осей, орієнтованих по i -му кривошипу. Їхні початки розташовані в середині корінної шийки, що розраховується. По осях X й Y визначають навантаження, передані від корінної шийки на підшипник, а по осях R_x й R_y – рівні цим навантаженням, але протилежні їм реакції підшипника на шийку.

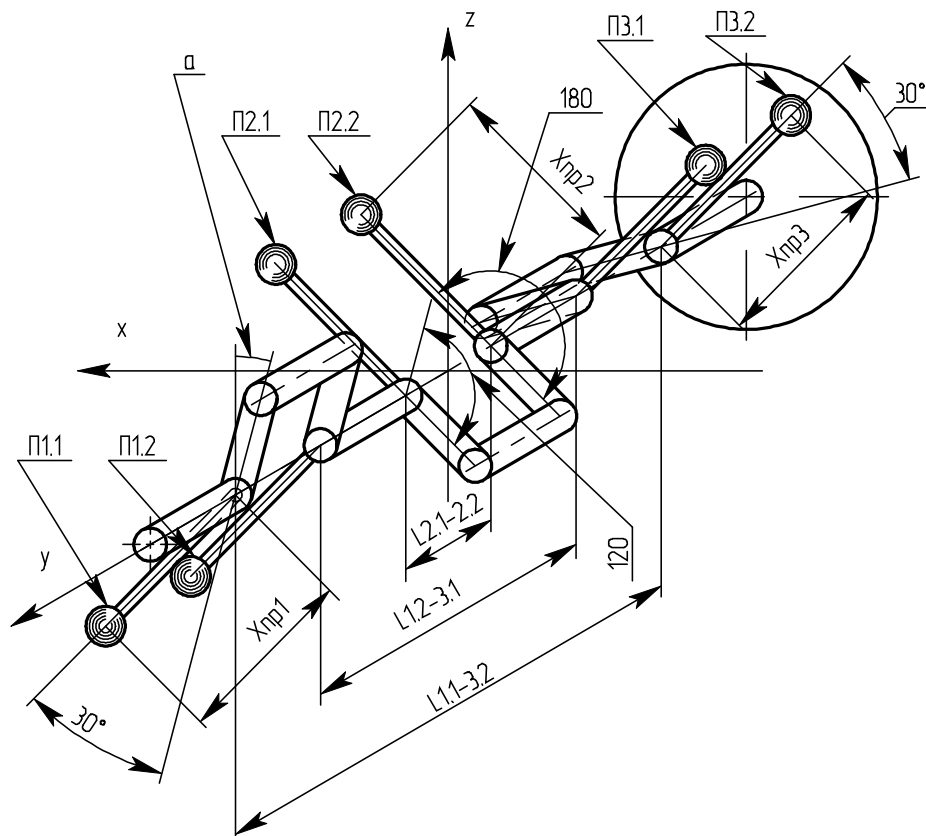


Рисунок 5.8 – Модель для розрахунків навантаження на корінні шийки та підшипники

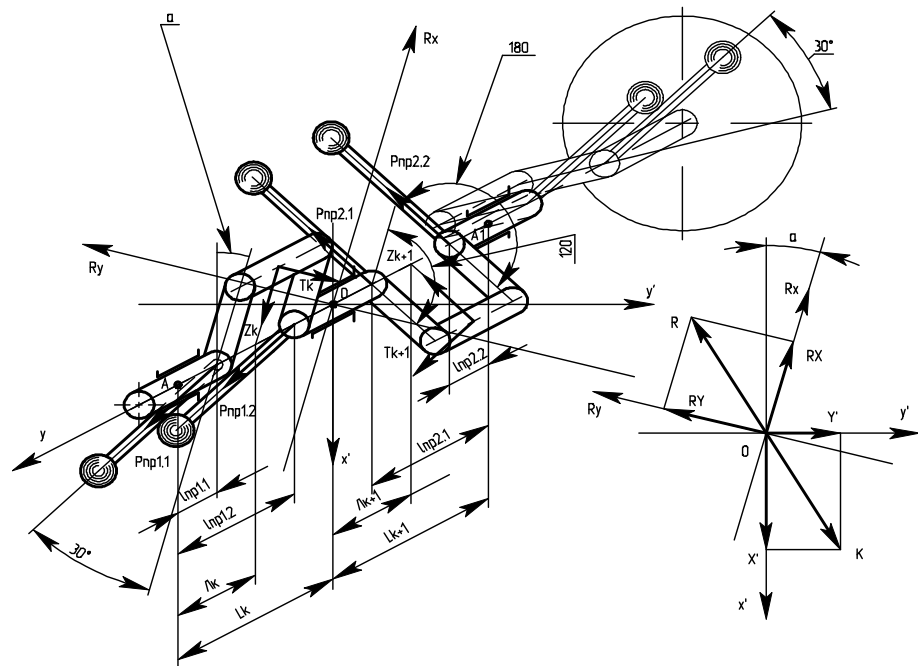


Рисунок 5.9 – Схема для розрахунку навантажень від сил інерції
противаг

Для розрахунку вибираємо корінну шийку 1-2.

Сумарні навантаження на корінні шийки по осях R_x і R_y знайдемо у вигляді алгебраїчних сум змінюваних та сталих навантажень,

$$R_x = X_{\text{пн}} + X_{\text{пр}};$$

$$R_y = Y_{\text{пн}} + Y_{\text{пр}},$$

де $X_{\text{пн}}$, $Y_{\text{пн}}$ – змінювані навантаження які діють на опору,

$$X_{\text{пн}} = Z_1 \frac{L_1}{L_1} + (T_2 \cdot \sin \delta_{1,2} + Z_2 \cdot \cos \delta_{1,2}) \frac{L_2 - L_1}{L_2};$$

$$Y_{\text{пн}} = T_1 \frac{L_1}{L_1} + (T_2 \cdot \cos \delta_{1,2} - Z_2 \cdot \sin \delta_{1,2}) \frac{L_2 - L_1}{L_2},$$

де кут δ – визначається від $k^{\text{го}}$ кривошипну до кривошипну $k+1$ в напрямку обертання колінчастого вала, $\delta = 120^\circ$.

$$\begin{aligned} X_{\text{пн}} &= Z_1 \frac{54}{107} + (T_2 \sin 120 + Z_2 \cos 120) \frac{107 - 54}{107} = \\ &= Z_1 \cdot 0,5 + (T_2 \cdot 0,866 + Z_2 \cdot (-0,5)) \cdot 0,5 = \\ &= Z_1 \cdot 0,5 + (T_2 \cdot 0,433 - Z_2 \cdot 0,25), \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Y_{\text{пн}} &= T_1 \frac{54}{107} + (T_2 \cos 120 - Z_2 \sin 120) \frac{107 - 54}{107} = \\ &= T_1 \cdot 0,5 + (T_2 (-0,5) - Z_2 \cdot 0,866) \cdot 0,5 = \\ &= T_1 \cdot 0,5 + (-T_2 \cdot 0,25 - Z_2 \cdot 0,433), \end{aligned}$$

Для визначення повного навантаження на корінні шийки використовується залежність

$$R_k = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}.$$

Для визначення навантажень на корінні підшипники використовують рівність,

$$X = R_x \cos \alpha + R_y \sin \alpha;$$

$$Y = -R_x \sin \alpha + R_y \cos \alpha.$$

Результати розрахунків наведено в додатку Д.

Після розрахунків побудовано годографи навантаження на корінні шийки та підшипники, мал. 5.10.

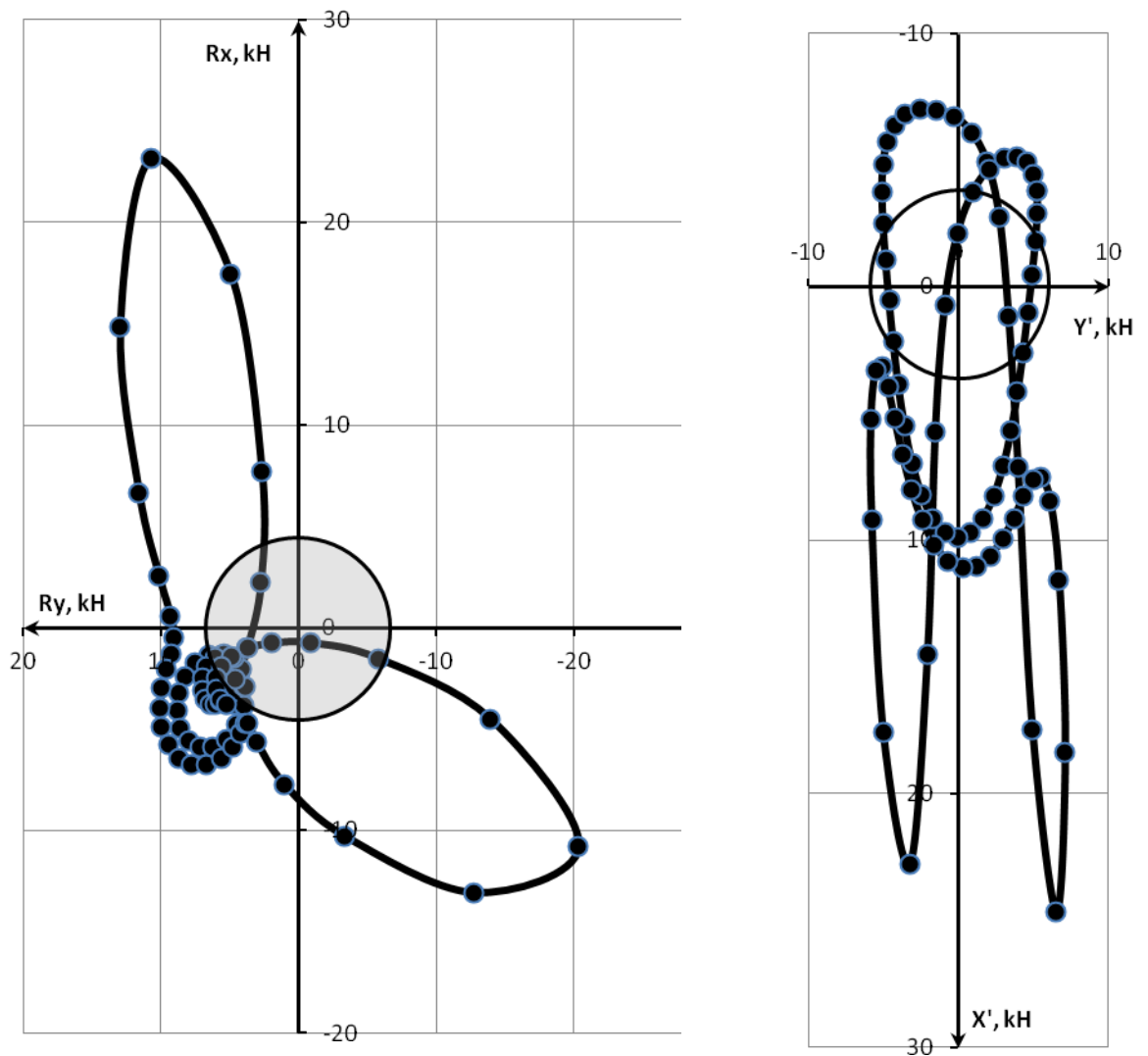


Рисунок 5.10 – Годографи навантажень на корінну шийку та корінний підшипник

5.1.8 Визначення нерівномірностей частоти обертів колінчастого валу

Ступінь нерівномірності частоти обертання колінвала,

$$\delta = \frac{A \cdot 10^3}{(\Theta_M + \Theta \cdot z \cdot \kappa) \cdot \omega^2},$$

де A – залишкова робота сумарного крутильного моменту ДВЗ;

Θ_M – масовий момент інерції маховика;

Θ – момент рухомих інерційних мас, КШМ в одному відсіку.

Залишкова робота загального крутильного моменту ДВЗ визначається площею найбільшої фігури, яка утворена кривими крутильного моменту ДВЗ, та середнього крутильного моменту:

$$A = F \cdot \mu_m \cdot \mu_\alpha = 6,89 \cdot 10^{-4} \cdot 87,2 \cdot 7,143 = 0,429 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

де F – площа найбільшої фігури, $F = 6,89 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;

μ_α – масштаб по осі x , $\mu_\alpha = 87,2 \text{ рад/м}$;

μ_m – масштаб по осі y , $\mu_m = 7,143 \text{ (кН} \cdot \text{м)/м}$.

Момент рухомих інерційних мас, КШМ в одному відсіку буде рівний,

$$\Theta = \frac{10^4 \cdot R^3 (1,25 + 0,6 \cdot z_n) (0,7 D_{ц}^2 \cdot z_0 + L_k \cdot d)}{\left(1,4 + \frac{R}{D_{ц} \sqrt{z_0}}\right)},$$

де R – радіус кривошипного механізму, м;

z_n – кількість противагів на одному кривошипі;

$D_{ц}$ – діаметр циліндра

z_0 – загальна кількість циліндрів в ряді;

L_k – загальна довжина кривошипного механізму, м;

d – діаметр шатунної шийки, м.

$$\Theta = \frac{0,041^3 (1,25 + 0,6 \cdot 2) (0,7 \cdot 0,088^2 \cdot 1 + 0,035 \cdot 0,051) \cdot 10^4}{\left(1,4 + \frac{0,041}{0,088 \sqrt{1}}\right)} = 0,00652 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

$$\delta = \frac{A \cdot 10^3}{(\theta_m + \theta \cdot z_k) \cdot \omega^2} = \frac{0,429 \cdot 10^3}{(5,836 \cdot 10^8 + 6,521 \cdot 10^{-3} \cdot 3) \cdot 356^2} = 5,8 \cdot 10^{-12}.$$

Нерівномірність частоти обертів колінвала для ДВЗ повинна становити $[\delta] \leq 0,02$. Отримане значення вдовольняє даним потребам.

У даному розділі розраховані сили і моменти що діють в двигуні, побудовані графіки цих сил та моментів та годографи навантажень на шатунну шийку й шатунний підшипник. Ці дані будуть враховані в наступному розділі при розрахунку на міцність.

5.2. Підвищення ефективності системи змащення

5.2.1 Аналіз існуючих систем фільтрування мастил

Фільтрування мастил мусить забезпечити вилучення з нього не тільки крупних, але і мілких частинок домішок неорганічного та органічного походження.

В своїй більшості в сучасних двигунах внутрішнього згорання фільтрування мастил здійснюється в мастильних фільтрах грубого та тонкого фільтрування.

Як фільтр мілкового фільтрування мастила використовується масляні центрифуги. Всепоточна центрифуга без змінних елементів, проста в конструкції та надійна в експлуатації. Здатність такої мастильної центрифуги відділяти з масла важкіші частинки є важливою здатністю, яка дає змогу отримати достатній ступінь очищення мастила при номінальній роботі дизельного двигуна. При тому мілкість відсіву становить 10...15 мкм.

Визначено, при запуску ДВЗ на холодному режимі центрифуга обертається із деяким інерційним затриманням та в початковий момент часу масло іде в підшипники неочищене, окрім частинок, які є більшими за отвори на ґратчастій онові масла збірника. Дуже крупні частинки потрапляють в підшипники колінвала, створюючи глибокі круглі подряпини в антифрикційному шарі, що викликає місцеве збільшення температури.

Тому на проектному ДВЗ запропонуємо комбінований спосіб очищення мастила.

В однім корпусі розмістимо фільтри з паперовим фільтруючим елементом (ПФЕ) та центрифугу на відгалуженні. Комбінований метод очищення дає змогу виключити недоліки центрифуги при запуску ДВЗ.

5.2.2 Методи вдосконалювання системи змащування

Повно поточне очищення масла разом з захистом деталей що труться від шкідливих частинок, веде до зменшення витрат на технічне обслуговування ДВЗ. Компанія Mack Trucks (США) впровадила на всіх дизельних двигунах повно поточну систему фільтрування мастила з використанням ПФЕ, що формується з двох спарених фільтрів із середньою тонкістю відсіювання 10 мкм які з'єднані паралельно. Також такі системи очищення широко використовуються в системах змащування ДВЗ Mack ENDT (США), Caterpillar (США), Leuland E0510 (Англія), MAMIB D2156 (Німеччина).

Українськими та закордонними дослідженнями встановлено, що найефективнішим методом збільшення якості фільтрування, збільшення термінів заміни мастила та періодів діагностики та ремонту є використання комбінованих систем фільтрування, що складаються з повно поточних фільтрів тонкої очистки та частково поточних центрифугів.

За даними досліджень компанія Cummins Engine використала на ДВЗ з турбо наддувом комбінований метод фільтрації мастила. В результаті зменшилися сумарні експлуатаційні затрати при збереженні затрат на технічну діагностику та ремонт. Додаткові затрати на частково потоковий очисник компенсувалися збільшеним терміном служби масла та повно поточних фільтрів. А також, підвищилась довговічність ДВЗ яка дав економічний ефект, що перевищив, первинну систему фільтрації.

Відповідно до результатів проведених експериментів, строк роботи повно поточного очисника тонкої фільтрації масла при його роботі в ДВЗ поряд з частково поточною центрифугою підвищується приблизно в 2,5 рази.

5.2.3 Розроблення удосконаленої системи змащування

Основними параметрами системи змащування є:

- циркуляційна витрата мастила в системі мащення;
- тиск мастила на вході в ДВЗ;
- кількість мастила в системі мащення.

Визначаємо циркуляційну затрату мастила в системі мащення:

$$G_m = \xi \cdot N_e \cdot q / (\Delta T \cdot C_m) = 2 \cdot 32 \cdot 350 / (23 \cdot 1,7) = 572,9 \text{ кг/год},$$

де ξ – коефіцієнт запасу, який враховує перевантаження двигуна та зростання зазорів в підшипниках при зношуванні, $\xi = 2$;

q – питома кількість теплоти, відведеної мастилом, $q = 350$ кДж/(кВт·г);

N_e – номінальна ефективна потужність двигуна, $N_e = 32$ кВт;

ΔT – перепад температури масла на виході із двигуна й на вході, $\Delta T = 23$ К;

C_m – теплоємність масла, $C_m = 1,7$, кДж/(кг·К).

Тиск масла на вході у двигун для забезпечення циркуляційної витрати становить $P_m = 0,4$, МПа.

Обсяг кількості мастила в системі мащення для зниження ваги установки з ДВЗ має бути малим, але достатнім для заповнення системи та компенсації вигорання мастила між заливаннями, що в сучасних двигунах в залежності від їх зношення становить 0,2-9 % витрат палива.

Розрахунок масляного насоса

У системах мащення ДВЗ в якості масляних насосів використовують об'ємні шестеринчасті насоси, що зарекомендували себе високою надійністю, здатністю утворювати високі тиски, простота конструкції та відносно мала собівартість.

До їх недоліків відносять зниження коефіцієнту подачі при високій частоті обертання шестерень та динамічні навантаження на привід насосу в результаті пульсуючої подачі мастила.

Обчислюємо розрахункову продуктивність масляного насосу:

$$V_P = V_M / \eta_H = 0,000177 / 0,7 = 0,000253 \text{ м}^3/\text{с},$$

де η_H – об'ємний коефіцієнт подачі, $\eta_H = 0,7$.

$$V_M = G_M / (\rho_M \cdot 3600) = 572,9 / (900 \cdot 3600) = 0,000177 \text{ м}^3/\text{с},$$

де G_M – циркуляційна затрата мастила в системі мащення, $G_M = 572,9$ кг/г;

ρ_M – густина мастила, $\rho_M = 900$, кг/м³.

Кількість обертів зубчастих коліс:

$$n = \frac{z_H \cdot 60}{\pi \cdot D} = \frac{7 \cdot 60}{3,14159 \cdot 0,05} = 2674 \text{ хв}^{-1} < 3000 \text{ хв}^{-1},$$

де m – модуль зубчастих коліс, $m = 5$ мм;

z – число зубів, $z = 8$;

ω_H – окружна швидкість обертання шестірні на зовнішньому діаметрі, $\omega_H = 7$ м/с;

D – діаметр зовнішньої окружності шестірні:

$$D = m \cdot (z + 2) = 5 \cdot (8 + 2) = 0,05 \text{ м}.$$

Довжина зуба:

$$b = \frac{60 \cdot V_P}{2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot n_H} = \frac{60 \cdot 0,000253}{2 \cdot 3,14159 \cdot 5^2 \cdot 8 \cdot 2674} = 0,0045 \text{ м}.$$

Потужність, затрачувана на привід масляного насоса:

$$N_H = V_P \cdot P_M / (\eta_{MH} \cdot 10^3) = 0,000253 \cdot 0,4 / (0,85 \cdot 10^3) = 0,119 \text{ кВт},$$

що становить 0,37 % від N_e .

Розрахунок масляної центрифуги

Розрахунок масляної центрифуги (рис. 6.5), що представляє собою відцентровий фільтр очищення масла від механічних домішок, полягає у визначенні необхідного тиску масла на вході в центрифугу $P_{Ц}$ і частоти обертання її ротора $n_{Ц}$.

Розрахуємо двохсоплову неповнопоточну масляну центрифугу, що виконує функцію фільтра тонкого очищення масла у швидкохідному тракторному дизелі потужністю $N_e=32$ кВт.

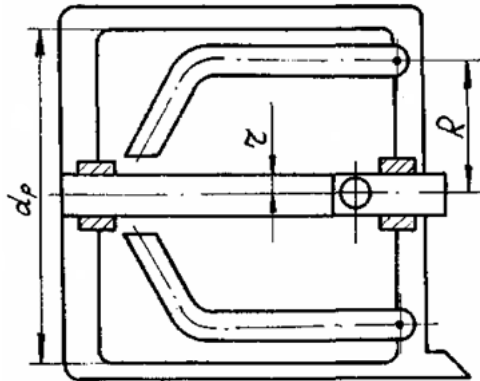


Рисунок 5.9 – Схема масляної центрифуги

Неповнопоточність центрифуги приймається рівної 20 %.

Витрата масла через сопла центрифуги:

$$V_{\text{ц}}=0,2 \cdot V_{\text{М}}=0,2 \cdot 0,000177=0,000035 \text{ м}^3/\text{с},$$

де $V_{\text{М}}$ – циркуляційна витрата масла в масляній системі, $V_{\text{М}} = 0,000177$ м³/с.

Площа отвору сопла:

$$F_{\text{с}} = \pi \cdot d_{\text{с}}^2 / 4 = 3,14159 \cdot 0,0015 / 4 = 1,77 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2,$$

де $d_{\text{с}}^2$ – діаметр отвору сопла, $d_{\text{с}} = 0,0015$ м.

Частота обертання ротора центрифуги:

$$n_{\text{ц}} = \frac{\frac{\rho_{\text{М}} \cdot V_{\text{ц}}^2 \cdot R}{2 \cdot \varepsilon \cdot F_{\text{с}}} - a}{b + \frac{\pi \cdot \rho_{\text{М}} \cdot V_{\text{ц}} \cdot R^2}{30}} = \frac{\frac{900 \cdot 0,000035^2 \cdot 0,03}{2 \cdot 0,9 \cdot 1,77 \cdot 10^{-6}} - 0,001}{4 \cdot 10^{-6} + \frac{3,14159 \cdot 900 \cdot 0,000035 \cdot 0,03^2}{30}} = 1517 \text{ хв}^{-1}$$

де $\rho_{\text{М}}$ – густина масла, $\rho_{\text{М}} = 900$ кг/м³;

ε – коефіцієнт стиску струменя масла, $\varepsilon = 0,9$;

R – відстань від осі сопла до осі обертання ротора, $R = 0,03$ м;

a – момент опору на початку обертання ротора, $a = 0,001$ Н·м;

b – швидкість наростання моменту опору, $b = 4 \cdot 10^{-6}$ (Н·м)/хв⁻¹.

Тиск масла перед центрифугою:

$$P_{\text{ц}} = \rho_{\text{М}} \cdot \left[\frac{V_{\text{ц}}^2 - 4 \cdot (\pi \cdot n_{\text{ц}} / 30)^2 \cdot (R^2 - r^2) \cdot \mu^2 \cdot F_{\text{с}}^2}{8 \cdot \mu^2 \cdot F_{\text{с}}^2 \cdot (1 - \psi)} \right] =$$

$$= 900 \cdot \left[\frac{0,000035^2 - 4 \cdot (3,14159 \cdot 1517 / 30)^2 \cdot (0,03^2 - 0,008^2) \cdot 0,8^2 \cdot (1,77 \cdot 10^{-6})^2}{8 \cdot 0,8^2 \cdot (1,77 \cdot 10^{-6})^2 \cdot (1 - 0,2)} \right] =$$

$$= 0,076 \cdot 10^6 \text{ Па} = 0,076 \text{ МПа},$$

де r – радіус осі ротора, $r=0,008$ м;

μ – коефіцієнт витрати масла через сопло, $\mu=0,8$;

ψ – коефіцієнт гідравлічних втрат, $\psi=0,2$.

Потужність (кВт), затрачувана на привод центрифуги:

$$N_{\text{ц}} = \frac{\pi \cdot \rho_{\text{М}} \cdot V_{\text{ц}} \cdot R \cdot n_{\text{ц}}}{30 \cdot 10^3} \cdot \left(\frac{V_{\text{ц}}}{2 \cdot \varepsilon \cdot F_{\text{с}}} - \frac{\pi \cdot n_{\text{ц}} \cdot R}{30} \right) =$$

$$= \frac{3,14159 \cdot 900 \cdot 0,000035 \cdot 0,03 \cdot 1517}{30 \cdot 10^3} \cdot \left(\frac{0,000035}{2 \cdot 0,9 \cdot 1,77 \cdot 10^{-6}} - \frac{3,14159 \cdot 1517 \cdot 0,03}{30} \right) =$$

$$= 0,00096 \text{ кВт},$$

що становить 0,003 % від N_e .

Нижче приводиться опис обраного для проектного дизеля комбінованого мастильного фільтра.

В відлитому корпусі встановлено разом паперовий очищувач та центрифуга. Масло із картера масляним насосом перекачується в корпус, де поділяється на два потоки: - основний, 60...63 л/хв, крізь ПФЕ направляється у магістраль двигуна, 17...20 л/хв направляються в центрифугу на очищення. Потік масла в центрифугі відповідно до базового зразка змінюється: знімається мастиловідвідна трубка, масло надходить по порожньої осі вгору і у верхній частині через радіальні канали поступає в ротор. Фільтруючись в роторі відцентровою силою, масло через зливне вікно в корпусі зливається у піддон.

У корпусах комбінованих фільтрів передбачено два клапани:

- пропускний кульковий;
- диференціальний (запобіжний).

Запобіжний клапан спрацьовує при перепаді тиску не більше 0,7 МПа та закривається при перепаді тиску не менш 0,5 МПа.

Диференціальний клапан керується магістральним тиском і дає змогу запобігти можливим нагромадженням надлишкового масла в очиснику. Спрацьовує клапанний механізм при 0,4...0,5 МПа.

У бумажному очисному елементі фільтрування мала відбувається при будь-яких умовах роботи ДВЗ, в тому і полягають його переваги перед повнопоточними центрифугами.

Дослідження встановили, що українські фільтруючі папери марок МФ-16, КФМ і ПМ-120 за своїми характеристиками наближені до іноземних зразків.

За результатами експериментальних дослідів встановлено, що мастилофільтри з ПФЕ з паперу МФ-16 та КФМ мають нижчі показники пропускної здатності при меншому гідравлічному опорі, ніж фільтри з ПФЕ з паперу ПМ-120, мають вищу грязеємність, а також мають покращену характеристику за витратами масла та перепаду тиску, чим вищезгадані марки паперу.

Для проєктованого очисника підбираємо папір ПМ-120. Відповідно ДСТУ 22.858 - 77 підбираємо типорозмір ФЕ по розміру пропускної здатності та потужності ДВЗ. Для даного ДВЗ - Е 1,7.

Але для забезпечення даного тиску мастила в магістралях, з врахуванням масла, що іде в центрифугу, потрібно підвищити продуктивність масло насоса до 80 л/хв. Цього можна досягнути збільшенням ширини шестерень, на 4мм. Використання такого масляного насоса дає змогу підвищити тиск масла в основних магістралях на величину 0,01...0,06 МПа, перед входом у ПМЦ – на 0,03...0,08 МПа в інтервалах температури 90...110°C.

Таким чином, у результаті досліджень встановлено, що комбіноване очищення моторного масла дає істотний ефект – збільшує термін служби БФЭ до 480 мотогодин очищення ротора центрифуги, тобто у два рази, а

також поліпшує якість фільтрації мастила для всіх режимів роботи двигуна, що дає змогу збільшити ресурс двигуна до дванадцять тисяч мото годин.

На проєктований двигун встановлюємо двохсоплову неповнопоточну масляну центрифугу, що виконує функцію фільтра тонкого очищення масла, необхідна частота обертання центрифуги $n_{ц}=1517, \text{ хв}^{-1}$. Оскільки ми будемо використовувати природне масло з найменшою кількістю присадок, то незважаючи на наявність центрифуги, масло відпрацює заданий ресурс. Також через меншу вартість, простоту конструкції і більшу розповсюдженість на ринку використаємо масляний шестерінчастий насос із зовнішнім зачепленням.

5.3. Висновки

1) комбінований метод фільтрації моторного масла приносить ефект, а саме: підвищує строк служби ПФЄ до 480 мото годин фільтрація ротору центрифуги, тобто в два рази, а також покращує якість очищення масла при всіх режимах роботи двигуна, що дає змогу збільшити ресурс двигуна до 12 тис. мото годин.

2) На проєктований двигун встановлюємо двохсоплову неповнопоточну масляну центрифугу, що виконує функцію фільтра тонкого очищення масла, необхідна частота обертання центрифуги $n_{ц}=1517 \text{ хв}^{-1}$.

3) Оскільки ми будемо використовувати природне масло з найменшою кількістю присадок, то незважаючи на наявність центрифуги, масло відпрацює заданий ресурс.

4) Також через меншу вартість, простоту конструкції і більшу розповсюдженість на ринку використаємо масляний шестерінчастий насос із внутрішнім зачепленням, необхідна частота обертання зубчатих коліс масляного насосу $n = 2674 \text{ хв}^{-1}$.

В картер двигуна встановлюємо підігрівач масла, для кращого пуску двигуна в холодну пору року.

6. ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ

6.1 Уточнення програми , розрахунок трудомісткості виготовлення виробів, визначення річної потреби в технологічному обладнанні, складання зведеного переліку обладнання

Для розрахунку верстатомісткості виробу необхідно скласти оптимальний технологічний процес основної деталі - представника, для виготовлення якої проектується дільниця цеху. По технологічному процесі проводиться технологічне нормування для кожної операції.

Верстатомісткість всіх інших деталей, які входять у вузли визначаємо по верстатомісткості основної деталі з врахуванням їх різниці по масі, серійності і складності механічної обробки. Різниця по кожному параметру оцінюється відповідним коефіцієнтом приведення.

Загальний коефіцієнт приведення визначається по формулі:

$$K_0 = K_M \cdot K_{сер} \cdot K_{скл} , \quad (6.1)$$

де K_M - коефіцієнт приведення по масі;

$K_{сер}$ - коефіцієнт приведення по серійності;

$K_{скл}$ - коефіцієнт приведення по складності.

Коефіцієнт приведення по масі K_M визначається по формулі:

$$K_M = \sqrt[3]{\left(\frac{Q_x}{Q}\right)^2} , \quad (6.2)$$

де Q_x - маса приведеної деталі;

Q - маса деталі - представника.

Коефіцієнт приведення по серійності $K_{сер}$ визначається в залежності від співвідношення річних програм по формулі:

$$K_{сер} = \left(\frac{N}{N_x}\right)^{0,15 \div 0,2} \quad (6.3)$$

де N - виробнича програма деталі - представника;

N_x - виробнича програма приведеної деталі;

0,15 - показник для середнього машинобудування;

0,2 - показник для важкого машинобудування.

Коефіцієнт приведення по складності:

$$K_{\text{скл}} = \left(\frac{N_x}{N} \right)^{0,5} \quad (6.4)$$

де N_x - число оброблюваних поверхонь приведеної деталі;

N - число оброблюваних поверхонь деталі - представника.

Верстатомісткість визначається по формулі:

$$T_x = T \cdot K_0 \quad (6.5)$$

де T_x - верстатомісткість механічного оброблення приведеної деталі;

T - верстатомісткість механічного оброблення деталі - представника;

K_0 - загальний коефіцієнт приведення.

Таблиця 6.1 – Дані для визначення коефіцієнту приведення з верстатомісткості деталей виробу

№	Назва деталі	Маса деталі, кг	K_m	N річна, шт.	$K_{\text{пр}}$	К-сть. об. пов. шт.	$K_{\text{скл}}$	K_0	Верстатомісткість, хв.
1	Корпус АППЛ КП-5.01	5,96	1	6000	1	23	1	1	24,438
2	Пластина упорна АППЛ КП 5.15	0,2	0,16	12000	0,81	6	0,69	0,069	0,32
3	Вал АППЛ КП-5.05	4,5	3,131	6000	1	3	0,46	0,061	2,17
4	Втулка АППЛ КП – 5.06	2,8	0,095	6000	1	7	0,47	0,044	1,57
									28,498

Згідно з ТП і технічним міркуванням розраховуємо кількість верстатів для кожної операції.

Таблиця 6.2 - Уточнення типу виробництва.

№ операції	Назва операції	Річна програма, шт.	$T_{шт}$ хв.	Необхідна к-сть у верстатах, шт.		Коеф. завантаження
				C_p	$C_{п}$	
005	Відрізна.	6000	0,71	0,49	1	0,49
010	Вертикально-фрезерна.	6000	11,64	0,49	1	0,49
015	Горизонтально-фрезерна	6000	3,0	0,19	1	0,49
020	Відрізна.	6000	0,59	0,09	1	0,09
025	Вертикально-фрезерна	6000	7,27	0,4	1	0,4
030	Відрізна	6000	1,12	0,085	1	0,085
035	Вертикально-фрезерна	6000	4,14	0,007	1	0,007
040	Вертикально-фрезерна.	6000	0,543	0,07	1	0,07
045	Вертикально-свердлильна	6000	1,57	0,059	1	0,059
050	Вертикально-свердлильна	6000	0,15	0,071	1	0,071
055	Токарно-гвинторізна.	6000	0,40	0,27	1	0,27
060	Розрізна.	6000	2,02	0,06	1	0,06
065	Токарно-гвинторізна.	6000	1,61	0,07	1	0,07
070	Радіально-свердлильна	6000	3,17	0,06	1	0,06
075	Вертикально-фрезерна	6000	0,41	0,05	1	0,05
080	Радіально-свердлильна	6000	3,61	0,07	1	0,07

Такт випуску деталей

$$\tau = \frac{60\Phi}{N}, \text{ хв} \quad (6.6)$$

$$\tau = 40,15 \text{ хв.}$$

$$C_p = \frac{T_{шт}}{\tau} \quad (6.7)$$

$$\eta = \frac{C_p}{C_{пр}} - \text{коефіцієнт завантаження.} \quad (6.8)$$

$$Q_p = \frac{\eta_{\phi}}{\eta_{з.\phi}} = \frac{0,75}{\eta_{\phi}}. \quad (6.9)$$

$$K_{з.о} = \frac{\sum Q_i}{\sum C_{pi}} = \frac{40}{5} = 8,0 \quad (6.10)$$

$1 \leq K_{3,0} < 10$ отже, виробництво великосерійне. Уточнення організаційної форми виробництва.

$$T_{шт.с} = \frac{\sum T_{шт}}{\eta} = \frac{41,849}{5} = 8,370 \text{ хв.} \quad (6.11)$$

$$P_M = \frac{T_{сер}}{\eta} = \frac{8,370}{40,15} = 0,21 \text{ хв.} \quad (6.12)$$

Отже, $P_M < 0,6$.

В нас групова форма організації виробництва. Визначаємо загальну кількість необхідного обладнання для виготовлення всіх деталей виробу в цілому по формулі:

$$C_{п} = \frac{T_B \cdot N}{\Phi_B \cdot K_3} \quad \text{-----} \quad \text{-----} \quad (6.13)$$

$$C_{п} = \frac{39,671 \cdot 6000}{1898 \cdot 2 \cdot 0,75 \cdot 60} = 5,80 \approx 6 \text{ верстатів.}$$

В МСЦ, як правило буває не менше 100 верстатів, тому приймаємо, що в цеху виготовляється 10 видів подібних виробів. Тоді в нашому випадку в цеху буде: $6 \times 10 = 60$ верстатів для основного виробництва

6.2 Визначення розмірів основних і допоміжних площ цеху

1. Виробничої для механічних дільниць:

$$F_{вир} = C_{кр} \cdot F_{верст} = 100 \cdot 25 = 2500 \text{ м}^2 \quad (6.14)$$

де $F_{верст} = 15\text{—}25 \text{ м}^2$ - для середніх габаритів верстатів.

2. Допоміжних відділень:

а) заточування інструменту:

$$F_{зат} \cdot l_y = 10 \cdot 4 = 40 \text{ м}^2 \quad (6.15)$$

б) Ремонтної бази:

$$F_{урб} = 2 \cdot 20 = 40 \text{ м}^2 \quad (6.16)$$

в) Ремонту виробничого оснащення та інструменту

$$F_{p.v.o} = 22 \cdot 6 = 132 \text{ м}^2 \quad (6.17)$$

г) Контрольне відділення:

$$F_{к.в.} = 2 \cdot 6 \cdot 1,75 = 20 \text{ м}^2 \quad (6.18)$$

д) площа складів матеріалів, заготовок, деталей, для складу матеріалів заготовок:

$$S_1 = \frac{A_1 \cdot Q}{q \cdot k \cdot m} \quad (6.19)$$

де A - час зберігання заготовок, матеріалів на складі (3 - 6 днів).

q - Допустима вантажна напруженість площі складу Tm^2 ;

k коефіцієнт використання площі складу з врахуванням проходів і проїздів
 $k=0,5 - 0,65$

m - кількість робочих днів у році (254).

$$S_1 = \frac{31000}{1,5 \cdot 0,6 \cdot 254} = 108 \text{ м}^2.$$

для складу деталей:

$$S_2 = \frac{A_2 \cdot Q}{q \cdot k \cdot m}$$

де A_2 - час зберігання деталей на складі ($A_2=6+12$ днів).

$$S_2 = \frac{7 \cdot 1000}{1,5 \cdot 0,6 \cdot 254} = 305 \text{ м}^2.$$

Загальна площа.

$$S = S_1 + S_2 = 108 + 305 = 413 \text{ м}^2.$$

е) Приміщення ЗОР та перероблення стружки, для витрат мастил:

$$Q_m = \frac{q_m \cdot C_{п.} \cdot 254}{1000} \quad (6.20)$$

Для витрат емульсії:

$$Q_e = \frac{q_e \cdot C_{п.} \cdot 254}{1000}$$

де q_m , q_e - розхід мастил і емульсії на 1 верстат за добу:

$$Q_m = \frac{0,2 \cdot 100 \cdot 254}{1000} = 0,52 \text{ т / рік};$$

$$Q_e = \frac{2 \cdot 100 \cdot 254}{1000} = 5,2 \text{ т / рік};$$

$$F_{\text{зоп.п.стр.}} = 100 \cdot 1 = 100 \text{ м}^2 \quad (6.21)$$

$$F_{\text{заг}} = F_{\text{заг}} + F_{\text{ц.п.б}} + F_{\text{р.м.о.}} + F_{\text{к.к.}} + F_{\text{скл}} + F_{\text{зоп.п.стр.}} \quad (6.22)$$

$$F_{\text{заг}} = 40 + 40 + 132 + 20 + 413 + 100 = 745 \text{ м}^2.$$

е) службово-побутові приміщення:

площа під адмін. приміщення вираховується з розрахунку 4 м^2 на одного УТР;

$$F_{\text{сп.п}} = 18 \cdot 4 = 72 \text{ м}^2 \quad (6.23)$$

- площа під відпочинок складає $0,9 \text{ м}^2$ на одного працюючого:

$$F_{\text{в.к}} = 250 \cdot 0,9 = 225 \text{ м}^2 \quad (6.24)$$

- площа під столову і буфет вибирається із розрахунку 1 м^2 площі на 1 працюючого:

$$F_{\text{ст.б}} = 90 \cdot 1 = 90 \text{ м}^2 \quad (6.25)$$

Площа сантехнічних приміщень (медпункт, роздягальні, душові) вибираються $0,9 \text{ м}^2$ з розрахунку, коли в цеху працює більше 100 чоловік.

$$F_{\text{ст.п}} = 150 \cdot 0,9 = 135 \text{ м}^2 \quad (6.26)$$

Загальна площа службово - побутових приміщень:

$$F_{\text{заг}} = 72 + 225 + 90 + 135 = 522 \text{ м}^2 \quad (6.27)$$

ж) Загальна площа МСЦ:

$$F_{\text{заг}} = F_{\text{вир}} + F_{\text{доп}} = 2500 + 745 = 3245 \text{ м}^2 \quad (6.28)$$

6.3 Вибір типу й основних будівельних параметрів будівлі, розроблення компонуального плану цеху та плану розміщення обладнання і робочих місць

Будівля механічного цеху приймається прямокутної форми. Вибір сітки колон здійснюється виходячи із загальної розрахункової площі цеху на базі використання уніфікованих типових секцій корпусу самої будівлі у відповідності до рекомендацій.

Під цех вибираємо приміщення, яке збирається із стандартних секцій, розміром 18×14м і площею 1332м².

Необхідна кількість секцій визначається за формулою:

$$n = \frac{S_{\text{заг}}}{S_{\text{ст}}} \quad (6.29)$$

Приймаємо 3 секції. На невикористаній частині площі (1913 м²) розміщуємо дільницю по виготовленні іншої продукції. Сітку колон приймаємо рівною 18x12м. Технологічний план дільниці і цеху зображено на рис. 6.1.

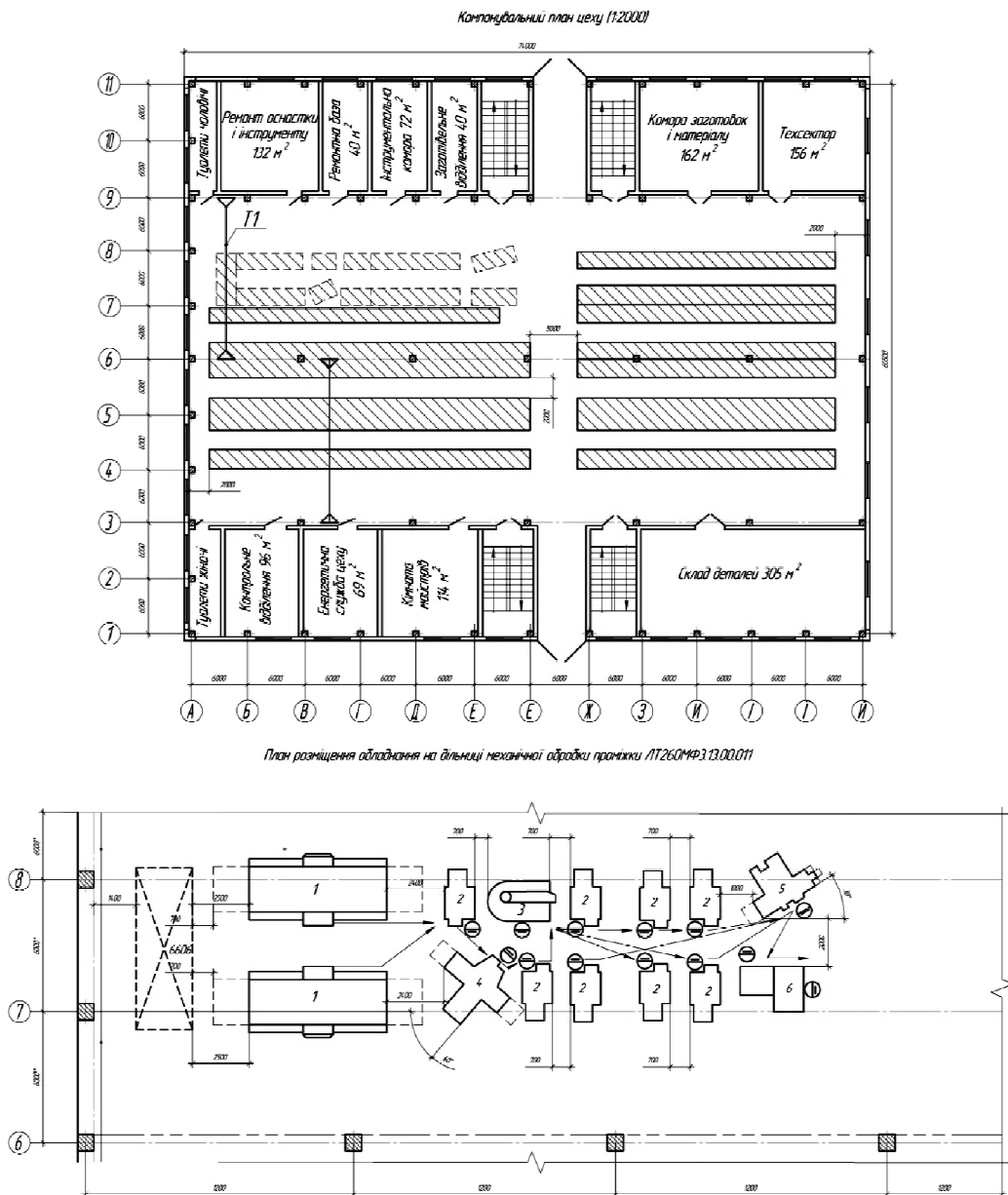


Рисунок 6.1 – Технологічний план дільниці і цеху

7. ОБГРУНТУВАННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

7.1 Характеристика спроектованого двигуна

Спроекований двигун призначений для приводу силової установки для сільськогосподарської мінітехніки. Від двигунів аналогічного призначення спроектований двигун ЗЧ8,8/8,2 відрізняється більшою на 5 кВт потужністю й меншою на 18,1 г/(еф.кВт·год) витратою палива. Вихідні дані для розрахунку приведені в таблиці 7.1.

Таблиця 7.1 – Вихідні дані

Найменування показника	Двигуни	
	Новий	Базовий
1	2	3
Заводське маркування двигуна	-	ЗДТ
Позначення ДВЗ за ГОСТ 4393-48	ЗЧ 8,8/8,2	ЗЧ 8,8/8,2
Призначення	Тракторний, для приводу силової установки сільськогосподарської мінітехніки	Тракторний, для приводу силової установки сільськогосподарської мінітехніки
Завод-виготовлювач	-	ДП «Завод ім. В. А. Малишева»
Ефективна потужність, кВт	32	20
Частота обертання КВ, хв ⁻¹	3400	3000
Питома витрата палива, г/кВт·год	232,9	250,0
Витрата масла на вигар, %	0,4	0,4
Конструктивна маса двигуна, кг	150	150
Моторесурс, мотогодин	4500	4500
Термін служби, років	6	6
Річна зайнятість, годин	600	600

Найменування показника	Двигуни	
	Новий	Базовий
Коефіцієнт завантаження двигуна по потужності	0,75	0,75
Річний випуск, шт/рік	1100	1100
Рівень рентабельності до собівартості, %	5,0	5,0
Собівартість, грн/шт	-	12300
Ціна виробництва, грн/шт	-	12915
Ціна продажу, грн/шт	-	15498

7.2 Розрахунок собівартості й ціни спроектованого двигуна

Собівартість машини нової конструкції, $C_{\text{п}}$, грн., на стадії проектування може бути визначена укрупненим методом:

$$C_{\text{п}} = C_{\text{уд}} \cdot G_{\text{н}} \cdot K_{\text{у}} = 82 \cdot 150 \cdot 1,2 = 14760, \quad (7.1)$$

де $C_{\text{уд}}$ – питома собівартість двигуна-аналога, грн.:

$$C_{\text{уд}} = \frac{C_{\text{А}}}{G_{\text{А}}} = \frac{12300}{150} = 82; \quad (7.2)$$

$K_{\text{у}}$ – коефіцієнт, що враховує подорожчання або здешевлення собівартості базового двигуна в результаті виконання конструктивних змін при розробці спецзавдання. $K_{\text{у}} = 1,1 \dots 1,2$. Приймаємо $K_{\text{у}} = 1,2$.

Конструкція нового двигуна розроблена на базі двигуна ЗДТ, що випускається на ДП «Завод ім. В. А. Малишева». Вихідні дані по двигуну-аналогу й спроектованому двигуну наведені в Таблиці 7.1.

При рентабельності виробництва ρ прибуток на один двигун складає, грн.:

$$\text{Пр} = C_{\text{п}} \frac{\% \cdot \rho}{100} = 14760 \cdot \frac{5,0}{100} = 738,0, \quad (7.3)$$

де $\%p = 5\%$ – відсоток рентабельності до собівартості.

Ціна виробництва нового двигуна (оптова), грн.:

$$C_{\Pi} = C_{\Pi} + P_p = 14760 + 738,0 = 15498 \quad (7.4)$$

Податок на додану вартість (ПДВ), грн.:

$$\text{ПДВ} = C_{\Pi} \cdot \frac{\% \text{ПДВ}}{100} = 15498 \cdot \frac{20}{100} = 3099,6, \quad (7.5)$$

де $\% \text{ПДВ} = 20\%$.

Ціна продажу, грн.:

$$C_{\text{пр}} = C_{\Pi} + \text{ПДВ} = 15498 + 3099,6 = 18597,6 \quad (7.6)$$

У Таблиці 7.2 подано калькуляцію собівартості спроектованого двигуна, що розрахована у відповідність зі структурою витрат на заводі - виготовлювачі ДВЗ-аналога.

Таблиця 7.2 – Калькуляція собівартості спроектованого двигуна

№п.п	Найменування статей витрат	Структура витрат, %	Сума витрат, грн.
1	2	3	4
1	Сировина й матеріали	14,1	2081,16
2	Покупні напівфабрикати й комплектуючі вироби	18,5	2730,6
3	Паливо й енергія на технологічні цілі	1,8	265,68
4	Поворотні відходи (віднімаються)	0,3	44,28
5	Основна зарплата працівників	5,8	856,08
6	Додаткова зарплата	1,7	250,92
7	Відрахування на соціальне страхування	3,2	472,32
8	Витрати по утриманню й експлуатації встаткування	22,4	3306,24
9	Загальновиробничі витрати	15,3	2258,28
10	Втрати від браку	0,1	14,76
11	Інші виробничі витрати	1,7	250,92
12	Виробнича собівартість	84,3	12442,68
14	Адміністративні витрати	12,1	1785,96
15	Витрати на збут	3,6	531,36
16	Повна собівартість	100	14760
17	Прибуток	5,0	738
18	Ціна виробництва	-	15498

19	Податок на додану вартість	20,0	3099,6
20	Ціна продажу відпускна	-	18597,6

7.3 Побудова графіка досягнення беззбитковості виробництва

Для побудови графіка досягнення беззбитковості виробництва розраховуються умовно-змінні витрати на один виріб, $Z_{\text{ПЕР}}$, грн., і умовно-постійні витрати на річний випуск, $Z_{\text{ПОСТ}}$, грн.:

$$Z_{\text{ПЕР}} = M_3 + Z_{\text{ОСН}} + Z_{\text{Д}} + O_{\text{СП}} + 0,7 \cdot PCEO = 5033,16 + 856,08 + 250,92 + 472,32 + 0,7 \cdot 3306,24 = 8926,848 \quad ; \quad (7.7)$$

$$Z_{\text{ПОСТ}} = (C_{\text{П}} - Z_{\text{ПЕР}}) \cdot A_{\text{Г}} = (14760 - 8926,848) \cdot 1100 = 6416467,2, \quad (7.8)$$

де M_3 – прямі матеріальні витрати на виріб, грн.;

$$M_3 = Z_{\text{СМ}} + Z_{\text{ПНФ}} + Z_{\text{ПЕ}} - Z_{\text{ПВ}} = 2081,16 + 2730,6 + 265,68 - 44,28 = 5033,16$$

(7.8.1)

де $Z_{\text{СМ}}$ – затрати на сировину й матеріали, грн.;

$Z_{\text{ПНФ}}$ – затрати на покупні напівфабрикати й комплектуючі вироби, грн.;

$Z_{\text{ПЕ}}$ – затрати на паливо й енергія на технологічні цілі, грн.;

$Z_{\text{ПВ}}$ – затрати на поворотні відходи (віднімаються), грн.;

$Z_{\text{ОСН}}, Z_{\text{Д}}$ – відповідно основна й додаткова заробітна плата виробничих робітників, грн.;

$O_{\text{СП}}$ – відрахування на соціальні програми, грн.;

$PCEO$ – витрати на зміст й експлуатацію встаткування, грн.;

$A_{\text{Г}}$ – річний випуск двигунів, шт/рік.

Побудова графіка беззбитковості виробництва (рисунок. 7.1) виконується в такий спосіб. На осі ординат відкладаємо витрати, на осі абсцис - випуск виробів. Потім на осі ординат відкладаємо $Z_{\text{ПОСТ}}$, грн. Від точки $A_{\text{Г}}$ на осі абсцис відкладаємо ординату, рівну повної собівартості річного випуску - точка B :

$$C_{\text{Г}} = A_{\text{Г}} \cdot C_{\text{П}} = 1100 \cdot 14760 = 16236000 \quad (7.9)$$

Через точки $Z_{\text{ПОСТ}}$ й B проводимо пряму, що відображає залежність

собівартості річної програми, C_{Γ} від річного випуску продукції в натуральному вираженні $C_{\Gamma} = f(A_i)$. Далі від точки A_{Γ} відкладаємо ординату, рівну обсягу продажів – точка Д:

$$B_p = C_{\Pi} \cdot A_{\Gamma} = 15498 \cdot 1100 = 17047800 \quad (7.10)$$

З'єднавши початок координат із точкою Д, одержуємо залежність річного обсягу продажів від кількості проданих виробів $B_p = f(A_i)$.

Точка перетинання прямих C_{Γ} та B_p відповідає річному випуску $A_{кр}$, шт/рік:

$$A_{кр} = \frac{z_{пост}}{C_{\Pi} - z_{пер}} = \frac{6416467,2}{15498 - 8926,848} = 976,46 \approx 977 \quad (7.10.1)$$

При $A_{кр}$ відбувається досягнення беззбитковості виробництва й реалізації продукції. Графік досягнення беззбитковості виробництва наведений на рисунку 7.1.

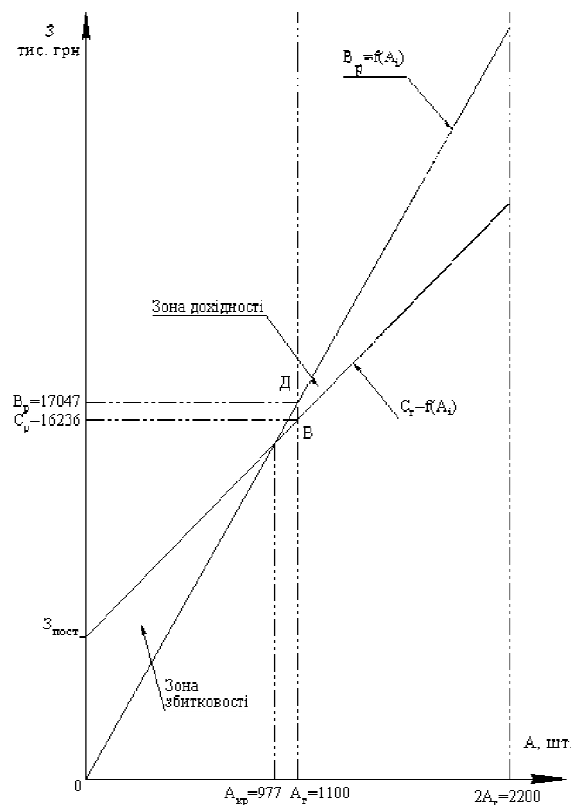


Рисунок 7.1 – Графік досягнення беззбитковості виробництва нового двигуна

7.4 Розрахунок економічного ефекту від виробництва й використання нового двигуна

Рішення про доцільність створення нової техніки приймається на основі розрахунку економічного ефекту.

Розрахунок економічного ефекту від впровадження нового виробу виконується в порівнянні із замінним їм виробом аналогічного призначення. Зниження при цьому витрат у споживача характеризує конкурентну здатність нового виробу на ринках збуту.

В умовах переходу до ринкової економіки, коли підприємства є самостійними господарюючими об'єктами, оцінка госпрозрахункового економічного ефекту як корисного результату в грошовому вираженні здійснюється окремо для виготовлювача й споживача нової продукції.

7.4.1 Річний економічний ефект у виробника

Річний економічний ефект у виробника, грн.:

$$\text{Э}_И = P_t - C_t - H_t = 19884181,97 - 16236000 - 3430778,238 = 217403,732 \quad (7.11)$$

де P_t – виручка від реалізації продукції в t -ому році, грн.:

$$P_t = C_p \cdot A_t = C_p \cdot A_{ГФ} = 18225,648 \cdot 1091 = 19884181,9 \quad (7.12)$$

де C_p – ринкова ціна двигуна, грн.:

$$C_p = 0,98 \cdot C_{ПР} = 0,98 \cdot 18597,6 = 18225,648 \quad (7.12.1)$$

A_t – об'єм реалізації у t -ому році, шт.: $A_t = A_{ГФ}$, $A_{ГФ} = 1091$ шт.

C_t – собівартість річного випуску виробів в t -ом році, грн.:

$$C_t = C_{П} \cdot A_{Г} = 14760 \cdot 1100 = 16236000, \quad (7.13)$$

де $A_{Г}$ – обсяг випуску в t -ом році, шт.,

H_t – загальна сума податків і виплат з балансового прибутку в t -ом році, грн.:

$$H_t = (\text{ННД}_{\Phi} + \text{Н}_{ПР\Phi}) \cdot A_{ГФ} = (3037,608 + 107,01) \cdot 1091 = 3430778,24, \quad (7.14)$$

де НДС_{Φ} – фактична величина ПДВ на один виріб, грн./шт:

$$\text{НДС}_\phi = \frac{\text{Ц}_p}{6} = \frac{18225,648}{6} = 3037,608; \quad (7.15)$$

$\text{Н}_{\text{ПРФ}}$ – фактична величина податку на прибуток на один виріб, грн.:

$$\text{Н}_{\text{ПРФ}} = \frac{\text{П}_{\text{рф}} \cdot \% \text{Нпр}}{100} = \frac{428,04 \cdot 25}{100} = 107,01, \quad (7.16)$$

де $\text{П}_{\text{рф}}$ – фактична величина прибутку на один виріб, грн.:

$$\text{П}_{\text{рф}} = \text{Ц}_p - \text{НДС}_\phi - \text{С}_\Pi = 18225,648 - 3037,608 - 14760 = 428,04 \quad (7.17)$$

$\% \text{Н}_{\text{ПР}} = 25$ – податок на прибуток, %.

7.4.2 Розрахунок економічного ефекту в споживача нової техніки

Річні обсяги робіт, виконуваних при використанні виробу, грн:

$$B = N_e \cdot T_3 \cdot K_{\text{ЗМ},\gamma} \quad (7.18)$$

де N_e – ефективна потужність двигуна, кВт;

T_3 – річна зайнятість двигуна, ч;

$K_{\text{ЗМ}}$ – коефіцієнт завантаження двигуна по потужності.

Новий двигун:

$$B_{\text{Н}} = 32 \cdot 600 \cdot 0,75 = 11250. \quad (7.18.1)$$

Базовий двигун:

$$B_{\text{б}} = 20 \cdot 600 \cdot 0,75 = 9000. \quad (7.18.2)$$

Коефіцієнт обліку росту продуктивності нового двигуна в порівнянні з базовим:

$$a_1 = \frac{B_{\text{Н}}}{B_{\text{б}}} = \frac{11250}{9000} = 1,25 \quad (7.19)$$

Коефіцієнт обліку зміни терміну служби нового двигуна в порівнянні з базовим:

$$a_2 = \frac{P_{\text{б}} + E_{\text{Н}}}{P_{\text{Н}} + E_{\text{Н}}} = \frac{0,167 + 0,15}{0,167 + 0,15} = 1,0, \quad (7.20)$$

де P_B, P_H – частки відрахувань на повне відновлення (реновацію) базового й нового двигунів;

$$P_B = P_H = \frac{1}{T_C} = \frac{1}{6} = 0,167, \quad (7.21)$$

де T_C – термін служби двигуна, років.

E_H – нормативний коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень, $E_H = 0,15$.

Балансова вартість базового двигуна, грн.:

$$B_B = C_P \cdot K_{TP}, \quad (7.22)$$

де C_P – ринкова ціна виробу, грн.;

K_{TP} – коефіцієнт транспортно – монтажних витрат, $K_{TP} = 1,1 \dots 1,15$.

Приймаємо $K_{TP} = 1,15$.

Балансова вартість базового двигуна, грн.:

$$B_B = 15498,00 \cdot 1,15 = 17822,70. \quad (7.22.1)$$

Балансова вартість нового двигуна, грн.:

$$B_H = 18225,648 \cdot 1,15 = 20959,495. \quad (7.22.2)$$

Супутні капітальні вкладення споживача (без обліку вартості розглянутих двигунів) при використанні двигунів, грн.:

$$K_C^1 = 0,20 \cdot B. \quad (7.23)$$

Базовий двигун:

$$K_{CB}^1 = 0,20 \cdot B_B = 0,2 \cdot 17822,70 = 3564,54. \quad (7.23.1)$$

Новий двигун:

$$K_{CH}^1 = 0,20 \cdot B_H = 0,20 \cdot 20959,495 = 4191,899. \quad (7.23.2)$$

Капітальні витрати в споживачів, пов'язані із придбанням і використанням техніки, грн.:

$$K = B + K_C^1. \quad (7.24)$$

Нова техніка:

$$K_H = B_H + K_{CH}^1 = 20959,495 + 4191,899 = 25151,394. \quad (7.24.1)$$

Базова техніка:

$$K_B = B_B + K_{CB}^1 = 17822,70 + 3564,54 = 21387,24. \quad (7.24.2)$$

Річні витрати на паливо двигуна, грн.:

$$Z_T = N_e \cdot q_T \cdot T_3 \cdot C_T \cdot K_{3M}, \quad (7.25)$$

де N_e – ефективна потужність двигуна, кВт;

q_T – питома витрата палива двигуна, кг/(кВт·год);

T_3 – річна зайнятість двигуна, годин;

$C_T = 6,45$ грн. – ціна палива двигуна;

K_{3M} – коефіцієнт завантаження двигуна по потужності.

Новий двигун:

$$Z_{TH} = 32 \cdot 0,2479 \cdot 600 \cdot 6,45 \cdot 0,75 = 17988,25. \quad (7.25.1)$$

Базовий двигун:

$$Z_{TB} = 20 \cdot 0,250 \cdot 600 \cdot 6,45 \cdot 0,75 = 14512,5. \quad (7.25.2)$$

Річні витрати на мастило двигуна, грн.:

$$Z_M = N_e \cdot q_T \cdot q_M \cdot T_3 \cdot C_M \cdot K_{3M}, \quad (7.26)$$

де $q_M = 0,4\%$ витрата масла двигуна у відносних частках від витрати палива;

$C_M = 14$ грн./л – ціна масла двигуна;

Новий двигун:

$$Z_{MH} = 32 \cdot 0,2479 \cdot 0,004 \cdot 600 \cdot 14 \cdot 0,75 = 156,177. \quad (7.26.1)$$

Базовий двигун:

$$Z_{MB} = 20 \cdot 0,25 \cdot 0,004 \cdot 600 \cdot 14 \cdot 0,75 = 126. \quad (7.26.2)$$

Річна зарплата обслуговуючого персоналу двигуна, грн.:

$$Z_{3П} = C_ч \cdot T_3 \cdot q_{3П}, \quad (7.27)$$

де $C_ч = 4,1$ грн./год – годинна тарифна ставка механізатора з урахуванням доплат і відрахувань на соціальні потреби;

$q_{зп} = 0,28$ – частка зарплати обслуговуючого персоналу, що доводиться на обслуговування двигуна.

Базовий двигун:

$$З_{зпб} = 4,1 \cdot 600 \cdot 0,28 = 688,8. \quad (7.27.1)$$

Новий двигун:

$$З_{зпн} = 4,1 \cdot 600 \cdot 0,28 = 688,8. \quad (7.27.2)$$

Річні витрати на ремонт базового двигуна, грн.:

$$З_{рб} = \frac{K_{б} \cdot (H_{тр} + H_{кр})}{100} = \frac{21387,24 \cdot (11,4 + 9,5)}{100} = 4469,933 \quad (7.28)$$

де $H_{тр} = 11,4\%$ – норма щорічних відрахувань на капітальні ремонти й технічне обслуговування;

$H_{кр} = 9,5\%$ – норма щорічних відрахувань на капітальні ремонти.

Річні витрати на ремонт нового двигуна, грн.:

$$З_{рн} = \frac{K_{н} \cdot (H_{тр} + H_{кр})}{100} \cdot \frac{T_{мб}}{T_{мн}} = \frac{25151,394 \cdot (11,4 + 9,5)}{100} \cdot \frac{4500}{4500} = 5256,64 \quad (7.29)$$

де $T_{мб}, T_{мн}$ – моторесурс відповідно базового та нового двигуна, мотогодин.

Амортизаційні відрахування по супутніх капітальних вкладеннях у споживача базового двигуна, грн.:

$$A_{сб} = \frac{K_{сб}^! \cdot H_{ас}}{100} = \frac{3564,54 \cdot 10}{100} = 356,45 \quad (7.30)$$

де $H_{ас} = 10\%$ – норма щорічних відрахувань по супутніх капітальних вкладеннях.

Амортизаційні відрахування по супутніх капітальних вкладеннях у споживача нового двигуна, грн.:

$$A_{сн} = \frac{K_{сн}^! \cdot H_{ас}}{100} \cdot \frac{T_{мб}}{T_{мн}} = \frac{4191,899 \cdot 10}{100} \cdot \frac{4500}{4500} = 419,19 \quad (7.31)$$

Річні поточні (експлуатаційні) витрати споживача при використанні базового двигуна без обліку амортизації на реновацію по самому двигуну, грн.:

$$\begin{aligned} I_{\text{б}}^! &= Z_{\text{тб}} + Z_{\text{мб}} + Z_{\text{зп,б}} + Z_{\text{рб}} + A_{\text{сб}} = 14512,5 + \\ &+ 126 + 688,8 + 4469,933 + 356,45 = 20153,683 \end{aligned} \quad (7.32)$$

Річні поточні (експлуатаційні) витрати споживача при використанні нового двигуна без обліку амортизації на реновацію по самому двигуні, грн.:

$$\begin{aligned} I_{\text{н}}^! &= Z_{\text{тн}} + Z_{\text{мн}} + Z_{\text{зп,н}} + Z_{\text{рн}} + A_{\text{сн}} = 17988,25 + \\ &+ 156,177 + 688,8 + 5256,64 + 419,19 = 24509,057 \end{aligned} \quad (7.33)$$

Річні експлуатаційні витрати базової техніки розраховуючи на обсяг робіт виконуваних за допомогою нової техніки, грн.:

$$I_{\text{б}} = I_{\text{б}}^! \cdot a_1 = 20153,683 \cdot 1,25 = 25192,1. \quad (7.34)$$

Річні експлуатаційні витрати нової техніки розраховуючи на обсяг робіт виконуваних за допомогою нової техніки, грн.:

$$I_{\text{н}} = I_{\text{н}}^! = 24509,057 \quad (7.35)$$

Ціна споживання базової техніки, грн.:

$$\text{Ц}_{\text{потр}}^{\text{б}} = K_{\text{б}} \cdot a_1 \cdot a_2 + I_{\text{б}} \cdot T_{\text{б}} = 21387,24 \cdot 1,25 \cdot 1,0 + 25192,1 \cdot 6 = 177886,65 \quad (7.36)$$

Ціна споживання нової техніки, грн.:

$$\text{Ц}_{\text{потр}}^{\text{н}} = K_{\text{н}} + I_{\text{н}} \cdot T_{\text{б}} = 25151,394 + 16054,055 \cdot 6 = 121475,724 \quad (7.37)$$

Річний економічний ефект у споживача нової техніки, грн.:

$$\text{Э}_{\text{потр}} = \text{Ц}_{\text{потр}}^{\text{б}} - \text{Ц}_{\text{потр}}^{\text{н}} = 177886,65 - 121475,724 = 56410,9 \quad (7.38)$$

Основні техніко – економічні показники порівнюваних двигунів представлені в Таблиці 7.3.

Таблиця 7.3 – Техніко-економічні показники порівнюваних двигунів

Найменування показника	Одиниці виміру	Двигуни	
		Новий	Базовий
1	2	3	4
Марка двигуна	-	-	ЗДТ
Призначення	-	Тракторний, для приводу силової установки сільськогосподарської мінітехніки	Тракторний, для приводу силової установки сільськогосподарської мінітехніки
Ефективна потужність	кВт	32	20
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	3400	3000
Питомі витрати палива	г/(кВт·ч)	232,9	250,0
Витрата масла на вигар	%	0,4	0,4
Конструктивна маса ДВЗ	кг	150	150
Повна собівартість	грн./шт	14760	12300
Ціна виробництва	грн./шт	15498	12915
Ціна продажу	грн./шт	18597,6	15498
Річні експлуатаційні витрати на 1 ДВЗ – всього: у тому числі:	грн./шт	24509,057	20153,68
- на паливо	грн.	17988,25	14512,5
- на мастило	грн.	156,177	126
- на заробітну плату	грн.	688,8	688,8
- на ремонти та ТО	грн.	5256,64	4469,933
- амортизаційні відрахування	грн.	419,19	356,45
Річні експлуатаційні витрати, що	грн./шт	24509,057	25192,1

Найменування показника	Одиниці виміру	Двигуни	
		Новий	Базовий
приведені до однакового об'єму работ			
Економічний ефект у споживача на 1 двигун за строк служби 6 років	грн./шт	56410,9	-

Проведені техніко-економічні розрахунки показали доцільність створення й застосування спроектованого двигуна. Економічний ефект у споживача за строк служби 6 років на один двигун складе 56410,9 грн.

8 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

8.1 Загальні питання охорони праці

Повністю безпечних і нешкідливих виробництв не існує. Задача охорони праці - звести до мінімальної ймовірності поразки або захворювання працюючі з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Продуктивність праці підвищується за рахунок збереження здоров'я й працездатності людини, продовження періоду активної трудової діяльності людини, економії суспільної праці шляхом підвищення якості продукції, поліпшення використання основних виробничих фондів, зменшення числа аварій і т.д.

Поліпшення умов праці і його безпека приводить до зниження виробничого травматизму, професійних захворювань, що зберігає здоров'я трудящих й одночасно приводить до зменшення витрат на оплату пільг і компенсацій за роботу в несприятливих умовах праці, на оплату наслідків такої роботи (тимчасової або постійної непрацездатності), на лікування, перепідготовку працівників виробництва у зв'язку із плінністю кадрів із причин, пов'язаних з умовами праці.

У даній роботі розглянуто робоче місце фрезерувальника, виконуючого механічну обробку деталей двигуна внутрішнього згоряння на основі Закону України "Про охорону праці".

8.2 Виробнича санітарія

При нормуванні різних галузей промисловості використовують загальні міжгалузеві норми («Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны» ГОСТ 12.1.005-88[20]).

Дійсний стандарт поширюється на повітря робочої зони підприємств народного господарства. Стандарт установлює загальні санітарно-гігієнічні вимоги до показників мікроклімату й припустимому змісту шкідливих речовин у повітрі робочої зони. Вимоги до припустимого змісту шкідливих речовин у повітрі робочої зони поширюються на робочі місця незалежно від їх розташування (у виробничих приміщеннях, у гірських виробленнях, на відкритих площадках, транспортних засобах і т.п.).

Припустимі мікрокліматичні умови забезпечують нормальні умови праці, погіршення яких можуть привести до професійних захворювань.

Для забезпечення оптимальних значень параметрів, відповідно, необхідно витратити більше засобів (кондиціонування повітря), чим для досягнення оптимальних параметрів. Відповідно до норм вони (оптимальні умови) створюються в кабінах, на пультах і місцях керування технологічними процесами, у залах з обчислювальною технікою, а також там, де передбачено галузевими документами. В інших виробничих приміщеннях повинні забезпечувати припустимі мікрокліматичні умови (табл. 8.1). Робота фрезерувальника, відповідно до ГОСТ 12.1.005 - 88[20], віднесена до тяжкої категорії 1а - тяжкі фізичні, виходячи з таких факторів як категорія важкості робіт, період року.

У виробничих приміщеннях, де з технічних або економічних причин неможливо забезпечити припустимі нормативні показники мікроклімату, повинні бути передбачені способи захисту працюючих від перегріву або переохолодження.

Таблиця 8.1 – Межі зміни параметрів мікрокліматичних умов у виробничих приміщеннях

Параметр	Значення параметрів	
	оптимальні	припустимі
Температура повітря, °С	16 – 25	13 – 29
Відносна вологість, %	60 – 40	до 75
Швидкість руху повітря, м/с	0,1 – 0,4	0,1 – 0,6

Джерела ІЧ-випромінювання можуть бути природними (сонячна радіація) і штучними (будь-які поверхні, температура яких вище в порівнянні з поверхнями, які піддаються випромінюванню).

До гарячих виробництв, у яких випромінювання впливають на організм людини, відносять: ливарні, ковальські, термічні ділянки (цеху), зварювальні ділянки й інших. Перебуваючи в безпосередній близькості від нагрітого встаткування, виробів, людина піддається впливу ІЧ-випромінювання.

ГОСТ 12.1.005-88[20], ДСН 3.3.6.042-99[26] регламентують інтенсивність теплового опромінення трудящих.

Інтенсивність теплового опромінення працівників від нагрітих поверхонь технологічного встаткування, приладів висвітлення, інсоляція на постійних і непостійному робочих місцях не повинна перевищувати: 35 Вт/м² при опроміненні 50% і більше поверхні тіла; 70 Вт/м² - при площі поверхні, що опромінюється, від 25 до 50%; 100 Вт/м² – при опроміненні меншому 25% поверхні тіла.

Інтенсивність теплового опромінення працівників від відкритих джерел (нагрітий метал, скло, «відкрите» полум'я й ін.) не повинне перевищувати 140 Вт/м² при цьому опромінення повинне опромінювати менше 25% поверхні тіла й обов'язковим є використання засобів індивідуального захисту очей особи.

Крім названого, проводять лікувально-профілактичні процедури, передчасні медичні огляди з метою попередження, а також ранньої діагностики захворювань у працівників.

8.3 Шум і вібрація

При фрезеруванні деталей двигуна внутрішнього згорання виникають так звані механічні шуми. Шум механічного походження - шум, що виникає внаслідок вібрації поверхонь машин й устаткування, а також одиночних або періодичних ударів у зчленуваннях деталей, складальних одиниць або конструкцій у цілому.

ГОСТ 12.1.003-83[17] (СТ СЭВ 1930-79) - "Система стандартов безопасности работы. Шум. Общие требования безопасности". Дійсний стандарт поширюється на засоби й методи захисту від шуму, застосовувані на робочих місцях виробничих і допоміжних приміщень, на території промислових підприємств, у приміщеннях житлових і суспільних будинків, а також на території міст і населених пунктів.

Стандарт установлює загальну класифікацію засобів і методів захисту від шуму.

Вібрація – механічні коливання, які виникають у пружних тілах і передаються на тіло людини.

Шкідливі наслідки вібрації зростають зі збільшенням швидкохідності машин і механізмів, оскільки енергія коливального процесу росте пропорційно квадрату частоти коливань (або частоти обертання шпинделю фрезерного станку).

Організм людини є особливо чутливим до вертикальних струсів, коли людина стоїть, коливання поширюються від ніг до голови. Захист від вібраційного впливу здійснюється згідно стандарту .

ГОСТ 12.1.012-90[18] Вибрационная безопасность. Общие требования.

Стандарт распространяется на рабочие места, на которых человек подвергается воздействию вибрации, машины и оборудование и технологические процессы, являющиеся источниками вибрации.

8.4 Системи й види освітлення робочого місця фрезерувальника

При освітленні виробничих приміщень використовують природне освітлення, створюване світлом неба, штучне, здійснюване електричними лампами, і сполучене, при якому у світлий час доби недостатнє по нормах природне висвітлення доповнюється штучним.

На робочому місці фрезерувальника рекомендується застосовувати систему штучного комбінованого однобічного бічного освітлення тому що виконуються точні зорові роботи, Комбіноване освітлення - це коли до

загального освітлення додається місцеве, що концентрує світловий потік безпосередньо на робоче місце. Розряд зорових робіт середньої точності, нормовані значення КЕО й освітленості на робочих місцях згідно ДБН В.25-28-2006[22] приведені в таблиці 8.3.

$$e_N = e_H \cdot m_N$$

($e_H = 1,2\%$ для III розряду зорових робіт; $m_N = 0,9$ для бічного освітлення);

$$e_N = 1,2 \cdot 0,9 = 1,08 \%$$

Розрахунок площі світлових прорізів S_{cn} зі значеннями КПО за СНиП та ДБН

Таблиця 8.3 – Нормовані значення КЕО й освітленості

Характеристика зорової роботи			Середньої точності
Найменший розмір об'єкта розрізнення, мм			Понад 0,3-0,5
Розряд зорової роботи			III
Контраст об'єкта розрізнення із тлом			Середній
Характеристика тла			Середній
Штучне освітлення	Освітленість, Лк	При комбінованому освітленні	750
		При загальному освітленні	300
Природне освітлення	КЕО, %	При верхньому або верхньому і бічному освітленні	5
		При бічному освітленні	2
Сполучене освітлення	КЕО, %	При верхньому або верхньому і бічному освітленні	3
		При бічному освітленні	1,2

8.5 Наявність огорож рухомих та оброблюваних деталей

Огороджувальні засоби захисту перешкоджають появі людини в небезпечній зоні. Застосовуються для ізоляції приводів машин й агрегатів,

зон обробки заготівель, для огороження струмоведучих частин, зон інтенсивних випромінювань.

Конструктивні рішення огорожувальних пристроїв різноманітні. Вони залежать від виду встаткування, розташування людини в робочій зоні, специфіки небезпечних виробничих факторів, що супроводжують технологічний процес. Огорожувальні пристрої діляться на три основні групи: стаціонарні (незнімні), рухливі (знімні) і переносні.

Широке поширення для фрезерних верстатів одержали рухливі огороження. Рухливе огороження являє собою пристрій, заблоковане з робочими органами верстата. Воно закриває доступ у робочу зону при настанні небезпечного моменту (розліт стружки при обробці на верстаті). В інший час доступ у зазначену зону відкрите (переналагодження інструмента й оснащення).

При необхідності спостереження за робочою зоною крім сіток і ґрат застосовують суцільні огорожувальні пристрої із прозорих матеріалів (оргскла, триплекса, полікарбонату).

Щоб витримувати навантаження часток, що відлітають при обробки, металу, огороження повинні досить міцно кріпитися до фундаменту або частинам фрезерного верстата. Так само необхідно враховувати випадкового вильоту деталі або різального інструменту (фрези).

8.6 Електробезпека

Робоче місце фрезерувальника є приміщенням з особливо небезпечною небезпекою. Електрична мережа 3-х фазна, 4-х провідна із глухозаземленою нейтраллю. Напруга 380/220 В. Захист від пробую - занулення та захисне відключення. Відповідно до ГОСТ 12.1.019-79[19] Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты.

8.7 Пожежна безпека

Правовою основою діяльності в області пожежної безпеки є конструкція, закон України «Про пожежну безпеку» й інші закони України, постанови Верховної Ради України, розташування Кабінету Міністрів і Президента й інших.

Відповідно ГОСТ 12.1.004-91[27]. Степень огнестойкости помещения под рабочее место - За, категорія Д – это производства, в которых обрабатываются негорючие вещества и материалы в холодном состоянии (цеха механической обработки). Тип і необхідна кількість первинних засобів пожежогасіння на робочому місці:

- площа приміщення 20 м²;
- вогнегасник порошковий ПСБ-3 - 2 шт.
- вогнегасник спеціальний порошковий МГС

Застосування автоматичних засобів виявлення пожеж є однією з основних умов забезпечення пожежної безпеки у машинобудуванні. Затвердженим наказом Міністерства Внутрішніх Справ України від 20.11.97 №779 (20567- 97) і зареєстрованим у Міністерстві Юстиції України 28.11.97 №567/2371 і СНиП 2.04.09-84. Пожежна автоматика будинків і споруджень із димовими пожежними повідомлювачами й переносними вогнегасниками з розрахунку 2 шт. на кожні 20 м² площі приміщення з обліком гранично припустимої концентрації вогнегасної рідини відповідним вимогам «Правил пожежної безпеки в Україні» (20219- 95).

9 ЕКОЛОГІЯ

9.1 Актуальність охорони навколишнього середовища

На всіх стадіях свого розвитку людина була тісно зв'язана з навколишнім світом. Але з тих пір як з'явилося високо індустріальне суспільство, небезпечне втручання людини в природу різко підсилилося, розширився об'єм цього втручання, воно стало різноманітнішим і зараз грозить стати глобальною небезпекою для людства. Найбільш масштабним і значним є хімічне та радіоактивне забруднення середовища невластивими їй речовинами, пилом, стічними водами.

Забруднення навколишнього середовища погіршує в першу чергу фізичні умови існування людей, крім того, обумовлює і прямі втрати робочого часу - невихід на роботу із-за погіршення здоров'я працівників, і непрямі - суспільство змушене відволікати частину робочої сили на запобігання або ліквідацію наслідків забруднення.

Захист навколишнього середовища - проблема загальнодержавна. Але практичні конкретні заходи для її рішення лягають головним чином на регіони. Адже вони безпосередньо страждають від порушення нормального стану середовища проживання і, до того ж, мають необхідну інформацію для відстеження обстановки і вживання заходів. За „центром” залишаються наукове обґрунтування гранично припустимих рівнів забруднення навколишнього середовища з урахуванням особливостей окремих кліматичних зон і освоєння територій, екологічна оцінка й узгодження проектів будівництва великих об'єктів міжрегіонального значення, а також розробка екологічно чистих технологій для малих підприємств.

- здійснення перебудови техногенного середовища, технічного переозброєння виробничого комплексу на основі впровадження новітніх наукових досягнень, енерго - і ресурсозберігаючих технологій, безвідходних та екологічно безпечних технологічних процесів, застосування

відновлюваних джерел енергії, розв'язання проблем знешкодження і використання всіх видів відходів;

- налагодження ефективного екологічного контролю за науково-дослідними роботами із створення об'єктів штучного походження, їх проектуванням, будівництвом та функціонуванням з метою управління техногенними навантаженнями, раціональним використанням природних ресурсів і розміщенням продуктивних сил;

- розробки методології визначення ступеня екологічного ризику для довкілля, обумовленого техногенними об'єктами; проведення досліджень з метою створення системи моделей моніторингового контролю за об'єктами спостережень у промисловості, енергетиці, будівництві, транспорті і сільському господарстві.

9.2 Забруднення довкілля, що виникає внаслідок ремонту дизельних двигунів

В процесі ремонту дизельних двигунів очікується забруднення навколишнього середовища та атмосферного повітря промисловими відходами, пилом і твердими частинками, змащувальними рідинами.

До відходів що виникають у результаті виготовлення вала відносяться залишки сировини, матеріалів та напівфабрикатів, які повністю або частково втратили свої властивості, наприклад, сталева стружка, браковані деталі, а також продукти механічної обробки заготовок, одержання яких не є метою виробничого процесу і які в подальшому можуть бути використані як готова продукція після відповідної переробки.

В механічному цеху при заточуванні різального інструменту та при шліфуванні вала, у повітря виділятиметься пил абразивний та абразивно-металевий.

Окрім того, на певних операціях механічної обробки корпусу використовуються змащувально-охолоджувальні рідини, які після втрати своїх властивостей, збираються у тару й вивозяться.

9.3 Заходи зі зменшення забруднення довкілля

Для зменшення забруднення довкілля, яке виникає в результаті реалізації ремонту дизельних двигунів, необхідний цілий комплекс заходів, направлених як на розв'язування конкретних задач, наприклад, очищення повітря, води, ґрунту, так і на вирішення всієї проблеми в цілому.

Очищення забрудненого повітря від газів, які утворюються при технологічних процесах і викидаються в атмосферу, від отруйних речовин, які в них містяться, рідких і газоподібних домішок є основним способом охорони повітряного басейну від забруднення, що виникає в усіх випадках, коли використання активних методів поки неможливе або економічно не вигідне. Задача промислового газоочищення полягає у вилученні або нейтралізації шкідливих речовин з організованих газових викидів від стаціонарних джерел.

Першим етапом очищення викидів в атмосферу є вловлювання аерозолів і газоподібних домішок із забрудненого повітря і газів. Для цього використовують установки для затримання пилу і газів, які ставлять в зручних місцях або безпосередньо в джерелі виділення забруднень.

Найкращим рішенням задачі вловлювання пилу і газів є повне укриття джерела їх виділення кожухом, який забезпечує практично повну герметичність. Цим гарантується висока ефективність вловлювання пилу і газів при роботі системи з мінімальним розходом повітря.

Для очищення стічних вод машинобудівних підприємств використовують головним чином такі методи:

- механічні (проціджування, відстоювання, фільтрування);
- хімічні (нейтралізація, коагуляція, флокуляція);

- фізико-хімічні (флотація, електрохімічні методи):
- комбіновані.

Для попереднього видалення плаваючих крупних або волокнистих забруднень застосовують проціджування через решітки і сита.

Для видалення високодисперсних мінеральних домішок і легких органічних частинок застосовують відстійники і масловловлювачі. Конструкції застосовуваних в промисловості відстійників є різні. Найбільш поширені горизонтальні відстійники, в яких частинки, осідаючи на дно чи спливаючи, рухаються горизонтально разом з водою. Застосовуються також радіальні відстійники, метод флотації, фільтрування через шар зернистого чи пористого матеріалу (найчастіше кварцового піску).

Для фільтрування стічних вод, забруднених мінеральними маслами, мазутом, застосовують в якості фільтра кварцову крихту, а також фільтруючі матеріали. Фільтри повинні піддаватись промивці водою, направленою в зворотному напрямку руху. Для видалення менших частинок застосовують реагентну обробку з допомогою коагулянтів, флокулянтів, десорбцію і віддування.

Як уже відмічалось, очищення викидів в атмосферу і стічних вод є вимушеними заходами, зумовленими недосконалістю технологічних процесів, що застосовуються на виробництві. Тому найбільш ефективний шлях рішення екологічних проблем виробництва - комплексне вдосконалення технології в напрямку мінімізації шкідливих відходів і широке впровадження екологічно чистих технологічних процесів.

В області обробки металів на шліфувальних і заточувальних операціях перспективно застосовувати алмазно-абразивний інструмент і круги з нового синтетичного матеріалу - ельбору, що дозволяє зменшити кількість абразивних відходів і збільшує терміни заміни змащувально-охолоджувальних рідин, які містять шкідливі речовини.

Велика кількість води, яку споживає машинобудівне підприємство, витрачається на охолодження установок, матеріалів, продукції. Замінивши

водяне охолодження повітряним, можна досягнути значного скорочення використання води і її забруднення.

Відходи, що утилізуються, переробляються на місці їх утворення або на інших підприємствах, що мають відповідну технологію. Відходи, які не піддаються утилізації, захоронюються, якщо вони не несуть небезпеку для навколишнього середовища.

Зменшити забруднення навколишнього середовища можна також шляхом мінімізації відходів металів за рахунок проведення комплексу конструкторських, технологічних та організаційних заходів.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Розроблено чотирьох тактний трьохциліндровий двигун з рядним розміщенням циліндрів загальною потужністю 32 кВт та кількістю обертів колінчастого валу 3400 об/хв.
2. Визначено основні габарити та параметри ДВЗ.
3. При обчисленні робочих процесів були визначені такі головні показники: ефективна потужність $N_e = 32,07$ кВт, питома ефективна витрата палива $g_e = 232,9$ г/(кВт·год), ефективний ККД двигуна $\eta_e = 0,366$.
4. Було проведено динамічні розрахунки, які показали, що всі динамічні реакції не перевищують допустимих рівнів, а ступінь нерівномірності обертання колінвала не перевищує гранично допустиму, обчислено середній крутильний момент $M_{cp} = 0,117$ кН·м.
5. Також було проведено розробку заходів, які спрямовані на удосконалення системи мащення двигунів внутрішнього згорання.
6. Техніко-економічне обґрунтування прийнятих рішень показало доцільність використання спроектованого ДВЗ. Економічний ефект за розрахунковий термін служби на один ДВЗ буде складати 56411,9 грн.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. – М.: „Высшая Школа”, 1971. – 344 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Конструкция и расчет. т. 2. / Под общ. ред. проф. А.С. Орлина, М.: „МашГиз”, 1962. – 380 с.
3. Тракторные дизели: Справочник / Б. А. Взоров, А. В. Адамович, А. Г. Арабян и др.; Под общ. ред. Б. А. Взорова. – М.: Машиностроение, 1981. – 535 с.,ил.
4. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учебник. – 5-е изд., переработанное и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 343 с., ил.
5. Расчет и конструирование автомобильных и тракторных двигателей (дипломное проектирование): Учеб. пособие для вузов / Б.Е. Железко, В.М. Адамов, И.К. Русацкий, Г.Я. Якубенко. – Мн: Выш. Шк., 1987. – 247 с., ил.
6. Методические указания для выполнения дипломных проектов и выпускных квалификационных работ бакалавров „Расчёт рабочего процесса четырехтактного дизеля с помощью ЭВМ” для студентов специальности 090210-двигатели внутреннего сгорания. / Сост. А.А. Прохоренко. - Харьков: НТУ „ХПИ”, 2002. – 20 с.
7. Методические указания к курсовой работе „Динамический расчёт кривошипного - шатунного механизма двигателя” для студентов специальности 090210 – Двигатели внутреннего сгорания / Сост. Ф.И.Абрамчук, И.Д.Васильченко, П.П.Мищенко – Харьков: ХПИ, 1988. – 62 с.
8. Методические указания к выполнению раздела „Охрана труда и окружающей среды” в дипломных проектах. – Харьков: ХПИ, 1992.
9. Методические указания для выполнения экономической части дипломных работ студентам дневного и заочного обучения по специальности 7.090210 (ДВС) / Сост. Л.Ф. Краснухина. – Харьков: ХГПУ, 2000. – 15 с.

10. Методические указания к курсовой работе „Оценка и выбор основных параметров четырехтактного двигателя” по курсу „Теория рабочих процессов в ДВС” для студентов специальности 0523 „Двигатели внутреннего сгорания”/ Сост. В.Г. Дьяченко. – Харьков: ХПИ. – 1987. – 22 с.

11. Методические указания к расчету на прочность деталей шатунно-поршневой группы автотракторных двигателей / Сост. А.С. Цеслинский. – Харьков: ХПИ, 1993. – 36 с.

12. Методические указания к курсовой работе „Расчет рабочего процесса четырехтактного двигателя с газотурбинным наддувом” по курсу „Теория двигателей внутреннего сгорания” для студентов дневного и заочного обучения специальности 0523 / Сост. Н.К. Шокотов. – Харьков: ХПИ, 1996. – 24 с.

13. Конституція України. Розділ // Стаття 23. - від 28.06.96 р.

14. Закон України «Про охорону праці». - від 21.11.2002.

15. ГОСТ 12.0.003-74* ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация. - Введ.01.01.76. Изменен 1978.

16. ГОСТ 12.1 003-83*. ССБТ. Шум. Общие требования безопасности. - Введ. 01.07.84.

17. ГОСТ 12.1.029-80 ССБТ. Средства и методы защиты от шума. Классификация. - Введ. 01.07.81.

18. ГОСТ 12.1.045-84. ССБТ. Электростатические поля. Допустимые уровни на рабочих местах и требования к проведению контроля. - Введ.01.01.85.

19. ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. - Введ. 01.01.89.

20. СНиП 2.04.05-91 Строительные нормы и правила. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. - М.: Стройиздат. 1992-1 Юс.

21. ДБН В.2.5-28-2006 Державні будівельні норми. Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення. - К.: Мінбуд України, 2006. - 80 с.

22. НПАОП 0.00-1.28:2010. Правила охорони праці під час експлуатації електронно-обчислювальних машин. - К.1999-26с.

23. НАПБ Б.03.002-2007 Нормативний акт пожежної безпеки. Норми визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою. - Затвердж. наказом МІС від 03.12.2007, №833.

24. ДБН В.1.1-7-2002. державні будівельні норми. Захист від пожежі. Пожежна безпека об'єктів будівництва. - К.: 2003. -41с.

25. «Державні санітарні правила й норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин» 3.3. 2-007-98.

26.ДСТУ ГОСТ 12.1.006:2008 Електромагнітні поля радіочастот. Допустимі рівні на робочих місцях і вимоги до проведення контролю. - Введ. 01.02.2008.

ДОДАТОК А

Роздруківка результатів розрахунку робочого процесу дизеля

-----ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ-----

Частота вращения к.в.: 3400 об/мин
 Диаметр цилиндра: 0,088 м
 Ход поршня: 0,082 м
 Степень сжатия: 19,0
 Число цилиндров: 3
 Длина шатуна: 0,137 м

-----РАЗМЕРЫ ЦИЛИНДРА-----

Рабочий объем цилиндра: 4,987E-4 м куб
 Объем камеры сжатия: 2,771E-5 м куб

-----ПАРАМЕТРЫ ВОЗДУХА-----

Теор. необход. кол-во воздуха: 0,497 кмоль возд/кг топл
 Химический коэфф. молекулярного изменения: 1,044
 Коэфф. избытка воздуха: 1,52
 Суммарный коэфф. избытка воздуха: 1,52

-----ПАРАМЕТРЫ НАДУВА-----

Давление газов на выпуске: 0,11 МПа
 Температура после нагнетателя: 300 К
 Температура после воздухоохладителя: 293 К
 Эффективность воздухоохладителя: 0

-----ПАРАМЕТРЫ НАПОЛНЕНИЯ-----

Подогрев заряда при наполнении: 9,8 К

Коэффициент наполнения: 0,914
 Потенциальный заряд цилиндра: 2,006E-5
 Коэфф. остаточных газов: 0,057
 Количество свежей смеси: 1,833E-5 кмоль/цикл
 Количество смеси в конце наполнения: 1,948E-5 кмоль/цикл
 Объем в конце наполнения: 5,264E-4 м куб
 Температура в конце наполнения: 316 К
 Давление в конце наполнения: 0,0972 МПа
 Коэффициент утечки продувочного воздуха: 0

-----ПАРАМЕТРЫ СЖАТИЯ-----

Показатель адиабаты сжатия: 1,369
 Количество рабочего тела в конце сжатия: 1,948E-5 кмоль/цикл

Объем в конце сжатия: 2,771E-5 м куб
 Температура в конце сжатия: 936 К
 Давление в конце сжатия: 5,4712 МПа

-----**ПАРАМЕТРЫ СГОРАНИЯ**-----

Степень повышения давления: 1,74
 Полный коэффициент молекулярного изменения: 1,041
 Количество смеси в конце сгорания: 2,028E-5 кмоль/цикл
 Объем в конце сгорания: 3,669E-5 м куб
 Температура в конце сгорания: 2067 К
 Максимальное давление цикла: 9,5 МПа
 Угол максимального давления цикла: 14,4 гр

-----**ПАРАМЕТРЫ РАСШИРЕНИЯ**-----

Показатель адиабаты расширения: 1,221
 Количество рабочего тела в конце расширения: 2,028E-5 кмоль/цикл
 Объем в конце расширения: 4,165E-4 м куб
 Температура в конце расширения: 1211 К
 Давление в конце расширения: 0,4903 МПа

-----**ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ**-----

Полная степень расширения: 14,350
 Среднее индикаторное давление: 1,0011 МПа
 Индикаторная работа: 499,3 Дж/цикл
 Индикаторная мощность: 42,44 кВт
 Индикаторный КПД: 0,484
 Удельный индикаторный расход топлива: 175,6 г/кВтч
 Среднее давление насосных ходов: -0,0394 МПа
 Работа насосных ходов: -19,7 Дж/цикл
 Мощность насосных ходов: -1,67 кВт
 Доля насосных ходов: -0,019

-----**ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ**-----

Средняя скорость поршня: 9,29 м/с
 Среднее давление механических потерь: 0,2051 МПа

Работа механических потерь: 102,3 Дж/цикл
 Мощность механических потерь: 8,69 кВт
 Доля механических потерь: 0,099
 Среднее эффективное давление: 0,7549 МПа
 Эффективная работа: 377,3 Дж/цикл
Эффективная мощность: 32,07 кВт
Эффективный КПД: 0,366
 Удельный эффективный расход топлива: 232,9 г/кВтч

Механический КПД: 0,756
 Часовой расход топлива: 7,47 кг/ч
 Цикловая подача: 2,441E-05 кг/цикл

-----ДИАГРАММА СЖАТИЯ-СГОРАНИЯ-РАСПИРЕНИЯ-----

alfa	V	p
180	5,264E-4	0,097
190	5,238E-4	0,098
200	5,158E-4	0,100
210	5,024E-4	0,104
220	4,835E-4	0,109
230	4,593E-4	0,117
240	4,297E-4	0,128
250	3,953E-4	0,144
260	3,566E-4	0,166
270	3,144E-4	0,197
280	2,700E-4	0,243
290	2,247E-4	0,312
300	1,804E-4	0,421
310	1,387E-4	0,604
320	1,015E-4	0,926
330	7,045E-5	1,525
340	4,711E-5	2,646
350	3,262E-5	4,376
360	2,771E-5	5,471
360	2,771E-5	9,500
374	3,669E-5	9,500
380	4,711E-5	7,000
390	7,044E-5	4,283
400	1,015E-4	2,743
410	1,387E-4	1,873
420	1,804E-4	1,359
430	2,247E-4	1,039
440	2,700E-4	0,831
450	3,144E-4	0,690
460	3,566E-4	0,591
470	3,953E-4	0,521
480	4,297E-4	0,471
490	4,593E-4	0,434
500	4,835E-4	0,408
510	5,024E-4	0,389
520	5,158E-4	0,377
530	5,238E-4	0,370
540	5,264E-4	0,367

-----ДИАГРАММА НАСОСНЫХ ХОДОВ-----

alfa	p	V	M	T
476	0,486	4,990E-4	2,027E-5	1202
480	0,467	4,297E-4	2,027E-5	1190
490	0,425	4,593E-4	2,015E-5	1164
500	0,388	4,835E-4	1,978E-5	1140
510	0,351	5,024E-4	1,904E-5	1113
520	0,313	5,158E-4	1,792E-5	1083
530	0,275	5,238E-4	1,648E-5	1050
540	0,238	5,264E-4	1,483E-5	1015
550	0,204	5,238E-4	1,312E-5	978
560	0,170	5,158E-4	1,125E-5	935
570	0,144	5,024E-4	9,674E-6	899

580	0,127	4,835E-4	8,479E-6	872
590	0,118	4,593E-4	7,627E-6	857
600	0,115	4,297E-4	7,000E-6	851
610	0,115	3,953E-4	6,437E-6	851
620	0,116	3,566E-4	5,845E-6	853
630	0,117	3,144E-4	5,195E-6	855
640	0,119	2,700E-4	4,492E-6	857
650	0,119	2,247E-4	3,758E-6	858
660	0,120	1,804E-4	3,031E-6	860
670	0,121	1,387E-4	2,350E-6	862
680	0,124	1,015E-4	1,742E-6	866
690	0,127	7,045E-5	1,233E-6	871
700	0,131	4,711E-5	8,462E-7	879
710	0,135	3,262E-5	5,976E-7	884
720	0,116	2,771E-5	4,520E-7	852
010	0,092	3,272E-5	4,705E-7	767
020	0,078	4,711E-5	8,004E-7	553
030	0,075	7,044E-5	1,476E-6	430
040	0,076	1,015E-4	2,472E-6	376
050	0,079	1,387E-4	3,738E-6	350
060	0,081	1,804E-4	5,201E-6	336
070	0,082	2,247E-4	6,777E-6	328
080	0,083	2,704E-4	8,403E-6	322
090	0,084	3,148E-4	9,995E-6	318
100	0,085	3,570E-4	1,155E-5	316
110	0,086	3,957E-4	1,305E-5	314
120	0,088	4,301E-4	1,448E-5	314
130	0,090	4,595E-4	1,580E-5	314
140	0,092	4,837E-4	1,697E-5	314
150	0,093	5,025E-4	1,795E-5	314
160	0,095	5,159E-4	1,869E-5	315
170	0,096	5,238E-4	1,920E-5	315
180	0,097	5,264E-4	1,948E-5	316
190	0,098	5,237E-4	1,954E-5	317
200	0,100	5,157E-4	1,946E-5	318
210	0,103	5,022E-4	1,939E-5	321
212	0,104	4,990E-4	1,939E-5	322

ДОДАТОК Б

Розрахунок сил і крутних моментів у відсіку двигуна

$\alpha 1$, град	P_g , кН	P_a , кН	N_a , кН	Q_a , кН	Z , кН	T_a , кН	$M_{кр}$, кНм
1	2	3	4	5	6	7	8
0	0,10	-9,75	0,00	-9,75	-19,71	0,00	0,00
10	-0,05	-9,64	-0,50	-9,65	-19,37	-2,17	-0,09
20	-0,13	-8,99	-0,93	-9,04	-18,09	-3,94	-0,16
30	-0,15	-7,84	-1,18	-7,93	-16,16	-4,94	-0,20
40	-0,15	-6,34	-1,23	-6,46	-14,02	-5,01	-0,21
50	-0,13	-4,59	-1,06	-4,72	-12,10	-4,20	-0,17
60	-0,12	-2,76	-0,72	-2,85	-10,71	-2,75	-0,11
70	-0,11	-0,95	-0,27	-0,99	-10,03	-0,98	-0,04
80	-0,10	0,73	0,22	0,76	-10,05	0,75	0,03
90	-0,10	2,18	0,66	2,29	-10,62	2,18	0,09
100	-0,09	3,36	1,00	3,52	-11,53	3,14	0,13
110	-0,09	4,25	1,20	4,43	-12,54	3,58	0,15
120	-0,07	4,85	1,27	5,02	-13,48	3,57	0,15
130	-0,06	5,20	1,20	5,34	-14,22	3,21	0,13
140	-0,05	5,35	1,04	5,45	-14,72	2,64	0,11
150	-0,04	5,37	0,81	5,43	-15,01	1,98	0,08
160	-0,03	5,33	0,55	5,36	-15,16	1,31	0,05
170	-0,02	5,28	0,28	5,29	-15,21	0,64	0,03
180	-0,02	5,26	0,00	5,26	-15,22	0,00	0,00
190	-0,01	5,29	-0,28	5,30	-15,22	-0,65	-0,03
200	0,00	5,36	-0,55	5,39	-15,19	-1,31	-0,05
210	0,02	5,43	-0,82	5,49	-15,07	-2,01	-0,08
220	0,05	5,45	-1,06	5,56	-14,82	-2,70	-0,11
230	0,10	5,36	-1,24	5,51	-14,35	-3,31	-0,14
240	0,17	5,09	-1,33	5,27	-13,66	-3,75	-0,15
250	0,27	4,60	-1,30	4,79	-12,76	-3,88	-0,16
260	0,40	3,86	-1,15	4,04	-11,76	-3,60	-0,15
270	0,59	2,87	-0,87	3,01	-10,82	-2,87	-0,12
280	0,87	1,70	-0,50	1,78	-10,16	-1,76	-0,07
290	1,29	0,45	-0,13	0,47	-9,93	-0,47	-0,02
300	1,95	-0,69	0,18	-0,71	-10,15	0,69	0,03
310	3,07	-1,40	0,32	-1,44	-10,61	1,28	0,05
320	5,02	-1,17	0,23	-1,19	-10,71	0,92	0,04
330	8,67	0,98	-0,15	0,99	-9,19	-0,62	-0,03
340	15,49	6,63	-0,68	6,67	-3,96	-2,91	-0,12
350	26,01	16,42	-0,86	16,44	6,06	-3,70	-0,15

Закінчення таблиці

1	2	3	4	5	6	7	8
360	44,92	35,08	0,00	35,08	25,12	0,00	0,00
370	57,17	47,58	2,49	47,65	36,47	10,72	0,44
380	41,97	33,11	3,41	33,29	19,99	14,53	0,60
390	25,44	17,75	2,68	17,96	4,08	11,19	0,46
400	16,08	9,89	1,92	10,07	-3,62	7,82	0,32
410	10,78	6,32	1,46	6,49	-7,02	5,78	0,24
420	7,657	5,016	1,31	5,19	-8,59	4,99	0,21
430	5,71	4,87	1,38	5,07	-9,59	5,05	0,21
440	4,45	5,28	1,57	5,52	-10,59	5,47	0,22
450	3,59	5,87	1,77	6,15	-11,73	5,87	0,24
460	2,99	6,44	1,91	6,74	-12,96	6,01	0,25
470	2,56	6,89	1,95	7,182	-14,15	5,81	0,24
480	2,23	7,15	1,87	7,406	-15,15	5,26	0,22
490	1,98	7,23	1,67	7,432	-15,89	4,47	0,18
500	1,75	7,15	1,39	7,286	-16,33	3,53	0,14
510	1,53	6,94	1,05	7,016	-16,49	2,56	0,11
520	1,30	6,66	0,69	6,692	-16,45	1,63	0,07
530	1,06	6,37	0,33	6,379	-16,29	0,78	0,03
540	0,84	6,12	0,00	6,123	-16,08	0,00	0,00
550	0,63	5,94	-0,31	5,946	-15,86	-0,73	-0,03
560	0,43	5,79	-0,60	5,817	-15,60	-1,42	-0,06
570	0,27	5,68	-0,86	5,743	-15,30	-2,10	-0,09
580	0,16	5,56	-1,08	5,669	-14,91	-2,75	-0,11
590	0,11	5,37	-1,24	5,514	-14,36	-3,31	-0,14
600	0,09	5,01	-1,31	5,190	-13,60	-3,69	-0,15
610	0,09	4,42	-1,25	4,610	-12,65	-3,73	-0,15
620	0,10	3,55	-1,05	3,717	-11,62	-3,32	-0,14
630	0,10	2,38	-0,72	2,497	-10,68	-2,38	-0,10
640	0,12	0,94	-0,28	0,988	-10,07	-0,98	-0,04
650	0,12	-0,72	0,21	-0,755	-10,01	0,75	0,03
660	0,12	-2,52	0,66	-2,609	-10,65	2,51	0,10
670	0,13	-4,34	1,00	-4,457	-11,98	3,97	0,16
680	0,15	-6,04	1,17	-6,159	-13,84	4,78	0,20
690	0,16	-7,53	1,13	-7,612	-15,91	4,75	0,19
700	0,19	-8,67	0,89	-8,712	-17,80	3,80	0,16
710	0,21	-9,38	0,49	-9,391	-19,11	2,11	0,09
720	0,10	-9,75	0,00	-9,746	-19,71	0,00	0,00

ДОДАТОК В

Розрахунок крутних моментів

α , grad	$M1$, кНм	$\alpha2$, grad	$M2$, кН	$\alpha3$, grad	$M3$, кН	$\Sigma M_{кр}$, кНм
1	2	3	4	5	6	7
0	0,00	480	0,22	240	-0,15	0,06
10	-0,09	490	0,18	250	-0,16	-0,06
20	-0,16	500	0,14	260	-0,15	-0,16
30	-0,20	510	0,11	270	-0,12	-0,22
40	-0,21	520	0,07	280	-0,07	-0,21
50	-0,17	530	0,03	290	-0,02	-0,16
60	-0,11	540	0,00	300	0,03	-0,08
70	-0,04	550	-0,03	310	0,05	-0,02
80	0,03	560	-0,06	320	0,04	0,01
90	0,09	570	-0,09	330	-0,03	-0,02
100	0,13	580	-0,11	340	-0,12	-0,10
110	0,15	590	-0,14	350	-0,15	-0,14
120	0,15	600	-0,15	360	0,00	0,00
130	0,13	610	-0,15	370	0,44	0,42
140	0,11	620	-0,14	380	0,60	0,57
150	0,08	630	-0,10	390	0,46	0,44
160	0,05	640	-0,04	400	0,32	0,33
170	0,03	650	0,03	410	0,24	0,29
180	0,00	660	0,10	420	0,20	0,31
190	-0,03	670	0,16	430	0,21	0,34
200	-0,05	680	0,20	440	0,22	0,37
210	-0,08	690	0,19	450	0,24	0,35
220	-0,11	700	0,16	460	0,25	0,29
230	-0,14	710	0,09	470	0,24	0,19
240	-0,15	720	0,00	480	0,22	0,06
250	-0,16	10	-0,09	490	0,18	-0,06
260	-0,15	20	-0,16	500	0,14	-0,16
270	-0,12	30	-0,20	510	0,11	-0,22
280	-0,07	40	-0,21	520	0,07	-0,21

Продовження таблиці

1	2	3	4	5	6	7
290	-0,02	50	-0,17	530	0,03	-0,16
300	0,03	60	-0,11	540	0,00	-0,08
310	0,05	70	-0,04	550	-0,03	-0,02
320	0,04	80	0,03	560	-0,06	0,01
330	-0,03	90	0,09	570	-0,09	-0,02
340	-0,12	100	0,13	580	-0,11	-0,10
350	-0,15	110	0,15	590	-0,14	-0,14
360	0,00	120	0,15	600	-0,15	0,00
370	0,44	130	0,13	610	-0,15	0,42
380	0,60	140	0,11	620	-0,14	0,57
390	0,46	150	0,08	630	-0,10	0,44
400	0,32	160	0,05	640	-0,04	0,33
410	0,24	170	0,03	650	0,03	0,29
420	0,21	180	0	660	0,10	0,31
430	0,21	190	-0,03	670	0,16	0,34
440	0,22	200	-0,05	680	0,20	0,37
450	0,24	210	-0,08	690	0,19	0,35
460	0,25	220	-0,11	700	0,16	0,29
470	0,24	230	-0,14	710	0,09	0,19
480	0,22	240	-0,15	720	0,00	0,06
490	0,18	250	-0,16	10	-0,09	-0,06
500	0,14	260	-0,15	20	-0,16	-0,16
510	0,11	270	-0,12	30	-0,20	-0,22
520	0,07	280	-0,07	40	-0,21	-0,21
530	0,03	290	-0,02	50	-0,17	-0,16
540	0,00	300	0,03	60	-0,11	-0,08
550	-0,03	310	0,05	70	-0,04	-0,02
560	-0,06	320	0,04	80	0,03	0,01
570	-0,09	330	-0,03	90	0,09	-0,02
580	-0,11	340	-0,12	100	0,13	-0,10
590	-0,14	350	-0,15	110	0,15	-0,14
600	-0,15	360	0,00	120	0,15	0,00

610	-0,15	370	0,44	130	0,13	0,42
620	-0,14	380	0,60	140	0,11	0,57
630	-0,10	390	0,46	150	0,08	0,44
640	-0,04	400	0,32	160	0,05	0,33
650	0,03	410	0,24	170	0,03	0,29
660	0,10	420	0,20	180	0,00	0,31
670	0,16	430	0,21	190	-0,03	0,34
680	0,20	440	0,22	200	-0,05	0,37
690	0,19	450	0,24	210	-0,08	0,35
700	0,16	460	0,25	220	-0,11	0,29
710	0,09	470	0,24	230	-0,14	0,19
720	0,00	480	0,22	240	-0,15	0,06

ДОДАТОК Г
Розрахунок навантажень на шатунні шийки й підшипники

α , grad	$T_{ш}$, кН	$Z_{ш}$, кН	$K_{ш}$, кН	β , rad	$Rz_{ш}$, кН	$Rt_{ш}$, кН	$R_{ш}$,кН
1	2	3	4	5	6	7	8
0	0,00	-13,643	13,64	0,0000	-13,64	0,00	13,64
10	-2,17	-13,303	13,48	0,0524	-13,45	0,88	13,48
20	-3,94	-12,026	12,66	0,1033	-12,54	1,71	12,66
30	-4,94	-10,098	11,24	0,1513	-10,97	2,45	11,24
40	-5,01	-7,962	9,41	0,1950	-8,90	3,06	9,41
50	-4,20	-6,037	7,35	0,2330	-6,46	3,51	7,35
60	-2,75	-4,653	5,40	0,2641	-3,85	3,79	5,40
70	-0,98	-3,969	4,09	0,2872	-1,23	3,90	4,09
80	0,75	-3,984	4,05	0,3014	1,25	3,86	4,05
90	2,18	-4,555	5,05	0,3062	3,45	3,69	5,05
100	3,14	-5,465	6,30	0,3014	5,30	3,42	6,30
110	3,58	-6,481	7,40	0,2872	6,73	3,09	7,40
120	3,57	-7,418	8,23	0,2641	7,77	2,71	8,23
130	3,21	-8,157	8,77	0,2330	8,46	2,29	8,77
140	2,64	-8,661	9,06	0,1950	8,86	1,86	9,06
150	1,98	-8,950	9,17	0,1513	9,06	1,41	9,17
160	1,31	-9,094	9,19	0,1033	9,14	0,95	9,19
170	0,64	-9,147	9,17	0,0524	9,16	0,47	9,17
180	0,00	-9,162	9,16	0,0000	9,16	0,00	9,16
190	-0,65	-9,159	9,18	-0,0524	9,17	-0,47	9,18
200	-1,31	-9,124	9,22	-0,1033	9,17	-0,95	9,22
210	-2,01	-9,007	9,23	-0,1513	9,12	-1,41	9,23
220	-2,70	-8,753	9,16	-0,1950	8,97	-1,86	9,16
230	-3,31	-8,292	8,93	-0,2330	8,63	-2,29	8,93
240	-3,75	-7,595	8,47	-0,2641	8,02	-2,70	8,47
250	-3,88	-6,696	7,74	-0,2872	7,10	-3,08	7,74
260	-3,60	-5,695	6,74	-0,3014	5,81	-3,41	6,74
270	-2,87	-4,763	5,56	-0,3062	4,17	-3,68	5,56
280	-1,76	-4,099	4,46	-0,3014	2,27	-3,84	4,46
290	-0,47	-3,863	3,89	-0,2872	0,23	-3,88	3,89
300	0,69	-4,086	4,14	-0,2641	-1,71	-3,77	4,14

Продовження таблиці

1	2	3	4	5	6	7	8
310	1,28	-4,550	4,73	-0,2330	-3,19	-3,49	4,73
320	0,92	-4,645	4,74	-0,1950	-3,63	-3,04	4,74
330	-0,62	-3,125	3,19	-0,1513	-2,05	-2,43	3,19
340	-2,91	2,100	3,59	-0,1033	3,16	-1,70	3,59
350	-3,70	12,120	12,67	-0,0524	12,64	-0,88	12,67
360	0,00	31,179	31,18	0,0000	31,18	0,00	31,18
370	10,72	42,528	43,86	0,0524	43,85	0,87	43,86
380	14,53	26,051	29,83	0,1033	29,78	1,69	29,83
390	11,19	10,138	15,10	0,1513	14,91	2,40	15,10
400	7,82	2,444	8,19	0,1950	7,63	3,00	8,19
410	5,78	-0,954	5,86	0,2330	4,74	3,44	5,86
420	4,99	-2,52	5,60	0,2643	4,18	3,72	5,60
430	5,05	-3,528	6,16	0,2872	4,82	3,83	6,16
440	5,47	-4,524	7,10	0,3014	6,00	3,80	7,10
450	5,87	-5,667	8,16	0,3062	7,30	3,63	8,16
460	6,01	-6,900	9,15	0,3014	8,51	3,38	9,15
470	5,81	-8,090	9,96	0,2872	9,48	3,05	9,96
480	5,26	-9,092	10,50	0,2641	10,16	2,68	10,50
490	4,47	-9,827	10,80	0,2330	10,55	2,28	10,80
500	3,53	-10,265	10,86	0,1950	10,70	1,85	10,86
510	2,56	-10,427	10,74	0,1513	10,65	1,41	10,74
520	1,63	-10,387	10,51	0,1033	10,47	0,94	10,51
530	0,78	-10,229	10,26	0,0524	10,25	0,47	10,26
540	0,00	-10,020	10,02	0,0000	10,02	0,00	10,02
550	-0,73	-9,799	9,83	-0,0524	9,81	-0,47	9,83
560	-1,42	-9,539	9,64	-0,1033	9,60	-0,95	9,64
570	-2,10	-9,242	9,48	-0,1513	9,37	-1,41	9,48
580	-2,75	-8,851	9,27	-0,1950	9,08	-1,86	9,27
590	-3,31	-8,297	8,93	-0,2330	8,64	-2,29	8,93
600	-3,69	-7,537	8,39	-0,2641	7,94	-2,70	8,39
610	-3,73	-6,589	7,57	-0,2872	6,91	-3,08	7,57
620	-3,32	-5,553	6,47	-0,3014	5,49	-3,42	6,47

630	-2,38	-4,616	5,19	-0,3062	3,66	-3,68	5,19
640	-0,98	-4,010	4,13	-0,3014	1,48	-3,85	4,13
650	0,75	-3,952	4,02	-0,2872	-0,99	-3,90	4,02
660	2,51	-4,588	5,23	-0,2641	-3,60	-3,79	5,23
670	3,97	-5,918	7,12	-0,2330	-6,20	-3,51	7,12
680	4,78	-7,774	9,13	-0,1950	-8,60	-3,06	9,13
690	4,75	-9,848	10,93	-0,1513	-10,65	-2,45	10,93
700	3,80	-11,734	12,34	-0,1033	-12,22	-1,71	12,34
710	2,11	-13,048	13,22	-0,0524	-13,19	-0,88	13,22
720	0,00	-13,643	13,64	0,0000	-13,64	0,00	13,64

ДОДАТОК Д
Розрахунок навантажень на корінні шийки й підшипники

α_1 , град	X	Y	$X_{пр}$	$Y_{пр}$	R_x	R_y	R_1	X'	Y'	K
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0	-3,79	5,25	0	0	-1,49	1,11	1,85	-1,49	1,11	1,85
10	-3,78	4,68	0	0	-1,48	0,54	1,57	-1,36	0,79	1,57
20	-3,43	4,21	0	0	-1,13	0,07	1,13	-1,04	0,46	1,13
30	-2,85	4,03	0	0	-0,55	-0,11	0,56	-0,53	0,18	0,56
40	-2,19	4,21	0	0	0,11	0,07	0,13	0,13	-0,02	0,13
50	-1,64	4,76	0	0	0,66	0,62	0,91	0,90	-0,11	0,91
60	-1,34	5,59	0	0	0,96	1,45	1,74	1,74	-0,11	1,74
70	-1,36	6,56	0	0	0,94	2,42	2,59	2,59	-0,05	2,59
80	-1,74	7,49	0	0	0,56	3,35	3,39	3,39	0,03	3,39
90	-2,39	8,24	0	0	-0,09	4,10	4,10	4,10	0,09	4,10
100	-3,23	8,71	0	0	-0,93	4,58	4,67	4,67	0,12	4,67
110	-4,12	8,84	0	0	-1,82	4,70	5,04	5,04	0,10	5,04
120	-4,94	8,59	0	0	-2,64	4,45	5,18	5,18	0,06	5,18
130	-5,56	8,01	0	0	-3,26	3,88	5,07	5,07	0,01	5,07
140	-5,89	7,18	0	0	-3,59	3,04	4,71	4,71	-0,02	4,71
150	-5,87	6,21	0	0	-3,57	2,07	4,13	4,13	-0,01	4,13
160	-5,48	5,26	0	0	-3,18	1,12	3,38	3,38	0,04	3,38
170	-4,78	4,47	0	0	-2,48	0,33	2,50	2,50	0,10	2,50
180	-3,86	3,98	0	0	-1,56	-0,16	1,57	1,56	0,16	1,57
190	-2,90	3,87	0	0	-0,60	-0,27	0,65	0,63	0,16	0,65
200	-2,06	4,14	0	0	0,24	0,00	0,24	-0,22	0,08	0,24
210	-1,50	4,70	0	0	0,80	0,56	0,97	-0,97	-0,09	0,97
220	-1,31	5,41	0	0	0,99	1,27	1,61	-1,57	-0,34	1,61
230	-1,49	6,09	0	0	0,81	1,95	2,12	-2,02	-0,63	2,12
240	-1,90	6,66	0	0	0,40	2,52	2,55	-2,38	-0,92	2,55
250	-2,48	6,99	0	0	-0,18	2,85	2,86	-2,62	-1,14	2,86
260	-3,06	7,02	0	0	-0,76	2,88	2,98	-2,70	-1,25	2,98
270	-3,51	6,80	0	0	-1,21	2,66	2,92	-2,66	-1,21	2,92
280	-3,75	6,45	0	0	-1,45	2,31	2,72	-2,52	-1,02	2,72