

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАРА

на здобуття освітнього ступеня

Бакалавр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Підвищення експлуатаційної надійності деталей системи
колінчастого вала та його впливу на ресурс та надійність автомобіля

Виконав: студент 4 курсу, групи МАс-41
спеціальності 274

«Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

Ярослав ДУПАК
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник
(підпис) Іван ГЕВКО
(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль
(підпис) Роман ХОРОШУН
(прізвище та ініціали)

Зав. кафедри
(підпис) Олег ЦЬОНЬ
(прізвище та ініціали)

Рецензент
(підпис) (прізвище та ініціали)

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

Факультет Факультет інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Кафедра Кафедра автомобілів
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Олег ЦЬОНЬ
(підпис) (прізвище та ініціали)
«23» січня 2025 р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ БАКАЛАВРА
на здобуття освітнього ступеня бакалавр
(назва освітнього ступеня)
за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт»
(шифр і назва спеціальності)
студенту Дупака Ярослава Андрійовича
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Підвищення експлуатаційної надійності деталей системи колінчастого вала та його впливу на ресурс та надійність автомобіля

Керівник роботи Гевко Іван Богданович., д.т.н., проф.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 23 » січня 2025 року № 4/7-38

2. Термін подання студентом завершеної роботи 09 червня 2025

3. Вихідні дані до роботи Базовий технологічний процес ремонту КШМ автомобіля

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1 Загально-технічний розділ. 2 Технологічний розділ. 3 Конструкторський розділ.
4 Безпека життєдіяльності, основи охорони праці.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)
Колінчатий вал – 1А1;

Патентно-інформаційний пошук – 2А1;

Зовнішня швидкісна характеристика та силовий баланс – 1А1;

Динамічні характеристики – 1А1;

Графіки теплового та динамічного розрахунку колінчастого вала – 1А1;

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Безпека життєдіяльності, основи охорони праці.	к.т.н. доц. Сенчишин В.С.		

7. Дата видачі завдання 23.січня 2025р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загально-технічний розділ	06.02.2025	
2	Технологічний розділ	03.05.2025	
3	Конструкторський розділ	29.05.2025	
4	Безпека життєдіяльності, основи охорони праці	17.06.2025	
5	Оформлення графічної частини	17.06.2025	
6	Захист кваліфікаційної роботи бакалавра	26.06.2025	

Студент

(підпис)

Дупак Ярослав Андрійович

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Гевко Іван Богданович

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота бакалавра на тему: «Підвищення експлуатаційної надійності деталей системи колінчастого вала та його впливу на ресурс та надійність автомобіля».

Робота виконана на кафедрі автомобілів Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя. Керівник кваліфікаційної роботи бакалавра д.т.н., професор Гевко Іван Богданович.

Пояснювальна записка складається з п'яти розділів і 55 сторінок формату А4 та 6 аркушів формату А1 графічної частини сторінок додатків.

Ключові слова: експлуатаційна надійність, ресурс деталей, втомне руйнування, технічний стан, зношування.

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	7
1.1 Огляд існуючих технологій підвищення зносостійкості колінчастих валів.....	7
1.1.1 Інноваційний підхід до підвищення довговічності колінчастого вала дизельного двигуна.....	7
1.1.2 Удосконалений технологічний процес зміцнення колінчастих валів.....	8
1.2 Технологія підвищення втомної міцності колінчастих валів шляхом комбінованої лазерно-механічної обробки.....	9
1.3 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу бакалавра....	12
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	13
2.1 Аналітичний розрахунок параметрів колінчастого вала.....	13
3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	23
3.1 Механічні характеристики роботи двигуна.....	23
3.2 Ефективні показники роботи двигуна.....	23
3.3 Основні геометричні параметри циліндра та двигуна.....	25
3.4 Побудова індикаторної діаграми.....	28
3.5 Кінематичний і динамічний аналіз кривошипно-шатунного механізму.....	36
4 БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ, ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ.....	49
4.1 Техніка безпеки під час виконання розбірно-складальних і слюсарно ремонтних робіт.....	49
4.2 Організація проведення робіт з підвищеною небезпекою.....	50
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	53
БІБЛІОГРАФІЯ.....	54
ДОДАТКИ	

ВСТУП

У сучасних умовах експлуатації автомобільного транспорту особливого значення набуває питання підвищення надійності та довговічності основних елементів двигуна, зокрема системи колінчастого вала. Саме колінчастий вал відіграє ключову роль у перетворенні зворотно-поступального руху поршнів у обертальний рух, що передається на трансмісію. Від технічного стану цього вузла значною мірою залежить загальна працездатність силової установки, а отже – і ефективність функціонування усього транспортного засобу.

Під час тривалої експлуатації деталі колінчастого вала піддаються впливу змінних навантажень, тертя, високих температур і гідродинамічних навантажень, що призводить до поступового зносу шийок, втрати геометричної точності, а також розвитку втомних тріщин. Зниження технічного ресурсу вала може стати причиною серйозних несправностей, включаючи повну відмову двигуна.

У цьому контексті особливої актуальності набувають дослідження, спрямовані на вдосконалення методів технічного обслуговування, діагностики, а також відновлення зношених поверхонь колінчастого вала. Розробка та впровадження технологічних рішень, здатних підвищити експлуатаційну надійність даних елементів, дозволяє істотно продовжити ресурс двигуна, знизити витрати на ремонт та підвищити загальну надійність автомобіля.

Метою цієї кваліфікаційної роботи є аналіз факторів, що впливають на надійність роботи колінчастого вала, а також розробка заходів, спрямованих на підвищення ресурсу його елементів за рахунок удосконалення технології відновлення та обґрунтування доцільних ремонтних рішень.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Огляд існуючих технологій підвищення зносостійкості колінчастих валів

1.1.1 Інноваційний підхід до підвищення довговічності колінчастого вала дизельного двигуна

Згідно з патентом України №60012 (автори – Сергій Віталійович Мямлін, Денис Миколайович Барановський), запропоновано ефективну технологію покращення зносостійкості колінчастого вала дизельних силових агрегатів шляхом лазерної обробки поверхонь тертя з одночасним введенням у зону дії променя природного графіту.

Запропонована технологія належить до сфери сучасного двигунобудування та технологічного забезпечення машинобудівного виробництва. У процесі експлуатації дизельних двигунів, однією з основних причин скорочення ресурсу колінчастого вала є зношування поверхонь підшипників ковзання, яке зумовлене переважно нестачею мастильного матеріалу або його недостатньою якістю.

Суть розробленого способу полягає в лазерній модифікації поверхонь, на які припадають основні контактні навантаження. Під час лазерного впливу до зони обробки безперервно подається природний графіт. За умов локального нагріву відбувається його дифузійне проникнення у поверхневі шари сталеві основи колінчастого вала, що формує тверду змащувальну плівку.

У результаті реалізації даного методу досягається комплексне покращення трибологічних характеристик зони контакту, зокрема: суттєве зниження коефіцієнта тертя, зменшення швидкості зношування, стабілізація температурного режиму. Крім того, спостерігається рівномірність зношування робочої поверхні, що дозволяє суттєво продовжити міжремонтний термін експлуатації валу навіть за умов недостатнього змащення.

Таким чином, описана технологія сприяє істотному підвищенню надійності та ресурсу колінчастих валів дизельних двигунів завдяки створенню

модифікованого шару з підвищеною зносостійкістю та самозмащувальними властивостями.

1.1.2 Удосконалений технологічний процес зміцнення колінчастих валів

Відповідно до патенту України №45133 (автори: Віктор Костянтинівич Лобанов, Галина Іванівна Пашкова, Костянтин Петрович Ісяк), запропоновано інноваційний метод підвищення міцнісних характеристик колінчастих валів, виготовлених із високоміцного чавуну. Розроблена технологія базується на поєднанні індукційної термічної обробки та методів поверхневого пластичного деформування, що дозволяє істотно поліпшити експлуатаційні властивості валів. Запропонований процес призначений для застосування в галузі термообробки та зміцнення крупногабаритних деталей, зокрема елементів типу «вал», які зазнають циклічних навантажень під час роботи в складі силових агрегатів. Основна ідея полягає у зміні параметрів струмів високої частоти (СВЧ) для розширення глибини загартованого шару, а також у впровадженні попереднього термічного підігріву та наступного деформування поверхні.

Відповідно до розробленої методики, колінчасті вали з феритно-перлітною мікроструктурою підлягають попередньому підігріву шийок до температури 350–400 °С перед індукційним нагрівом до температури гартування. Охолодження здійснюється природним шляхом — за рахунок тепловідведення у внутрішні масиви вала без застосування зовнішніх охолоджувачів. Подальший відпуск проводиться при температурі 370 ± 10 °С для зняття термічних напружень. Завершальним етапом є механічне доопрацювання поверхонь та проведення поверхневого пластичного деформування галтелей і шийок вала.

Реалізація такого підходу дозволяє досягти значного підвищення твердості поверхні, покращення зносостійкості та формування стійкої структури, що сприяє підвищенню опору втомному руйнуванню. Таким чином, удосконалена технологія забезпечує збільшення ресурсу колінчастих валів без суттєвого ускладнення виробничого процесу.

Застосування запропонованої технології обробки у порівнянні з відомими аналогами дозволяє досягти суттєвого покращення експлуатаційних характеристик колінчастих валів дизельних двигунів серії 10Д100, зокрема підвищити їхню опірність втомному руйнуванню, зносостійкість та поверхневу твердість. Це підтверджено результатами лабораторних експериментів, що засвідчили ефективність заявленого методу.

Після виконання остаточних механічних операцій проводили обробку методом поверхневого пластичного деформування (ППД), яка полягала в обкатуванні роликми зони галтелей, що з'єднують шийки з щоками, а також безпосередньо загартованих ділянок самих шийок. Модифікація структури загартованих струмами високої частоти (СВЧ) поверхонь здійснювалася за оптимізованою схемою ППД, що забезпечувала формування сприятливого напруженого стану.

Для обробки корінних шийок використовували ролики діаметром 57,5 мм, при цьому радіус профільної частини деформуючого елемента становив 17,3 мм. Шатунні шийки підлягали обкатуванню роликми з діаметром 48,5 мм і радіусом профілю 14,5 мм. Процес обкатування здійснювався із зусиллям у межах 42–48 кН за частоти обертання колінчастого вала 10–15 хв⁻¹. Один з робочих роликів був спрямований за лівою спіраллю, інший — за правою, а третій ролик мав циліндричну форму та виконував функцію стабілізатора процесу. Після проведення ППД оброблені ділянки піддавали всебічному аналізу: вивчали мікроструктуру поверхневого шару, виконували профілювання твердості за глибиною, а також оцінювали зносостійкість отриманих модифікованих поверхонь. Отримані результати підтвердили значне підвищення ресурсу деталей, оброблених за цією технологією.

1.2 Технологія підвищення втомної міцності колінчастих валів шляхом комбінованої лазерно-механічної обробки

Згідно з патентом України №12480 (автори: Віктор Костянтинівич Лобанов, Анатолій Петрович Любченко, Галина Іванівна Пашкова), розроблено удосконалену технологію зміцнення шийок колінчастих валів, яка поєднує

локальну термічну дію лазерного випромінювання та пластичне деформування поверхні. Дана модель є перспективною для підвищення втомостійкості деталей, що працюють в умовах змінних навантажень.

Основною метою запропонованого підходу є формування рівномірного розподілу залишкових стискуючих напружень по довжині шийки, що дозволяє ефективно протидіяти розвитку втомних тріщин. Ця мета досягається завдяки комбінованому впливу: спочатку виконується селективне гартування променем лазера 50–70% площі циліндричної поверхні кожної шийки, що призводить до утворення зміцненої структури.

При цьому формування термозміцненого шару здійснюється у вигляді гвинтоподібної смуги, доповненої двома кільцевими зміцненими зонами, розташованими на відстані 2–4 см від галтелі. Вісь кільцевих зон розміщена перпендикулярно осі вала, а початок і завершення гвинтового гартування суміщено з початковими точками цих кільцевих смуг.

Після термічного зміцнення виконується об'ємне відпускання у межах температур 250–350 °C протягом 1,5–2 годин для зняття термічних напружень. Заключним етапом є обкатування поверхні спеціальним накатним роликом, який створює на циліндричній частині шийки серію послідовних зміцнених смуг у формі витків з частковим перекриттям. Такий ефект досягається за рахунок зсуву кожного наступного витка при обертанні вала.

Ширина формованої зміцненої смуги визначається з урахуванням геометричних і технологічних параметрів за спеціально виведеною формулою, яка враховує режим накатки, крок витка та характеристики ролика. Завдяки такій структурованій обробці вдається значно підвищити опір матеріалу до втомного руйнування й подовжити ресурс експлуатації вала у важконавантажених умовах.

$$b = \frac{t}{n(1-\alpha)},$$

b - ширина зміцненої смуги;

t - крок смуг зміцнення;

α - коефіцієнт перекриття смуг зміцнення;

n - число обертів вала.

Суть запропонованої корисної моделі ілюструється схемою, на якій представлено конструктивне рішення процесу зміцнення шийки колінчастого вала. Зокрема, позначено: 1 — оброблювана шийка, що піддається зміцненню; 2 — колінчастий вал, на якому виконується обробка; 3 — деформуючий ролик зі спіральним профілем, який забезпечує формування зміцненої структури за рахунок накопчування; 4 — підтримуючий ролик, який стабілізує положення вала в процесі обробки та запобігає його вигину чи деформації.

У результаті реалізації процесу утворюються послідовні ряди зміцнених зон. Перший ряд зміцнених смуг, позначений як 5, формується під час першого оберту вала. При подальшому обертанні формується другий ряд смуг — 6, який частково перекриває попередній ряд і зміщений відносно нього. Такий зсув дозволяє досягти більш рівномірного розподілу напружень та забезпечити високу якість поверхневого шару з покращеними механічними властивостями.

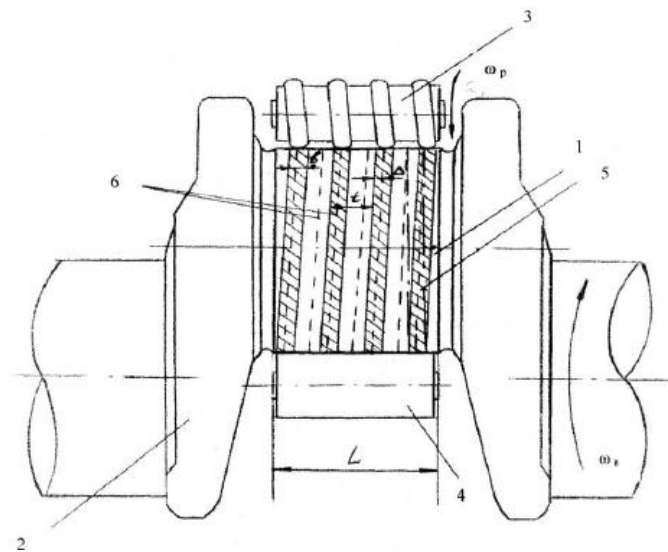


Рис.1.1. Ілюстрація принципу дії запропонованої корисної моделі.

Запропонований технологічний підхід, у порівнянні з наявними аналогами, дозволяє досягти суттєвого покращення втомної міцності оброблюваних деталей. Це підтверджується результатами експериментальних досліджень, які виявили підвищення опору утомному руйнуванню вала після застосування методики, що заявляється. Представлене графічне зображення наочно демонструє основні елементи процесу та характер формування зміцнених зон на поверхні деталі.

1.3 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу бакалавра

У технологічному розділі необхідно провести аналітичний розрахунок основних параметрів колінчастого вала, зокрема визначити його геометричні характеристики, перевірити міцність на згин і кручення, а також побудувати відповідні діаграми навантаження. Це дозволить оцінити працездатність вала у межах реальних умов експлуатації двигуна.

У конструкторському розділі увагу зосереджено на всебічному аналізі роботи двигуна. Зокрема, потрібно визначити механічні та ефективні показники, здійснити розрахунок геометричних параметрів циліндрів, побудувати індикаторну діаграму розрахункового циклу. Окремий підрозділ присвячено кінематичному та динамічному аналізу кривошипно-шатунного механізму: слід розрахувати переміщення, швидкість, прискорення поршня, а також визначити сили інерції, тиск газів та крутний момент, що виникає внаслідок дії зазначених сил.

Розділ з безпеки життєдіяльності передбачає визначення основних вимог до охорони праці під час виконання розбірно-складальних та слюсарно-ремонтних робіт. Необхідно описати джерела потенційної небезпеки, розробити заходи безпеки при виконанні робіт з підвищеним ризиком, сформулювати інструкції для працівників та передбачити порядок дій у разі аварійних ситуацій.

2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Аналітичний розрахунок параметрів колінчастого вала

Колінчастий вал виконує функцію перетворення зворотно-поступального руху поршнів у рівномірне обертання, забезпечуючи при цьому передавання крутного моменту до виконавчих механізмів силової установки. Його конструкція повинна забезпечувати надійність при дії складного поєднання сил інерції, газодинамічного навантаження та реактивних зусиль від опор.

На основі результатів попереднього динамічного аналізу були визначені ключові навантаження, які діють на елементи вала в умовах реальної експлуатації. Зокрема, граничне значення крутного моменту на кривошипній шийці становить:

– максимальне:

$M_{к.ш.мах} = 1283,592 \text{ Нм}$, $M_{к.ш.мін} = -900,33 \text{ Нм}$ Сила інерції від противаги, розміщеної на осі щоки, дорівнює РПР = 12,77 кН. Відповідна реакція лівої опори внаслідок цієї сили – $R_{л} = -21,29 \text{ кН}$. Величина відцентрової сили інерції, зумовленої обертанням мас, становить $KR = -39,30 \text{ кН}$; = 12600 Щодо ділянок найбільш навантажених шийок, встановлено:

середнє навантаження на шатунну шийку $F_{ср} = 12,6 \text{ кН}$;

граничне (максимальне) навантаження на шатунну шийку $F_{макс} = 25,2 \text{ кН}$;

середнє зусилля, що діє на четверту корінну шийку (найбільш навантажену серед корінних) $F_{ср. кш4} = 4,448 \text{ кН}$;

максимальне зусилля на третю корінну шийку $F_{макс. кш3} = 12,769 \text{ кН}$.

Радіус кривошипа, що визначає амплітуду ходу поршня, прийнятий рівним $R = 45,85 \text{ мм}$.

З огляду на технічні характеристики двигунів аналогічного класу, для цілей розрахунку прийнято наступні геометричні параметри елементів колінчастого вала:

Корінна шийка:

– зовнішній діаметр $d_{к.ш} = 50 \text{ мм}$,

– внутрішній діаметр $d_{вн. к.ш} = 10 \text{ мм}$,

– довжина $l_{к.ш} = 30$ мм.

Шатунна шийка:

– зовнішній діаметр $d_{ш.ш} = 40$ мм,

– внутрішній діаметр $d_{вн. ш.ш} = 15$ мм,

– довжина $l_{ш.ш} = 30$ мм.

Робоча ширина шатунного вкладиша визначається з урахуванням двосторонніх галтелей і становить $l_{ш.ш} - 2r_{гал} = 30 - 2 \cdot 3 = 24$ мм, $r_{гал} = 3$ мм — радіус галтелі.

Аналогічно, робоча ширина корінного вкладиша становить $l_{к.ш} - 2 \cdot 3 = 24$ мм.

У якості матеріалу для виготовлення колінчастого вала обрано високоміцний чавун марки ВЧ 40-10, який забезпечує оптимальне поєднання міцності та оброблюваності при збереженні експлуатаційної надійності вузла.

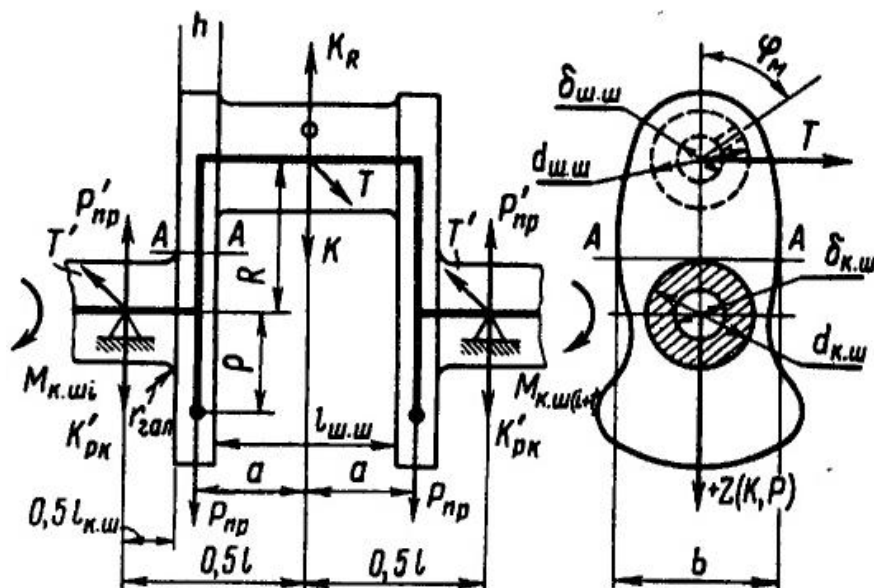


Рис. 2.1 Розрахункова схема колінчастого вала.

1. Для чавуну ВЧ 40-10 визначаємо:

а) межа міцності $\sigma_b = 400$ МПа;

б) межі плинності $\sigma_T = 300$ МПа, $\sigma_\tau = 160$ МПа;

в) межа втоми (витривалості) при вигині $\sigma_{-1} = 150$ МПа;

г) межа втоми при розтягуванні-стисненні $\sigma_{-1p} = 120$ МПа;

д) межа втоми при крученні $\tau_{-1} = 115$ МПа;

е) коефіцієнт приведення циклу при вигині $\alpha_\sigma = 0,4$;

ж) коефіцієнт приведення циклу при крученні $\alpha_\tau = 0,6$;

2. Визначаємо наведені коефіцієнти:

а) наведений коефіцієнт при згині:

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} = \frac{150}{300} = 0,5 \quad (2.1)$$

$$\text{та } \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = \frac{0,5 - 0,4}{1 - 0,5} = 0,2. \quad (2.2)$$

б) при розтягуванні-стисненні:

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T} = \frac{120}{160} = 0,75 \quad (2.3)$$

$$\frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = \frac{0,5 - 0,4}{1 - 0,5} = 0,2. \quad (2.4)$$

в) при крученні:

$$\beta_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_T} = \frac{115}{160} = 0,719 \quad (2.5)$$

$$\frac{\beta_\tau - \alpha_\tau}{1 - \beta_\tau} = \frac{0,719 - 0,6}{1 - 0,719} = 0,42 \quad (2.6)$$

3. Питомий тиск на поверхні шийок:

а) шатунная шийка:

$$k_{\text{ш.ш.ср.}} = \frac{R_{\text{ш.ш.ср.}}}{d_{\text{ш.ш.}} \cdot l_{\text{ш.ш.}}}, \text{ МПа} \quad (2.7)$$

$$k_{\text{ш.ш.ср.}} = \frac{12600 \cdot 10^{-6}}{40 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} = 10,5 \text{ МПа}$$

$$k_{\text{ш.ш.мах.}} = \frac{R_{\text{ш.ш.мах.}}}{d_{\text{ш.ш.}} \cdot l_{\text{ш.ш.}}}, \text{ МПа} \quad (2.8)$$

$$k_{\text{ш.ш.мах.}} = \frac{25200 \cdot 10^{-6}}{40 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} = 21 \text{ МПа}$$

б) корінна шийка [10]:

$$k_{\text{к.ш.ср.}} = \frac{R_{\text{к.ш.ср.}}}{d_{\text{к.ш.}} \cdot l_{\text{к.ш.}}}, \text{ МПа} \quad (2.9)$$

$$k_{\text{к.ш.ср.}} = \frac{4448 \cdot 10^{-6}}{50 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} = 2,97 \text{ МПа}$$

$$k_{\text{к.ш.мах.}} = \frac{R_{\text{к.ш.мах.}}}{d_{\text{к.ш.}} \cdot l_{\text{к.ш.}}}, \text{ МПа} \quad (2.10)$$

$$k_{\text{к.ш.мах.}} = \frac{12769 \cdot 10^{-6}}{50 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} = 8,5 \text{ МПа}$$

4. Розрахунок корінної шийки:

а) момент опору корінної шийки крученню [10]:

$$W_{\text{к.ш.}} = \frac{\pi d_{\text{к.ш.}}^3}{16} \text{ м}^3. \quad (2.11)$$

$$W_{\text{к.ш.}} = \frac{3,14 \cdot 50^3 \cdot 10^{-9}}{16} = 24,53 \cdot 10^{-6} \cdot \text{м}^3.$$

б) Визначення екстремальних значень дотичних напружень змінного знакопостійного циклу для найбільш навантаженої корінної шийки під дією граничного крутного моменту

У рамках дослідження напруженого стану колінчастого вала особливу увагу приділено аналізу найбільш навантаженої корінної шийки, яка зазнає дії крутного моменту з максимальним амплітудним значенням $M_{\text{к.ш.мах.}}$. Саме ця ділянка конструкції є критичною щодо втомного руйнування, оскільки дотичні напруження в умовах циклічного навантаження змінюються в межах сталого знака, утворюючи характерний знакосталий цикл.

Розрахунок дотичних напружень у точках перерізу шийки, що зазнає дії крутного моменту з найбільшим розмахом, дозволяє встановити:

$$\tau_{\text{мах}} = \frac{M_{\text{к.ш.мах}}}{W_{\text{к.ш.}}} \text{ МПа} \quad (2.12)$$

$$\tau_{\text{мах}} = \frac{673,68 \cdot 10^{-6}}{24,53 \cdot 10^{-6}} = 27,46 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\text{мін}} = \frac{M_{\text{к.ш.мін}}}{W_{\text{к.ш.}}} \text{ МПа} \quad (2.13)$$

$$\tau_{\text{мін}} = \frac{-325,72 \cdot 10^{-6}}{24,53 \cdot 10^{-6}} = -13,28 \text{ МПа}$$

в) Розрахунок середнього значення та амплітуди змінних напружень. У процесі аналізу напруженого стану елементів колінчастого вала під дією змінного навантаження доцільним є визначення таких характеристик, як середня напруга та амплітуда напружень. Ці параметри є критично важливими для оцінки втомної міцності матеріалу й визначення безпечного ресурсу експлуатації вузла.

Середнє значення напруження $\sigma_{\text{сер}}$ характеризує сталу складову циклічного навантаження, тоді як амплітуда напружень $\sigma_{\text{амп}}$ визначає величину відхилення

напруження від середнього значення в межах одного циклу. Обидва показники є базовими у розрахунках за критеріями втоми, зокрема за методами Гудмана, Зігера або Сміта-Вотсона-Топера, залежно від обраного підходу до оцінювання довговічності деталі в умовах змінного навантаження.

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} \text{ МПа} \quad (2.14)$$

$$\tau_m = \frac{24,76 + (-13,28)}{2} = 5,74 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} \text{ МПа} \quad (2.15)$$

$$\tau_a = \frac{24,76 - (-13,28)}{2} = 19,02 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_a \cdot k_\tau}{\varepsilon_{M_t} \cdot \varepsilon_{P_\tau}} \text{ МПа} \quad (2.16)$$

$$\tau_a = \frac{19,02 \cdot 1,1}{0,72 \cdot 1,2} = 24,22 \text{ МПа}$$

де k_τ - коефіцієнт концентрації напружень:

$$k_\tau = 0,6[1 + q \cdot (\alpha_{\kappa\sigma} - 1)] \quad (2.17)$$

$$k_\tau = 0,6[1 + 0,4 \cdot (3,0 - 1)] = 1,1.$$

$$\alpha_{\kappa\sigma} = 3,0. \sigma_s = 400 \text{ МПа } q = 0,4. \text{ дк.ш.} = 50 \text{ мм, } \varepsilon_{M_t} = 0,72. \varepsilon_{P_\tau} = 1,25.$$

$$\frac{\tau_a}{\tau_m} = \frac{19,02}{5,74} = 3,13 \Rightarrow \frac{\beta_\tau - \alpha_\tau}{1 - \beta_\tau} = 3,14 \quad (2.18)$$

У рамках розрахунку на витривалість визначення коефіцієнта запасу міцності для корінної шийки здійснюється на основі порівняння амплітудних і середніх значень дотичних або нормальних напружень з границею витривалості матеріалу вала. Такий підхід дозволяє обґрунтовано оцінити надійність вузла при тривалій експлуатації в умовах змінного навантаження:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a + \alpha_\tau \cdot \tau_m} \quad (2.19)$$

$$n_\tau = \frac{115}{24,22 + 0,6 \cdot 5,74} = 4,16$$

5. Розрахунок шатунної шийки.

а) Визначення діючих крутних моментів. Крутні моменти, що передаються на шатунні шийки колінчастого вала, визначаються за допомогою

графоаналітичного методу, який дозволяє врахувати змінність навантажень протягом одного робочого циклу двигуна. Такий підхід забезпечує точнішу оцінку діапазону змін крутного моменту та дозволяє виявити екстремальні значення, які використовуються при подальших міцнісних розрахунках.

б) Обчислення моменту опору при крученні. Для оцінювання здатності шатунної шийки протистояти крутному навантаженню визначається її момент опору крученню, який обчислюється на основі геометричних характеристик перерізу за стандартною формулою

$$W_{ш.ш} = \left(\frac{\pi}{16}\right) d_{ш.ш}^3 M^3 \quad (2.20)$$

$$W_{ш.ш} = \left(\frac{3,14}{16}\right) \cdot 40^3 \cdot 10^{-9} = 12,56 \cdot 10^{-6} M^3$$

в) Мінімальне значення дотичного напруження при знакопостійному циклі навантаження

При дії знакопостійного циклічного крутного моменту на шатунну шийку виникають змінні дотичні напруження, які зберігають постійну полярність протягом усього циклу. З метою оцінки граничного стану матеріалу визначається мінімальне дотичне напруження τ_{min} , яке відповідає найменшому значенню крутного моменту в межах циклу

$$\tau_{max} = \frac{M_{ш.ш.max}}{W_{ш.ш}} \text{ Мпа} \quad (2.21)$$

$$\tau_{max} = \frac{720 \cdot 10^{-6}}{12,56 \cdot 10^{-6}} = 57,32 \text{ Мпа}$$

$$\tau_{min} = \frac{M_{ш.ш.min}}{W_{ш.ш}} = \text{ Мпа} \quad (2.22)$$

$$\tau_{min} = \frac{-300 \cdot 10^{-6}}{12,56 \cdot 10^{-6}} = -23,89 \text{ Мпа}$$

г) Розрахунок середнього значення та амплітуди дотичних напружень:

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} \text{ Мпа} \quad (2.23)$$

$$\tau_m = \frac{57,32 + (-23,89)}{2} = 16,72 \text{ Мпа}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} \text{ Мпа} \quad (2.24)$$

$$\tau_a = \frac{57,32 - (-23,89)}{2} = 40,61 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_a \cdot k_\tau}{\varepsilon_{M\tau} \cdot \varepsilon_{П\tau}} \text{ МПа} \quad (2.25)$$

$$\tau_a = \frac{40,61 \cdot 1,1}{0,72 \cdot 1,2} = 56,4 \text{ МПа}$$

де k_τ - коефіцієнт концентрації напружень, $k_\tau = 1,1$;

$\varepsilon_{П\tau}$ - визначені при розрахунку корінний шийки, $\varepsilon_{П\tau} = 1,2$;

$\varepsilon_{M\tau}$ - масштабний коефіцієнт, при діш.ш. = 40 мм; $\varepsilon_{M\tau} = 0,73$.

$$\frac{\tau_a}{\tau_m} = \frac{56,4}{16,72} = 3,37 \Rightarrow \frac{\beta_\tau - \alpha_\tau}{1 - \beta_\tau} = 0,42 \quad (2.26)$$

Запас міцності для корінної шийки визначають на основі граничного значення втомної витривалості матеріалу:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a + \alpha_\tau \cdot \tau_m} \quad (2.27)$$

$$n_\tau = \frac{115}{56,4 + 0,6 \cdot 16,72} = 1,73$$

е) Визначення згинальних моментів, що діють на шатунну шийку.

ж) Граничні значення напруг асиметричного циклу в шатунній шийці.

$$M_{\phi \cdot \max} = -20 \text{ КН} \times \text{м};$$

$$M_{\phi \cdot \max} = -263 \text{ КН} \times \text{м};$$

$$W_{\sigma_{ш.ш}} = 0,5 \cdot W_{\tau_{ш.ш}} = 10,85 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3, \quad (2.28)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\phi \cdot \max}}{W_{\sigma_{ш.ш}}} = \frac{-20 \cdot 10^{-6}}{10,85 \cdot 10^{-6}} = -1,8 \text{ МПа}. \quad (2.29)$$

з) середня напруга і амплітуди напруг:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{-1,8 - 23,6}{2} = -12,7 \text{ МПа}. \quad (2.30)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{-1,8 + 23,6}{2} = 10,9 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{ак} = \sigma_a \frac{k_\sigma}{\varepsilon_{M\sigma} \cdot \varepsilon_{П\sigma}} = 10,9 \cdot \frac{1,8}{0,76 \cdot 1,2} = 21,5 \text{ МПа}. \quad (2.31)$$

$$k_\sigma = 1 + q(\alpha_{\kappa\sigma} - 1) = 1 + 0,4 \cdot (3,0 - 1) = 1,8.$$

де k_σ - коефіцієнт концентрації вигину;

$\varepsilon_{M\sigma}$ - масштабний коефіцієнт, визначений за $d_{ш.ш.} = 46,5$ мм, $\varepsilon_{M\sigma} = 0,76$.

$\alpha_{\kappa\sigma} = 3,0$; $q = 0,4$; $\varepsilon_{\Pi\sigma} = \varepsilon_{\Pi\tau} = 1,2$ були визначені при розрахунку корінний шийки.

і) запас міцності шатунної шийки від нормальних напружень визначається за межі втоми (при $\sigma_m < 0$) [10]:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ак} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{150}{21,5 + 0,4 \cdot (-12,7)} = 9,13. \quad (2.32)$$

к) Комплексна оцінка запасу міцності шатунної шийки:

$$n_{ш.ш.} = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \quad (2.33)$$

$$n_{ш.ш.} = \frac{9,13 \cdot 1,73}{\sqrt{9,13^2 + 1,73^2}} = 1,70$$

6. Розрахунок щоки колінчастого вала.

а) Визначення граничних крутних моментів, що діють на щоку

$$M_{к.щ.мах} = 65,8 \text{ Нм}; M_{к.щ.мин} = -69,1 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (2.34)$$

$$T'_{мах} = 2863 \text{ Н}; T'_{мин} = 3004 \text{ Н}.$$

б) Визначення граничних дотичних напружень у щоці колінчастого вала:

$$\tau_{мах} = \frac{M_{к.щ.мах}}{W_{\tau.щ}} = \frac{65,8 \cdot 10^{-6}}{6,99 \cdot 10^{-6}} = 9,41 \text{ МПа}. \quad (2.35)$$

$$\tau_{мин} = \frac{M_{к.щ.мин}}{W_{\tau.щ}} = \frac{-69,1 \cdot 10^{-6}}{6,99 \cdot 10^{-6}} = -9,89 \text{ МПа}. \quad (2.36)$$

де $W_{\tau.щ}$ - момент опору розрахункового перерізу щоки ($\mu = 0,282$ визначено при $b / h = 4$);

$$W_{\tau.щ} = \mu \cdot b \cdot h^3 = 0,284 \cdot 76 \cdot 18^2 \cdot 10^{-6} = 6,99 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 \quad (2.37)$$

в) Розрахунок середнього значення та амплітуди дотичних напружень у щоці:

$$\tau_m = \frac{\tau_{мах} + \tau_{мин}}{2} = \frac{9,41 - 9,89}{2} = -0,48 \text{ МПа}. \quad (2.38)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{мах} - \tau_{мин}}{2} = \frac{9,41 + 9,89}{2} = 9,65 \text{ МПа}. \quad (2.39)$$

$$\tau_a = \tau_a \frac{k_\tau}{\varepsilon_{M\tau} \cdot \varepsilon_{П\tau}} = 9,65 \cdot \frac{0,70}{0,64 \cdot 0,75} = 14,1 \text{ МПа.} \quad (2.40)$$

$$k_\tau = 0,6 \cdot [1 + q(\alpha_{\kappa\sigma} - 1)] = 0,6 \cdot [1 + 0,4 \cdot (1,4 - 1)] = 0,70 \quad (2.41)$$

де k_τ - коефіцієнт концентрації напружень;

$\alpha_{\kappa\sigma} = 1,4$; $q = 0,4$; $b = 76 \text{ мм}$, $\varepsilon_{M\tau} = 0,64$; $\varepsilon_{П\tau} = 0,75$. при $\tau_m < 0$:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{ак} + \alpha_\tau \cdot \tau_m} = \frac{115}{14,1 + 0,6(-0,48)} = 8,3. \quad (2.42)$$

д) Визначення максимального та мінімального нормального напруження в зоні щок:

$$M_{и.щ.мах} = 0,25 \cdot [K_{мах} + K_R + 2 \cdot (-P'_{np}) \cdot l_{к.щ}] \quad (2.43)$$

$$M_{и.щ.мах} = 0,25 \cdot [14156 - 15910 + 2 \cdot 9750] \cdot 28 \cdot 10^{-3} = 124 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.44)$$

$$P_{щ.мах} = 0,5 \cdot (K_{мах} + K_R) \quad (2.45)$$

$$P_{щ.мах} = 0,5 \cdot (14156 - 15910) = -877 \text{ Н}.$$

$$M_{и.щ.мін} = 0,25 \cdot [K_{мах} + K_R + 2 \cdot (-P'_{np})] \cdot l_{к.щ}. \quad (2.46)$$

$$M_{и.щ.мін} = 0,25 \cdot [-11501 - 15910 + 2 \cdot 9750] \cdot 28 \cdot 10^{-3} = -55,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$P_{щ.мін} = 0,5 \cdot (K_{мін} + K_R) \quad (2.47)$$

$$P_{щ.мін} = 0,5 \cdot (-11501 - 15910) = -13705 \text{ Н}.$$

Значення коефіцієнтів $K_{мах}$ і $K_{мін}$ визначаються на основі даних:

$$W_{щ} = \frac{bh^2}{6} = \frac{76 \cdot 18^2 \cdot 10^{-9}}{6} = 4,21 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (2.48)$$

$$F_{щ} = bh = 76 \cdot 18 \cdot 10^{-6} = 13686 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Тоді:

$$\sigma_{\Sigma мах} = \frac{M_{и.щ.мах}}{W_{щ}} + \frac{P_{щ.мах}}{F_{щ}} = \frac{124 \cdot 10^{-6}}{4,21 \cdot 10^{-6}} + \frac{-877 \cdot 10^{-6}}{1368 \cdot 10^{-6}} = 28,8 \text{ МПа.} \quad (2.49)$$

$$\sigma_{\Sigma мин} = \frac{M_{и.щ.мін}}{W_{щ}} + \frac{P_{щ.мін}}{F_{щ}} = \frac{-55,4 \cdot 10^{-6}}{4,21 \cdot 10^{-6}} + \frac{-13705 \cdot 10^{-6}}{1368 \cdot 10^{-6}} = -23,2 \text{ МПа.} \quad (2.50)$$

е) Розрахунок середнього значення та амплітуди нормальних напружень у щокі:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{мах} + \sigma_{мін}}{2} = \frac{28,8 - 23,2}{2} = 2,8 \text{ МПа.} \quad (2.51)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{28,8 + 23,2}{2} = 26,0 \text{ МПа.} \quad (2.52)$$

$$\sigma_{ak} = \frac{\sigma_a \cdot k_\sigma}{\varepsilon_{M\sigma} \cdot \varepsilon_{II\sigma}} = \frac{26,0 \cdot 1,16}{0,7 \cdot 0,75} = 57,4 \text{ МПа.} \quad (2.53)$$

де k_σ коефіцієнт концентрації вигину.

$\alpha_{\kappa\sigma} = 1,4$; $q = 0,4$; $\varepsilon_{II\sigma} = \varepsilon_{II\tau} = 0,75$; $\varepsilon_{M\sigma} = 0,70$, визначені за значенням $b = 76 \text{ мм}$.

$$k_\sigma = 1 + q(\alpha_{\kappa\sigma} - 1) = 1 + 0,4 \cdot (1,4 - 1) = 1,16 \quad (7.54)$$

ж) так як:

$$\frac{\sigma_{ak}}{\sigma_m} = \frac{57,4}{2,8} = 20,5 > \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = 0,2. \quad (2.55)$$

Оцінка запасу міцності щоби здійснюється з урахуванням граничної втомної витривалості матеріалу:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ak} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{150}{57,4 \cdot 0,4 \cdot 2,8} = 2,56. \quad (2.56)$$

з) Сумарна оцінка запасу міцності щоби:

$$n_{\text{ш}} = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{2,56 \cdot 8,3}{\sqrt{2,56^2 + 8,3^2}} = 2,45 \quad (2.57)$$

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Механічні характеристики роботи двигуна

Одним із ключових показників, що характеризує ефективність перетворення теплоти згоряння палива в механічну роботу, є середній ефективний тиск. Цей параметр дозволяє здійснити порівняльну оцінку продуктивності двигуна незалежно від його геометричних розмірів і є основою для розрахунку потужності.

Середній ефективний тиск розраховується за такою аналітичною залежністю:

$$p_e = p_i - p_m \quad (3.1)$$

Середній тиск механічних втрат є узагальненим показником, що характеризує втрати потужності на подолання тертя в кривошипно-шатунному механізмі, газорозподільному приводі, системах змащення та охолодження двигуна.

Значення p_m визначається емпіричним шляхом відповідно до типу двигуна, кількості циліндрів, а також середньої швидкості переміщення поршня $V_{п.с}$, на основі даних, наведених у табл. 3.1–3.3.

Для бензинових двигунів із числом тактів $i=4$ та відношенням ходу поршня до діаметра циліндра в межах $S/D=0,9\div 1,6$, середній тиск механічних втрат може бути визначений за наступною емпіричною залежністю:

$$p_m = 0,034 + 0,0113 \cdot V_{п.с} \quad (3.2)$$

Для бензинових двигунів, що використовуються в легкових автомобілях, характерні значення середньої швидкості поршня $V_{п.с}$ зазвичай знаходяться в межах 8...15 м/с, залежно від частоти обертання колінчастого вала та геометрії циліндро-поршневої групи.

У нашому випадку, для попередніх розрахунків приймаємо $V_{п.с} = 14$ м/с

З огляду на вказане значення та відповідно до емпіричних залежностей, наведених для бензинових чотиритактних двигунів із відношенням $S/D=0,9\div 1,6$, середній тиск механічних втрат p_m визначається за такою формулою:

$$p_M = 0,034 + 0,0113 \cdot 13,5 = 0,186 \text{ МПа.}$$

3.2 Ефективні показники роботи двигуна

Одним із ключових параметрів, що характеризують реальну здатність двигуна виконувати корисну механічну роботу, є середній ефективний тиск.

$$p_e = p_i - p_M \text{ МПа.} \quad (3.3)$$

Типове значення середнього ефективного тиску для сучасних бензинових двигунів з МРІ у номінальному режимі становить:

$$p_e = 1,00 - 0,186 = 0,814 \text{ МПа.}$$

Механічний коефіцієнт корисної дії (ККД) двигуна відображає втрати потужності внаслідок тертя в механізмах газорозподілу, кривошипно-шатунному механізмі, системах змащення та допоміжних агрегатах. Він показує, яка частка індикаторної потужності перетворюється в корисну ефективну потужність на валу двигуна.

Механічний ККД позначається як η_m і розраховується за формулою:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad (3.4)$$

$$\eta_m = \frac{0,814}{1,0} = 0,814.$$

Ефективний коефіцієнт корисної дії (ККД) двигуна характеризує загальну енергетичну ефективність перетворення хімічної енергії палива на корисну механічну роботу, що передається на вихідному валу двигуна. Цей показник враховує втрати тепла при згорянні та механічні втрати на тертя, що виникають у всіх рухомих елементах силового агрегату.

Ефективний ККД позначається як η_e і визначається за формулою:

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i \quad (3.5)$$

$$\eta_e = 0,814 \cdot 0,326 = 0,27.$$

Для сучасних автотракторних двигунів $p_e = 0,5 \dots 1,1$ МПа, $\eta_e = 0,22 \dots 0,30$, $g_e = 270 \dots 350$ г/кВт·год.

Погодинну витрату палива (у кг/год або г/с) визначають за формулою:

$$G_T = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3} \text{ кг /год.} \quad (3.6)$$

$$G_T = 303 \cdot 60 \cdot 10^{-3} = 18,18 \text{ кг /год.}$$

3.3 Основні геометричні параметри циліндра та двигуна

Для встановлення ключових розмірів двигуна внутрішнього згоряння, зокрема робочого об'єму, необхідно врахувати низку основних параметрів: ефективну потужність, номінальну частоту обертання колінчастого вала, середній ефективний тиск, тактність двигуна та кількість циліндрів:

$$V_h = \frac{N_e \cdot \tau \cdot 30}{p_e \cdot n_e} \text{ л.} \quad (3.7)$$

$$V_h = \frac{56 \cdot 4 \cdot 30}{0,814 \cdot 5600} = 1,47 \text{ л.}$$

Робочий об'єм одного циліндра є важливою величиною, що визначає кількість паливоповітряної суміші, яка бере участь у згорянні під час одного робочого циклу:

$$V'_h = V_h / i \text{ л.} \quad (3.8)$$

$$V'_h = 1,47 / 4 = 0,369 \text{ л.}$$

Попереднє визначення геометричних розмірів циліндра: діаметра та ходу поршня. Для уточнення конструктивних параметрів циліндро-поршневої групи попередньо приймаємо коефіцієнт відношення ходу поршня до діаметра циліндра $k=S/D=0.9$:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0.369}{3,14 \cdot 0.9}} \cdot 10^2 = 81 \text{ мм} \quad (3.9)$$

$$S = D \cdot k \text{ мм;} \quad (3.10)$$

$$S = D \cdot k = 81 \cdot 0,9 = 73 \text{ мм.}$$

Тоді відношення ходу поршня до діаметра циліндра:

$$k=S/D \quad (3.11)$$

$$k= 73 / 81= 0,901$$

Остаточне уточнення основних геометричних розмірів та параметрів двигуна. На основі попередньо визначених характеристик проводимо остаточний розрахунок основних розмірів двигуна внутрішнього згоряння, використовуючи узагальнені формули,.

– Робочий об'єм двигуна V_d визначається як добуток об'єму одного циліндра на кількість циліндрів:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{\tau \cdot 10^6} \text{ л;} \quad (3.12)$$

$$V_h = \frac{3,14 \cdot 81^2 \cdot 73 \cdot 4}{4 \cdot 10^6} = 1,5 \text{ л;}$$

–діаметр циліндра за формулою:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h'}{\pi \cdot k}} \cdot 10^2 \text{ мм;} \quad (3.13)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,369}{3,14 \cdot 0,9}} \cdot 10^2 = 81$$

–хід поршня за формулою:

$$S = D \cdot k \text{ мм;} \quad (3.14)$$

$$S = 81 \cdot 0,9 = 73 \text{ мм;}$$

–площу дна поршня:

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \text{ мм}^2; \quad (3.15)$$

$$F_n = \frac{3,14 \cdot 81^2}{4} = 5150 \text{ мм}^2;$$

–середню швидкість поршня:

$$V_{п.с.} = S \cdot n_e / 30 \cdot 10^3 \text{ м/с.} \quad (3.16)$$

$$V_{п.с.} = 73 \cdot 5600 / 30 \cdot 10^3 = 13,6 \text{ м/с.}$$

$$\text{Похибка } \Delta = (13,6 - 13,5) \cdot 100 / 13,6 = 0,7\%.$$

У випадку, якщо відносна похибка між попередньо прийнятим та розрахунковим значенням середньої швидкості переміщення поршня перевищує 4%, необхідно провести повторний перерахунок ефективних показників двигуна з урахуванням скоригованих геометричних параметрів

(ходу поршня та діаметра циліндра).

Для оцінки питомої ефективності двигуна широко використовується показник потужності, віднесеної до одиниці робочого об'єму, або літрової потужності, яка розраховується за формулою:

$$N_{\text{л}} = \frac{P_e \cdot n_e}{30 \cdot \tau} \text{ кВт / л.} \quad (3.17)$$

$$N_e = \frac{0,814 \cdot 1,5 \cdot 5600}{30 \cdot 4} = 56,98 \text{ кВт.}$$

Похибка $\Delta = (56 - 56,98) \cdot 100 / 56 = 1,75\%$. Похибка не повинна перевершувати 5%.

Питома потужність двигуна на одиницю робочого об'єму (так звана літрова потужність) є одним із ключових показників, що характеризує ступінь форсування двигуна та його конструктивну досконалість.

Вона визначається за наступною формулою:

$$N_{\text{л}} = \frac{P_e \cdot n_e}{30 \cdot \tau} \text{ кВт / л.} \quad (3.18)$$

$$N_{\text{л}} = \frac{0,814 \cdot 5600}{30 \cdot 4} = 37,99 \text{ кВт / л.}$$

Для автотракторних двигунів значення літрової потужності зазвичай коливається в межах 20...50 кВт/л, що залежить від рівня форсування, типу впорскування, тактності та умов експлуатації (дорожні чи сільськогосподарські машини).

Погодинна витрата палива (у кг/год) є важливим експлуатаційним показником, що характеризує кількість палива, спожиту двигуном за одну годину роботи. Вона розраховується за формулою:

$$G_T = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3} \text{ кг / год.} \quad (3.19)$$

$$G_T = 303 \cdot 56,98 \cdot 10^{-3} = 17,26 \text{ кг / год.}$$

Крутний момент на номінальному режимі роботи двигуна є одним із базових параметрів, що характеризує здатність силової установки створювати обертальне зусилля при заданій частоті обертання колінчастого вала.

Для його розрахунку використовують наступну формулу:

$$M_e = \frac{N_e \cdot 3 \cdot 10^4}{\pi \cdot n_e} \text{ Н·м.} \quad (3.20)$$

$$M_e = \frac{56,98 \cdot 3 \cdot 10^4}{3,14 \cdot 5600} = 97,21 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3.4 Побудова індикаторної діаграми

Розрахунок і побудова індикаторної діаграми. Вибираємо масштаби: ходу поршня – $\mu_S = 2 \text{ мм/мм}$; тиску – $\mu_p = 0,03 \text{ МПа / мм}$; $V_h = S = AB$ (по осі абсцис). $AB = 146 \text{ мм}$. Знаходимо приведену згідно з масштабом величину об'єму камери згоряння:

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1} \text{ мм} \quad (3.21)$$

$$V_c = \frac{146}{8 - 1} = 21,86 \approx 22 \text{ мм}.$$

$$OB = OA + AB \text{ мм} \quad (3.22)$$

$$OB = 22 + 146 = 175 \text{ мм}.$$

Розрахунок максимальної висоти індикаторної діаграми виконується за формулою:

$$A_z = P_z / \mu_p \text{ мм} \quad (3.23)$$

$$A_z = 6,87 / 0,03 = 172 \text{ мм}.$$

У нашому випадку відношення висоти індикаторної діаграми до її ширини становить 0,98.

Цей параметр є важливою геометричною характеристикою індикаторної діаграми та використовується для правильного масштабування її графічного зображення, а також для подальших розрахунків індикаторної роботи.

На наступному етапі, відповідно до значень тисків у характерних точках робочого циклу (тиск на початку стиску, тиск згоряння, тиск в кінці розширення, тиск випуску), здійснюється визначення лінійних відрізків на діаграмі, які відповідають кожному з етапів циклу.

Для цього використовуються табличні значення, наведені у таблиці 1.2, що відображають масштабні залежності між тиском (у МПа або кгс/см²) та довжиною відповідного відрізка на діаграмі в міліметрах, з урахуванням ціни поділки шкали та прийнятого графічного масштабу.

Таблиця 3.1. Тиск (відрізки) у характерних точках індикаторної діаграми.

Тиск	Позначення	Значення, МПа	Відрізок	
				мм
Навколишнього середовища	p_0	0,1	AP_0	3,33
У кінці процесу впуску	p_a	0,085	Ba	2,93
У кінці процесу стиску	p_c	1,91	AC	46,67
У кінці процесу згоряння (дійсний)	p_{zd}	6,0	AZ_d	146,33
У кінці процесу розширення	p_b	0,4	BP_b	11,67
Залишкових газів	p_z	0,11	A_z	3,87

Для аналітичного визначення координат точок, що описують політропні процеси стиску та розширення на індикаторній діаграмі, використовується рівняння політропи.

Координати політропи стиску розраховуються за аналітичною формулою:

$$p_{xc} = p_a \cdot (V_a / V_x)^{n1} = 0,085 \cdot (V_a / V_x)^{1,33} \quad (3.24)$$

Значення об'єму V_a відповідає абсцисі OB , значення V_x – OX і знаходяться у межах від $V_x = V_a = OB$ до $V_x = V_c = OA$. Тобто, відношення $V_a / V_x = OB / OX = 1 \dots \varepsilon$.

Координати політропи розширення визначаються за аналітичною залежністю, аналогічною до тієї, що використовується для політропи стиску, з урахуванням зміни тиску при збільшенні об'єму в процесі розширення робочих газів:

$$p_{xp} = p_b \cdot (V_a / V_x)^{n2} = 0,4 \cdot (V_a / V_x)^{1,3}. \quad (3.25)$$

З метою спрощення обчислювального процесу при визначенні координат політропного процесу доцільно скористатись приведеним рівнянням у зручній розрахунковій формі:

$$p_{xc} / \mu_p = p_a / \mu_p \cdot (OB / OX)^{n1} \quad (3.26)$$

$$p_{xc} / \mu_p = 0,085 / 0,03 \cdot (OB / OX)^{1,33} = 2,93 \cdot (175 / OX)^{1,34};$$

$$p_{xp} / \mu_p = 0,4 / 0,03 \cdot (OB / OX)^{1,3} = 12,7 \cdot (175 / OX)^{1,3}$$

Послідовно задаючи значення об'єму $V_x = OX$ та підставляючи їх у відповідні рівняння політропи стиску і розширення, отримуємо координати характерних точок, які описують зміну тиску протягом обох процесів. Ці

розраховані значення заносяться до таблиці 3.2, яка використовується для побудови індикаторної діаграми.

Таблиця 3.2. Дані для побудови індикаторної діаграми.

№ точ ки	ОХ, мм	ОВ / ОХ	Політропа стиску			Політропа розширення		
			$(ОВ/ОХ)^{1.33}$	p_{xc} , МПа	p_{xc} / μ_p , мм	$(ОВ/ОХ)^{1.3}$	p_{xp} , МПа	p_{xp} / μ_p , мм
1	21,86	8,01	15,92	1,4	46,65	14,95	5,7	189,87
2	37,3	4,69	7,81	0,69	22,88	7,46	2,84	94,74
3	52,6	3,33	4,95	0,44	14,5	4,78	1,82	60,71
4	67,9	2,56	3,49	0,31	10,23	3,39	1,29	43,05
5	83,2	2,10	2,68	0,24	7,85	2,62	1,00	33,27
6	98,5	1,78	2,15	0,19	6,3	2,12	0,81	26,92
7	113,8	1,54	1,78	0,16	5,22	1,75	0,67	22,23
8	121,1	1,45	1,64	0,14	4,81	1,62	0,62	20,57
9	130,0	1,35	1,49	0,13	4,37	1,48	0,56	18,8
10	144,4	1,21	1,29	0,11	3,78	1,28	0,49	16,26
11	159,7	1,095	1,13	0,10	3,31	1,12	0,43	14,22
12	175,0	1,00	1,00	0,088	2,93	1,00	0,38	12,7

Алгоритм розрахунку координат політроп стиску і розширення в середовищі MathCAD.

Для автоматизації процесу побудови політроп на основі аналітичних виразів у системі MathCAD доцільно реалізувати наступний послідовний алгоритм:

$$N := 12 \quad i := 2..N \quad x_1 := \frac{175}{12} \cdot i$$

$$Pc(x) := 2.93 \cdot \left(\frac{175}{x} \right)^{1.33} \quad Pc_1 := Pc(x_1)$$

$$Pp(x) := 12.7 \cdot \left(\frac{175}{x} \right)^{1.3} \quad Pp_1 := Pp(x_1)$$

Таблиця 3.3. Дані для побудови індикаторної діаграми.

	0		0
0	0	0	0
1	0	1	0
2	31.755	2	130.437
3	18.519	3	76.998
4	12.631	4	52.974
5	9.387	5	39.635
6	7.366	6	31.271
7	6.001	7	25.592
8	5.024	8	21.514
9	4.296	9	18.46
10	3.734	10	16.097
11	3.289	11	14.221
12	2.93	12	12.7

Таблиці значень ординат точок політроп стиску та розширення, отримані в результаті обчислень у середовищі MathCAD, є вихідними даними для побудови індикаторної діаграми розрахункового циклу.

На основі розрахованих значень тиску в характерних точках, які наведено в таблиці 3.4, проводиться їх масштабування та нанесення на координатну сітку індикаторної діаграми. Відповідно:

для нижньої мертвої точки (НМТ) наносять тиски:

— тиск у кінці випуску;

— тиск у кінці впуску;

для верхньої мертвої точки (ВМТ) — тиски:

— кінець стиску;

— тиск у момент займання;

— максимальний тиск згоряння;

для політроп стиску і розширення — відповідні значення з таблиці координат, отриманої розрахунковим шляхом.

Після нанесення точок на координатну сітку їх послідовно з'єднують від руки тонкою лінією (олівцем), що дає змогу зберегти можливість подальшого коригування форми кривих та скруглення ділянки згоряння, а також забезпечує візуально коректне відтворення фазових переходів між тактами.

У підсумку формується індикаторна діаграма розрахункового циклу двигуна, яка служить основою для подальшого визначення індикаторної роботи, середнього тиску, теплового балансу та оцінки ефективності згоряння.

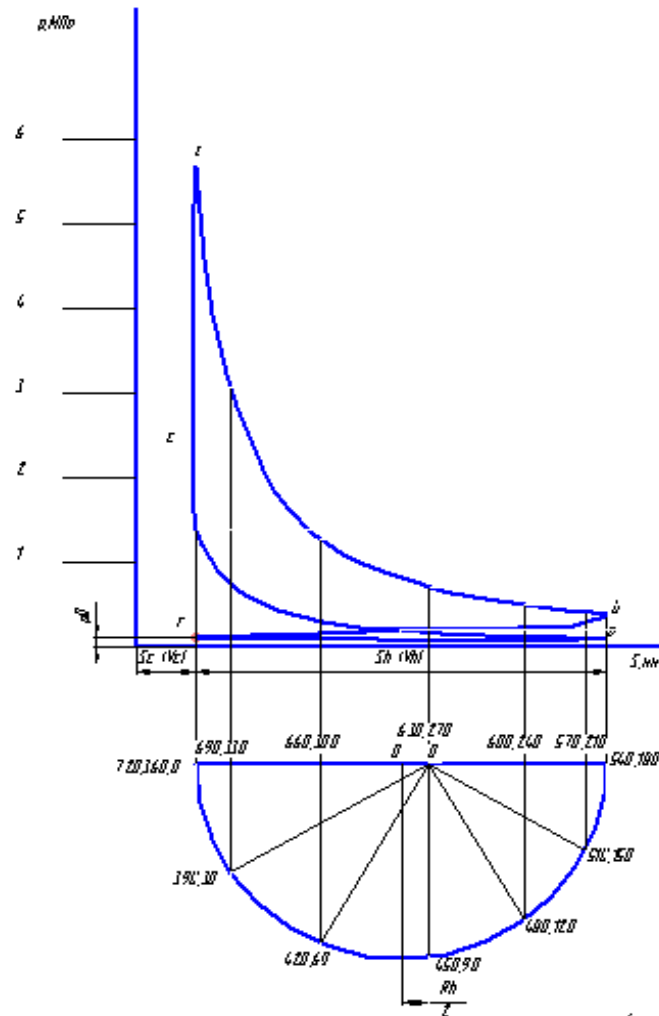


Рис. 3.1. Індикаторна діаграма розрахункового циклу двигуна

У сучасних швидкохідних бензинових двигунах для покращення очищення циліндрів від відпрацьованих газів та підвищення наповнення робочим зарядом активно застосовується фазове перекриття впускних і випускних клапанів. Це суттєво впливає на конфігурацію індикаторної діаграми, зокрема на фази газообміну.

У таких двигунах:

Відкриття випускного клапана (точка) відбувається за $40...80^\circ$ до досягнення НМТ, що сприяє частковому зменшенню тиску в циліндрі до відкриття клапана.

Закриття випускного клапана (точка) виконується після $15...60^\circ$ за ВМТ, що дозволяє ефективно завершити процес продувки.

Відкриття впускного клапана здійснюється за $9...35^\circ$ до ВМТ, а закриття впускного клапана — через $40...80^\circ$ після НМТ.

Для двигунів з більш високою частотою обертання характерні більші кути

фаз.

З метою врахування реального характеру газообміну, а також кута випередження запалювання, форму індикаторної діаграми уточнюють відповідно до реальних фаз газорозподілу, які наведені в таблиці 3.4.

Фази газорозподілу, кут випередження запалювання	Кут повороту колінчастого валу, градус	Позначення точки на діаграмі
Відкриття впускного клапана до ВМТ	9	a'
Закриття впускного клапана після НМТ	48	a''
Відкриття випускного клапана до НМТ	40	b'
Закриття випускного клапана після ВМТ	17	b''
Кут випередження запалювання до ВМТ	12	c'

Визначення абсцис характерних точок індикаторної діаграми методом проф. Ф.А. Брікса. Для точного нанесення координат фаз газорозподілу, а також визначення абсцис характерних точок індикаторної діаграми, які відповідають певним кутам повороту колінчастого вала, застосовується графоаналітичний метод професора Ф.А. Брікса.

Суть методу полягає у побудові під індикаторною діаграмою півкола, діаметр якого відповідає ходу поршня S , приведену до масштабу діаграми. Центр півкола позначається як точка O . Вісь симетрії півкола співпадає з вертикальною віссю ВМТ—НМТ.

З центра O у напрямку до НМТ відкладається поправка Брікса, яка враховує нелінійний зв'язок між лінійним переміщенням поршня та кутом повороту колінчастого вала.

Біцентрична поправка Брікса B_α визначається за формулою:

$$\Delta = \frac{R \cdot \lambda_{\text{ш}}}{2}, \text{мм}, \quad (3.27)$$

$$\Delta = \frac{(146/2) \cdot 0,27}{2} = 10,14, \text{мм},$$

де $\lambda_{\text{ш}} = 0,27$ – Для формування шкали, яка відповідає кутам повороту колінчастого вала, використовують геометричну побудову, засновану на

співвідношенні радіуса кривошипа до довжини шатуна, що обрано відповідно до двигуна-прототипу.

На основі цього співвідношення визначають допоміжний центр побудови O' , розташований по горизонталі від основного центра O півкола, що відображає хід поршня.

З центра O' описують вторинне півколо довільного, але зручно більшого радіуса (рекомендовано використовувати радіус, більший за

$R \cdot (1 + \lambda_{ш}/2)$), яке поділяють на 12 рівновіддалених частин. Через точки поділу цього півкола проводять промені, які проходять до основного півкола з центром O , таким чином формуючи кутову шкалу на індикаторній діаграмі.

Після побудови всі промені, що перетинають основне півколо, фіксують 24 точки, кожна з яких відображає певний кут повороту кривошипа з кроком 30° . Для зручності маркування точки можуть мати подвійне або потрійне значення (відносно ВМТ та НМТ).

Для визначення тиску в заданий момент робочого процесу, тобто на конкретному куті повороту колінчастого вала, від точки O' відкладають потрібний кут по допоміжному півколу. Далі знаходять точку перетину відповідного променя з основним півколом та проектують її вертикально на індикаторну діаграму.

У рамках конкретного прикладу, згідно з табл. 6.5, від точки O' відкладають такі кути: Від ВМТ 17° – закриття випускного клапана (точка z)– 9° – відкриття кного клапана (точка a)– 12° – кут випередження запалювання (точка c') Від НМТ – 228° ($180^\circ + 48^\circ$) – закриття впускного клапана (точка d') – 140° ($180^\circ - 40^\circ$) – відкриття випускного клапана (точка r).

Проекція точок перетину цих променів з основним півколом на відповідні ділянки індикаторної діаграми дозволяє візуалізувати вплив фаз газорозподілу на перебіг робочого процесу в циліндрі. У момент подачі іскри (або початку упорскування пального) в точці c' , яка передуює проходженню ВМТ, тиск у камері згоряння вже перевищує рівень p , що безпосередньо впливає на форму та площу діаграми, а отже — на оцінку ефективності циклу.

$$p_c'' = (1,15 \dots 1,25) \cdot p_c \text{ МПа.} \quad (3.28)$$

$$p_c'' = 1,2 \cdot 1,4 = 1,68 \text{ МПа.}$$

Ординатне значення для точки c' встановлюється відповідно до значення тиску в циліндрі двигуна в момент запалювання, що визначається з урахуванням попередньо обчисленої координати за відповідною фазою робочого процесу

$$A_c'' = p_c'' / \mu_p \text{ мм,} \quad (3.29)$$

$$A_c'' = 1,68 / 0,03 = 56 \text{ мм,}$$

а ордината точки b'' :

$$B'' = 0,5 (p_b + p_r) / \mu_p \text{ мм.} \quad (3.30)$$

$$B'' = 0,5 \cdot (0,35 + 0,116) / 0,03 = 3,9 \text{ мм.}$$

Оформлення індикаторної діаграми передбачає плавне скруглення контурів між ключовими точками, визначеними за результатами розрахунків. Побудова реальної індикаторної діаграми починається з точки b' , після чого, на основі координат обчислених фаз робочого процесу, формується контур діаграми фактичного циклу роботи двигуна.

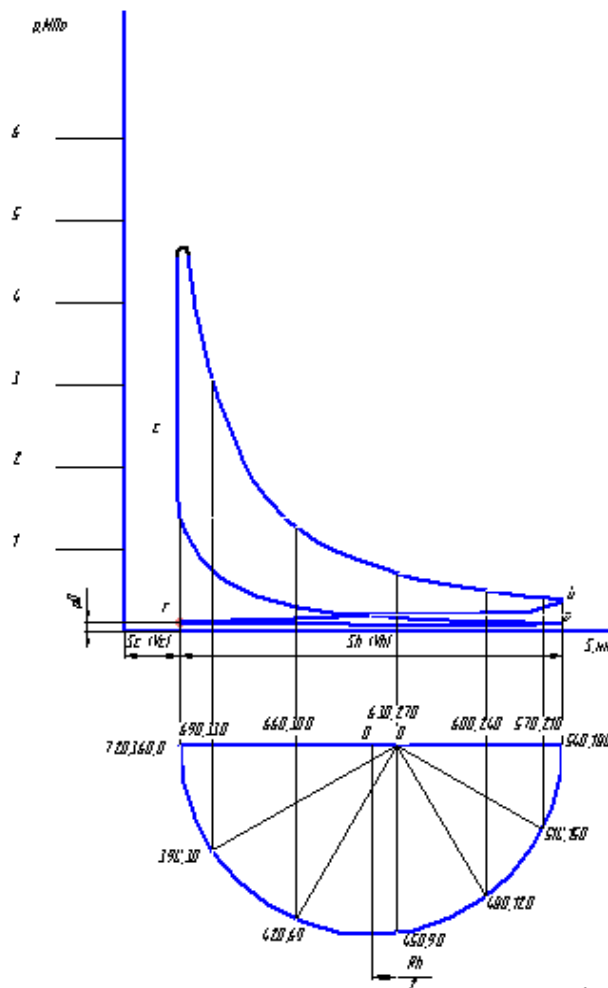


Рис. 3.2. Індикаторна діаграма дійсного циклу.

3.5 Кінематичний і динамічний аналіз кривошипно-шатунного механізму

Розрахунок кінематичних параметрів кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні залежностей переміщення, швидкості та прискорення поршня від кута повороту колінчастого вала. Для спрощення аналітичного опису приймається, що обертання колінчастого вала відбувається з постійною кутовою швидкістю ω . Насправді ця швидкість змінюється внаслідок нерівномірності газодинамічних навантажень та деформацій елементів вала, тобто $\omega = \text{const}$. Однак таке припущення є обґрунтованим для побудови кінематичної моделі й дозволяє представити всі кінематичні величини як функції кута повороту колінчастого вала φ , що при сталій ω є пропорційним часу.

Функціональні залежності основних кінематичних характеристик подаються у вигляді:

– переміщення поршня $S(\varphi)$:

$$S_X = R \cdot \left[1 - \cos \varphi + \frac{\lambda_{III}}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right], \text{ м}; \quad (3.31)$$

– швидкості поршня [16]:

$$V_X = R \cdot \omega \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_{III}}{2} \cdot \sin 2\varphi \right), \text{ м/с}, \quad (3.32)$$

– прискорення поршня:

$$j_X = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda_{III} \cdot \cos 2\varphi), \text{ м/с}^2 \quad (3.33)$$

Для розрахунку геометричних параметрів бензинового двигуна, що проектується, радіус кривошипа визначається за аналітичним виразом:

$$R = \frac{S}{2} \text{ мм}; \quad (3.34)$$

$$R = \frac{73}{2} = 36,5 \text{ мм};$$

Розрахунок довжини шатуна здійснюється за емпіричною або рекомендованою залежністю, яка враховує конструктивні особливості КШМ. У

загальному випадку довжина шатуна визначається за формулою:

$$L_{\text{ш}} = \frac{R}{\lambda_{\text{ш}}} \text{ мм}; \quad (3.35)$$

$$L_{\text{ш}} = \frac{36,5}{0,27} = 143,4 \text{ мм};$$

Кутова швидкість обертання колінчастого вала обчислюється згідно з класичним виразом кінематики обертового руху:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \text{ рад/с}, \quad (3.36)$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 5600}{30} = 502,4 \text{ рад/с},$$

Площа дна поршня визначається як площа поперечного перерізу циліндра і розраховується за наступною формулою:

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \text{ м}^2. \quad (3.37)$$

$$F_n = \frac{3,14 \cdot 81^2}{4} \cdot 10^{-6} = 0,00512 \text{ м}^2.$$

Розрахунок кінематичних параметрів поршня – переміщення, швидкості та прискорення – виконується за допомогою обчислювальної системи MathCad, із застосуванням розробленого алгоритму.

У рамках даного підходу всі кінематичні характеристики подаються як функції кута повороту колінчастого вала ϕ , що забезпечує наочність та аналітичну зручність побудови залежностей.

$$\begin{aligned} \lambda &:= 0.265 & R &:= 38 \cdot 10^{-3} & \omega &:= 502.4 & N &:= 24 & i &:= 0..N & \phi_1 &:= \pi \cdot \frac{i}{6} \\ S(\phi) &:= R \cdot \left[(1 - \cos(\phi)) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \phi)) \right] & S_1 &:= S(\phi_1) \\ V(\phi) &:= R \cdot \omega \cdot \left(\sin(\phi) + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2 \cdot \phi) \right) & V_1 &:= V(\phi_1) \\ j(\phi) &:= R \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\phi) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \phi)) & j_1 &:= j(\phi_1) \end{aligned}$$

Розрахунковий алгоритм передбачає:

завдання початкових геометричних параметрів (радіус кривошипа, довжина шатуна, кут повороту вала);

побудову функції переміщення поршня;

диференціювання функції переміщення для отримання швидкості та

прискорення.

Числові результати розрахунку переміщення, швидкості та прискорення поршня протягом одного робочого циклу в залежності від кута обертання колінчастого вала систематизовані у таблиці 3.6.

Відповідні графічні залежності побудовано в середовищі MathCad і подано на рисунку 3.2. Всі параметри, представлені на графіках, виражені у міжнародній системі одиниць СІ відповідно до рекомендацій.

Таблиця 3.6. Значення переміщення, швидкості та прискорення поршня в залежності від кута повороту колінчастого вала.

φ^0	S_x , м	V_x , м/с	J_x , м/с ²
0	0	0	12130
30	0,00635	11,736	9577
60	0,023	18,724	3525
90	0,043	19,091	-2542
120	0,061	14,343	-6067
150	0,072	7,355	-7036
180	0,076	0	-7050
210	0,072	-7,355	-7036
240	0,061	-14,343	-6067
270	0,043	-19,091	-2542
300	0,023	-18,724	3525
330	0,00635	-11,736	9577
360	0	0	12130
390	0,00635	11,736	9577
420	0,023	18,724	3525
450	0,043	19,091	-2542
480	0,061	14,343	-6067
510	0,072	7,355	-7036
540	0,076	0	-7050
570	0,072	-7,355	-7036
600	0,061	-14,343	-6067

630	0,043	-19,091	-2542
660	0,023	-18,724	3525
690	0,00635	-11,736	9577
720	0	0	12130

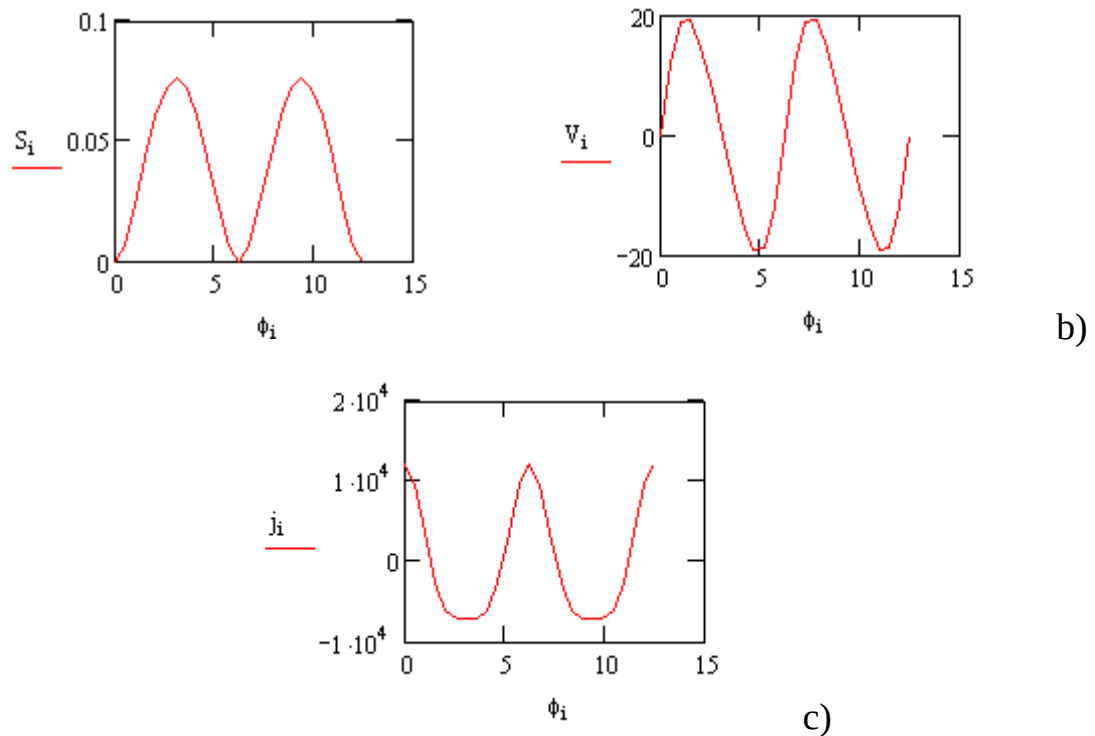


Рисунок 3.3. Графіки переміщення, швидкості, прискорення поршня
(а – переміщення, в – швидкість, с – прискорення).

Динаміка кривошипно-шатунного механізму. У процесі функціонування кривошипно-шатунного механізму на поршень впливає сукупність сил, що включає сили газового тиску та інерційні складові. Загальна (сумарна) сила, прикладена до поршня, розраховується за співвідношенням:

$$P_{\Sigma} = P_z + P_j, \quad (3.38)$$

де $P_r = (p_i - p_0) \cdot F_n$ – сила тиску газів, що діють на поршень;

P_j – сили інерції, що діють на поршень.

Оцінка інерційних сил у кривошипно-шатунному механізмі. У спрощеному підході до аналізу динаміки КШМ масу шатуна поділяють на дві складові:

– частину, приведену до маси поршня (яка виконує зворотно-

поступальний рух),

– та частину, приведену до маси, що бере участь в обертанні навколо осі колінчастого вала.

Беручи до уваги діаметр циліндра, співвідношення ходу поршня до діаметра (S/D), рядну компоновку циліндрів, а також підвищене значення тиску згоряння, доцільно скористатися емпіричними рекомендаціями щодо часткового розподілу маси шатуна. Згідно з даними для автотракторних двигунів, доцільно приймати, що частка маси шатуна, що відноситься до зворотно-поступального руху (разом з масою поршня та пальця), становить а частка, яка відповідає за обертальний рух.

Маса комплекту з алюмінієвого поршня (марка АЛ-30), поршневих кілець. Загальна маса елементів, які здійснюють зворотно-поступальний рух. Аналогічно, маса частин, що обертаються навколо осі кривошипа. Силу інерції для частин, що здійснюють обертання.

Аналогічно, силу інерції зворотно-поступальної групи буде визначено з урахуванням гармонічної залежності прискорення від кута повороту колінчастого вала.

$$K_{\text{Rш}} = -m_{\text{R}} \cdot R \cdot \omega^2 \text{ Н.} \quad (3.39)$$

$$K_{\text{Rш}} = -0,809 \cdot 36,5 \cdot 10^{-3} \cdot 502,4^2 = -7760 \text{ Н.}$$

Визначення сили інерції мас, що здійснюють зворотно-поступальний рух. Для оцінки інерційного навантаження, спричиненого рухом поршневої групи та приведеної до неї частини шатуна, застосовують залежність, яка враховує зміну прискорення протягом обертового циклу. Сила інерції таких мас визначається за наступною формулою:

$$P_j = -m_j \cdot j = -m_j R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda_{\text{ш}} \cdot \cos 2\varphi), \text{ Н.} \quad (3.40)$$

Значення складових і сумарної сили, що діє на поршень двигуна. У таблиці 3.7 наведено чисельні результати розрахунків динамічних навантажень на поршень упродовж одного робочого циклу двигуна, з урахуванням зміни кута повороту колінчастого вала. Зокрема, в таблиці представлено значення сили інерції, зумовленої зворотно-поступальним рухом мас, сили газового тиску, що діє на поршень, а також сумарної сили, яка є їх алгебраїчною сумою.

Таблиця 3.7. Динамічні складові та сумарна сила, що діють на поршень
двигуна в залежності від кута повороту колінчастого вала.

φ^0	p_i , МПа	p_c , МПа	P_c , Н	P_j , Н	P_Σ , Н
0	0,100	0	0	-6929	-6929
30	0,088	-0,012	-68,04	-5430	-5498,04
60	0,088	-0,012	-68,04	-1999	-2067,04
90	0,088	-0,012	-68,04	1441	1372,96
120	0,088	-0,012	-68,04	3440	3371,96
150	0,088	-0,012	-68,04	3989	3920,96
180	0,088	-0,012	-68,04	3997	3928,96
210	0,10	0	0	3989	3989
240	0,13	0,03	170,1	3440	3610,1
270	0,18	0,08	453,6	1441	1894,6
300	0,28	0,18	1020	-1999	-979
330	0,56	0,46	2608,2	-5430	-2821,8
360	1,67	1,57	8901,9	-6879	2022,9
375	5,15	5,15	29200,5	-7023	22177,5
390	3,64	3,54	20071,8	-5430	14641,8
420	1,52	1,42	8051,4	-1999	6052,4
450	0,91	0,81	4592,7	1441	6033,7
480	0,64	0,54	3061,8	3440	6501,8
510	0,48	0,38	2154,6	3989	6143,6
540	0,38	0,28	1587,6	3997	5584,6
570	0,116	0,016	90,72	3989	4079,72
600	0,116	0,016	90,72	3440	3530,72
630	0,116	0,016	90,72	1440	1530,72
660	0,116	0,016	90,72	-1999	-1908,28
690	0,116	0,016	90,72	-5430	-5339,28
720	0,1	0	0	-6929	-6929

Графічне представлення зміни сили інерції мас, що здійснюють зворотно-

поступальний рух, можливе за допомогою побудови відповідної кривої у координатній площині P_j - V , де по осі абсцис відкладається положення поршня (або об'єм V), а по осі ординат — величина інерційної сили. Такий підхід дозволяє наочно проаналізувати динамічні навантаження на поршень протягом робочого циклу. Побудова виконується згідно з отриманими аналітичними даними, як показано на рисунку 3.4.

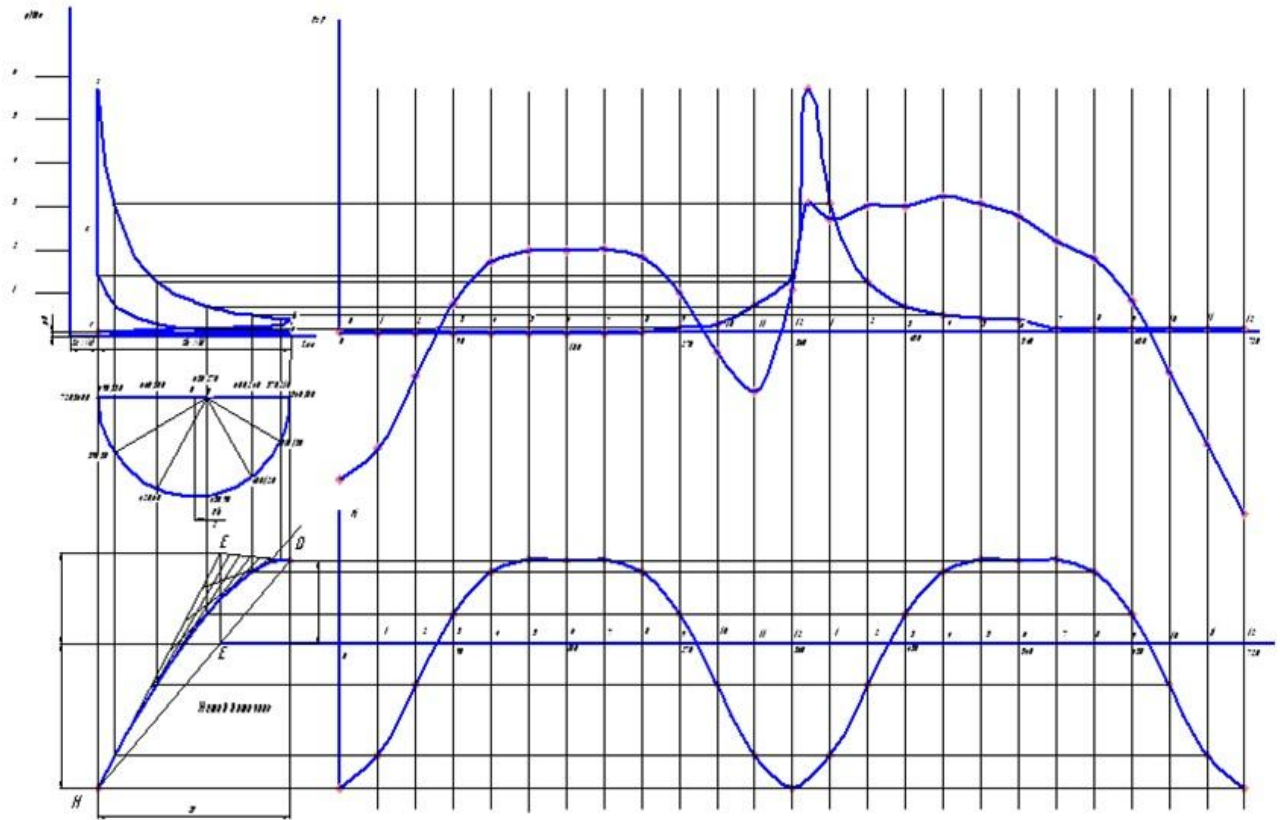


Рис. 3.4. Індикаторна діаграма робочого циклу бензинового двигуна.

Для побудови графіка зміни сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально, по осі абсцис відкладаються значення сили у крайніх положеннях поршня:

– у верхній мертвій точці (ВМТ) $P_{j\text{ВМТ}} = P_{j0} = -7677\text{Н}$ (точка Н) і $P_{j\text{НМТ}} = P_{j180} = 4413\text{ Н}$

Пряма HD, яка з'єднує ці дві точки, перетинає вісь абсцис у точці Е. Від цієї точки відкладається перпендикулярний відрізок EE' , довжину якого обчислюють за виразом:

$$EE' = 3 \cdot m_j \cdot \lambda_{\text{ш}} \cdot R \cdot \omega^2 = 3 \cdot 0,567 \cdot 0,265 \cdot 38 \cdot 10^{-3} \cdot 502,4^2 = 4323,5\text{Н}.$$

Після побудови відрізків HE' та DE' вони поділяються на однакову

кількість рівних частин (наприклад, по 6 сегментів). Однойменні точки, розташовані на цих ділянках, з'єднуються прямими. Далі через отримані точки проводиться плавна криволінійна лінія, яка дотично відображає графік сили інерції мас, що здійснюють зворотно-поступальний рух.

Для трансформації побудованого графіка залежності $P_j = f(x)$ у вигляд функції від кута повороту кривошипа $P_j = f(\varphi)$ використовується метод Брікса, що забезпечує точне врахування кінематичних параметрів кривошипно-шатунного механізму.

Оцінювання силових навантажень у кривошипно-шатунному механізмі (КШМ) є необхідним етапом при визначенні експлуатаційних навантажень, перевірці міцності елементів конструкції, розрахунку ефективних параметрів двигуна, а також при аналізі їх змін протягом повного робочого циклу.

До основних сил, що враховуються під час динамічного аналізу КШМ, належать:

газодинамічні сили тиску на поршень, що виникають унаслідок процесу згоряння паливо-повітряної суміші;

сили інерції мас, які беруть участь у зворотно-поступальному, обертальному або комбінованому (плоско-паралельному) русі;

сили тертя в рухомих з'єднаннях механізму.

Залежно від мети дослідження, визначають або абсолютні (сумарні) сили, або приведені до одиниці площі поршня — останній підхід є доцільним при порівняльному аналізі навантаження елементів КШМ різних двигунів.

У межах цього дослідження розрахунок буде здійснено з урахуванням сумарних сил, що дозволяє забезпечити достатню точність при побудові силового балансу елементів КШМ бензинового двигуна.

Схематичне зображення дії сил на компоненти кривошипно-шатунного механізму подано на рисунку 3.5.

Однією з важливих складових аналізу навантажень у кривошипно-шатунному механізмі є нормальна сила N , яка прикладається до стінки циліндра та діє перпендикулярно до його осі. Її наявність зумовлена боковим тиском поршня, що виникає внаслідок силової дії з боку шатуна при кутовому зміщенні останнього відносно осі циліндра.

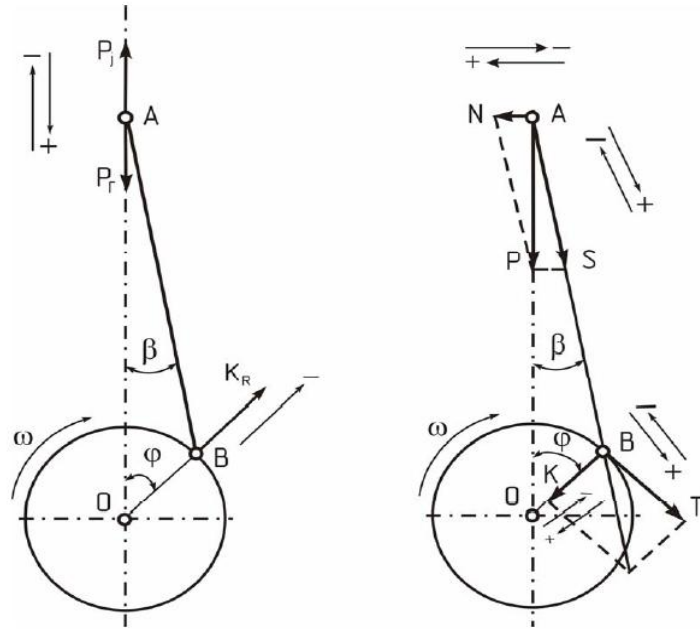


Рис. 3.5. Схема дії сил на елементи кривошипно-шатунного механізму.

Значення цієї сили визначається за наступним виразом:

$$N = P_{\Sigma} \cdot \operatorname{tg} \beta, \text{ Н.} \quad (3.41)$$

Однією з ключових силових характеристик у кривошипно-шатунному механізмі є сила S , що спрямована вздовж осі шатуна і безпосередньо передається на кривошип колінчастого вала. Вона є результатом дії як сил тиску газів на поршень, так і сил інерції, що виникають під час зворотно-поступального руху поршня та обертання шатуна.

Розрахунок цієї сили виконується за формулою:

$$S = P_{\Sigma} / \cos \beta \text{ Н.} \quad (3.42)$$

Силу S , що діє вздовж осі шатуна, доцільно представити у вигляді двох складових компонент: тангенціальної та радіальної. Такий підхід дозволяє детальніше оцінити вплив сили S на елементи кривошипно-шатунного механізму, зокрема на передачу крутного моменту та навантаження на підшипники:

$$T = \frac{P_{\Sigma} \cdot \sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ Н.} \quad (3.43)$$

Силу K , яка діє вздовж кривошипа (радіальна складова), визначають за наступним виразом:

$$K = \frac{P_{\Sigma} \cdot \cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ Н.} \quad (3.44)$$

Кут β , що входить до складу рівнянь для розрахунку тангенціальної та радіальної складових сили S , є важливим кінематичним параметром, який визначає просторове положення шатуна відносно кривошипа в заданий момент обертання колінчастого вала. Його значення розраховується за наступним співвідношенням:

$$\beta = \arcsin(\lambda_{III} \cdot \sin \varphi). \quad (3.45)$$

Крутний момент, який передається від шатуна на кривошип колінчастого вала, є ключовим параметром для аналізу ефективної роботи двигуна та проектування його силових елементів. Цей момент обумовлений дією тангенціальної складової сили T і визначається за наступною формулою:

$$M = T \cdot R, \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.46)$$

Отримані в результаті розрахунків величини сил, що діють на елементи кривошипно-шатунного механізму, зведені до табличної форми з урахуванням відповідних значень кута повороту колінчастого вала φ та кутового положення шатуна θ . Це дозволяє наочно простежити динаміку зміни навантажень протягом робочого циклу двигуна.

Таблиця 3.7 – Розподіл сил у кривошипно-шатунному механізмі в залежності від кутів φ і θ .

φ^0	β^0	$N, \text{ Н}$	$S, \text{ Н}$	$T, \text{ Н}$	$K, \text{ Н}$	$M, \text{ Н}\cdot\text{м}$
0	0	0	-6929	0	-6929	0
30	7,6	-73,12	-5546,77	-3384,73	-4394,6	-128,62
60	13,27	-487,49	-2123,7	-2034,32	-611,32	-77,3
90	15,37	377,4	1423,89	1373	-377,5	52,17
120	13,27	795,23	4422	2522,35	-2374,4	95,85
150	7,6	523,17	15610	1507,24	-3657,13	57,28
180	0	0	3929	0	-3929	0
210	-7,6	-481,69	15880	-1533,47	-3720,68	-58,27
240	-13,27	-446,82	4735	-2701,12	-2543	-102,64
270	-15,37	715,93	-2008	-1895	-520,62	-72

300	-13,27	665,49	-1284	963,73	-289,74	36,62
330	-7,6	-269,91	-11230	1737,26	-2255,82	66,02
360	0	0	2023	0	2023	0
390	7,6	56400	58270	6127,18	6350	232,83
420	13,27	5136	7938	5955	1789,79	226,29
450	15,37	-2121	-6395	6034	-1658,31	229,29
480	13,27	5517	8527	4863,87	-4579,27	184,83
510	7,6	23670	24450	3269,72	-5730,34	124,25
540	0	0	5585	0	-558,6	0
570	-7,6	-15720	16240	-1568,78	-3805,43	-59,61
600	-13,27	-2996	4630	-2641,53	-2581,94	-100,38
630	-15,37	537,97	-1623	-1531	-421,06	-58,18
660	-13,27	1619	-2503	1878,15	-564,06	71,37
690	-7,6	20570	-21250	3286,87	-4267,48	124,9
720	0	0	-6929	0	-6929	0

Загальний (сумарний) крутний момент двигуна формується як результат накладання моментів, що генеруються кожним окремим циліндром. Для чотиритактного двигуна багатоциліндрової конструкції ці моменти зміщуються за фазою відповідно до порядку чергування робочих тактів. З урахуванням циклічності процесу, кутовий інтервал між моментами для суміжних циліндрів розраховується за формулою:

$$M_{\text{сум}} = M_1 + M_2 + M_3 + M_4. \quad (3.47)$$

Таким чином, для побудови кривої сумарного крутного моменту використовуються індивідуальні значення моментів кожного циліндра, які попередньо зсунуто на відповідний кут. Значення моментів $M_1 \dots M_4$, що відповідають окремим циліндрам, отримано з таблиці 3.7 (остання графа) згідно з визначеним порядком роботи циліндрів. Зведені значення подано в таблиці 3.8.

Таблиця 3.8. Значення крутного моменту на колінчастому валу бензинового двигуна в Н·м.

φ^0	M_1	M_2	M_3	M_4	$M_{\text{сум}}$
0	0	0	0	0	0
30	-128,62	-58,27	232,83	-59,61	-13,67
60	-77,3	-102,64	226,29	-100,38	-54,03
90	52,17	-72	229,29	-58,18	151,81
120	95,85	36,62	184,8	71,37	388,64
150	57,28	66,02	124,25	124,9	372,45
180	0	0	0	0	0

Середній індикаторний крутний момент $M_{\text{к.ср.}}$ обчислюється за аналітичним виразом, який встановлює зв'язок між геометричними та робочими параметрами двигуна. Цей показник характеризує усереднене значення моменту, що створюється тиском газів у циліндрах протягом повного робочого циклу. Розрахунок виконується за наступною формулою:

$$M_{\text{ксп}} = \frac{F_1 - F_2}{OA} \cdot M_M' \quad (348)$$

Ефективний крутний момент двигуна $M_{\text{еф}}$ розраховується як показник корисної дії сил, що прикладаються до кривошипного механізму й перетворюються в обертальний рух на вихідному валу. Формально він визначається за формулою:

$$M_e = M_{\text{ксп}} \cdot \mu_M, \quad (3.49)$$

З метою моделювання характеру зношування шатунної шийки колінчастого вала приймається припущення, що інтенсивність зносу прямо пропорційна величині діючих на неї сил. При цьому знос реалізується в межах секторів $\pm 60^\circ$ відносно напрямку кожної прикладеної сили.

Побудова діаграми зносу здійснюється таким чином:

На кресленні, що відображає умовне коло шийки, наносяться промені під кутами $0^\circ, 30^\circ, 60^\circ \dots 720^\circ$, напрямки яких відповідають векторному розташуванню сил за даними полярної діаграми. Для кожного з цих напрямів у

межах $\pm 60^\circ$ від точки прикладання сили всередині кола графічно зображують сектор у вигляді смуги, площа якої пропорційна модулю відповідної сили.

Сукупність усіх таких секторів формує узагальнену діаграму розподілу зносу шатунної шийки, що дозволяє візуалізувати зони найбільшого навантаження і прогнозованого інтенсивного спрацювання поверхні.

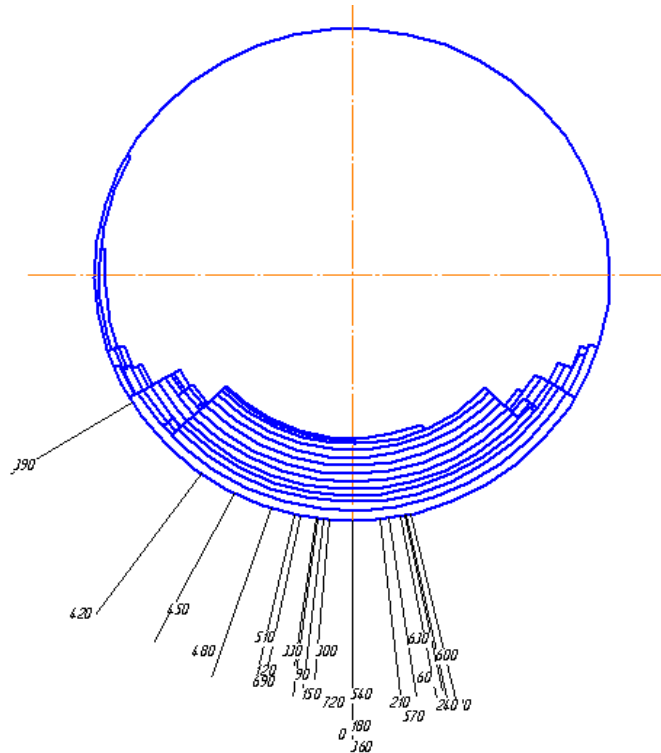


Рис. 3.6. Схема формування та вигляд діаграми зношування шатунної шийки колінчастого вала.

Для побудови діаграми зношування використовується модельна схема у вигляді кола, що символізує поверхню шатунної шийки. У визначених кутових інтервалах (0° , 30° , ..., 720°) із центру кола проводяться радіальні промені. Їх орієнтація та довжина відповідають напрямкам та величинам сил, навантаження яких отримано на основі попереднього динамічного аналізу (полярної діаграми).

У межах сектора $\pm 60^\circ$ від кожного променя, що моделює напрям дії сили, всередині контуру шийки будуються графічні елементи — смуги (сектори), площа яких пропорційна величині сили, прикладеної до даної зони.

Сукупність цих смуг формує контур діаграми, що відображає нерівномірність розподілу навантаження по поверхні шийки, а також дозволяє візуалізувати ділянки з потенційно підвищеним рівнем зношування.

4 БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ, ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ

4.1 Техніка безпеки під час виконання розбірно-складальних і слюсарно ремонтних робіт

Безпека праці під час виконання розбірно-складальних операцій за лежить від справності використовуваного обладнання та інструменту. Зокрема, під час виконання розбірно-складальних робіт поряд із механічним (слюсарним і монтажним) інструментом широко використовується інструмент з пневматичним і електричним приводами. Використання несправного інструмента може призвести до травмування робітника чи осіб, які знаходяться в зоні дії інструменту.

Під час виконання розбірно-складальних операцій потенційно небезпечними діями є операції пов'язані із випресовкою чи запресовкою деталей, а також установкою чи демонтажем еластичних елементів. Для безпечного виконання таких операцій необхідно використовувати захисні та допоміжні пристрої.

Під час очистки машин і їх складових частин можлива шкідлива дія на організм людини високої концентрації парів миючих розчинів, великого перепаду температури, протяг, бруду і шкідливих газів.

Для забезпечення безпечних умов праці під час мийних робіт слід дотримуватись наступних правил: розміщувати мийну дільницю лише із торцевої частини виробничого приміщення; розміщувати та використовувати виварювальні ванни тільки у спеціальних ізольованих відсіках; оснащувати мийні дільниці приточно – витяжною вентиляцією; механізувати підйомно-завантажувальні операції; використовувати сучасні технології миття, мийні машини та мийні засоби; використовувати індивідуальні засоби захисту (мазі, пасти, спецодяг).

При зварювально-наплавлювальних роботах на виконавця діють негативні фактори, які пов'язані із електричним струмом, виділенням великої кількості пилу, газів, тепла, а також інтенсивне оптичне випромінювання. Для збереження очей і обличчя зварювальника від шкідливої дії променевої енергії

зварювальної дуги використовують щитки чи маски із спеціальними світофільтрами. Вентиляцію робочих місць слід здійснювати таким чином, щоб забезпечувати видалення 1200...2000 м³/год забрудненого повітря на 1 кг витрачених електродів.

При використанні металорізального обладнання передбачають огороження і захисні пристрої, контроль за справністю ріжучого інструменту, надійне кріплення у стендах і верстатах оброблюваних деталей. Найбільшу небезпеку створюють обертовий ріжучий інструмент (фрези, абразивні круги). Для цих випадків передбачені захисні кожухи, які усувають можливість контакту до них людини чи одягу. При роботі на верстатах, оснащених абразивними кругами найбільшу увагу слід приділяти усуненню причин розриву круга та захисту очей робітника від потрапляння абразиву.

4.2 Організація проведення робіт з підвищеною небезпекою

Наряд на роботу виписують у двох, а при передачі по телефону, радіо – у трьох екземплярах. В останньому випадку працівник, що видає наряд, виписує один екземпляр, а працівник, що приймає текст наряду у вигляді телефоно- чи радіограми, заповнює два екземпляри і після зворотної перевірки зазначає на місці підпису працівника, що видав наряд, його прізвище й ініціали, підтверджуючи правильність запису своїм підписом.

В обох екземплярах наряду записи виконують чорнилом, кульковою ручкою тощо; вони мають бути чіткими і розбірливими, без виправлень і перекреслювання написаного тексту.

При проведенні вогневих робіт на вибухонебезпечному устаткуванні заходи пожежної безпеки, зазначені в наряді, повинен погоджувати і візувати (підписувати) у цій же графі наряду відповідальний працівник пожежної безпеки.

Працівник, що видає наряд, зазначає в рядку «Особливі умови» наряду додаткові заходи безпеки, а саме: про неприпустимість застосування відкритого вогню; про проведення деяких операцій тільки під безпосереднім наглядом керівника робіт; про улаштування спеціальних огорож; про умови безпечного

проведення спільних робіт, виконуваних за нарядами і розпорядженнями; про необхідність використання бригадою засобів загального й індивідуального захисту; про порядок застосування вантажопідійомних й інших механізмів; про послідовність проведення окремих операцій тощо.

Підготовка робочого місця і допуск бригади до роботи полягає в перевірці повноти виконання необхідних заходів щодо підготовки робочих місць, зазначених у наряді. Допуск необхідно проводити після перевірки робочого місця.

Допускаючий має провести інструктаж: зазначити межі робочого місця і підходи до нього; показати, яке найближче до робочого місця устаткування залишається під тиском, під дією високої температури, вибухонебезпечне тощо.

Перевірку підготовки робочих місць і допуск до роботи за нарядом необхідно оформляти підписами допускаючого, керівника робіт і виконавця робіт у відповідних рядках наряду.

Перевірку посвідчень членів бригади, інструктаж і допуск до роботи повинен проводити керівник робіт. Якщо виявиться, що у когось з працівників термін чергової перевірки знань правил безпеки минув, цих працівників слід вивести зі складу бригади. Виконавець робіт здійснює допуск до роботи та інструктаж кожного члена бригади безпосередньо на його робочому місці.

З моменту допуску бригади до роботи і під час проведення робіт з метою контролю за дотриманням правил безпеки виконавець робіт здійснює нагляд. Виконавець робіт повинен увесь час знаходитися на місці проведення робіт. Навіть короткочасне залишання членами бригади місця проведення робіт допускається тільки з дозволу виконавця робіт, який до повернення осіб, що відійшли, чи до встановлення місця, де вони знаходяться, і попередження їх не має права йти разом з бригадою з місця роботи. Керівник робіт, оперативні працівники зобов'язані періодично, але не рідше двох разів у робочу зміну перевіряти, як члени бригади виконують вимоги правил безпеки.

Зміни в складі бригади слід оформляти в обох екземплярах наряду. Оформлення перерв у роботі, її закінчення – строго формалізоване.

При перервах у роботі протягом робочого дня (на обід, за умовами проведення робіт) бригаду необхідно вивести з робочого місця, а наряд залишити у виконавця робіт.

Жоден із членів бригади не має права після закінчення перерви ставати до роботи самостійно. Після закінчення перерви виконавець робіт зобов'язаний повторно перевірити підготовку робочого місця і провести допуск бригади без оформлення в наряді.

Пробне введення в дію устаткування до повного закінчення ремонту дозволяється здійснювати тільки після виведення бригади з місця роботи, повернення керівником робіт наряду відповідальному працівникові зі складу оперативних працівників цеху з оформленням у таблиці щоденного закінчення роботи і зняття тимчасових огорож, замикаючих пристроїв і знаків безпеки.

По закінченню робочого дня місце роботи треба прибрати, а знаки безпеки, огорожі та замикаючі пристрої необхідно залишити на місці. Щоденний допуск до роботи повинні оформляти в таблиці наряду власними підписами допускаючий і виконавець робіт.

Після повного закінчення роботи і прибирання робочого місця виконавець робіт зобов'язаний вивести бригаду з робочого місця, поставити свій підпис в наряді і здати його керівникові робіт. Керівник робіт, приймаючи робоче місце від виконавця робіт після остаточного завершення роботи, має перевірити обсяг і якість її виконання, відсутність сторонніх предметів, належну чистоту робочих місць і після цього поставити свій підпис у рядку наряду «Робота цілком закінчена», зазначивши дату й час.

Устаткування дозволяється вводити в дію тільки після підпису керівника робіт у рядку наряду про повне закінчення роботи і закриття наряду відповідальним працівником зі складу оперативних працівників, а також після зняття тимчасових огорож, знаків безпеки, замикаючих пристроїв і відновлення на місці постійних огорож. Наряди, роботи за якими повністю закінчені, слід зберігати протягом 30-ти діб, а наряди на проведення газонебезпечних робіт – протягом одного року з дня їх закриття.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У роботі виконано ґрунтовне дослідження конструкції колінчастого вала, зокрема особливостей навантаження його шатунних та корінних шийок. Проведено розрахунок напружень, моментів інерції, запасів міцності та зношування окремих ділянок вала, а також побудовано діаграми, які характеризують розподіл сил і моментів за цикл роботи двигуна. Встановлено, що знос шатунних шийок має виражену циклічність і локалізацію, що було враховано при формуванні технології ремонту.

Розроблено аналітичний метод для визначення основних параметрів вала, включаючи розрахунки ефективного тиску, витрати пального, крутного моменту та літрової потужності двигуна. Виконано кінематичний і динамічний аналіз КШМ, що дозволило уточнити значення навантажень, які діють на деталі вала. Виявлено критичні ділянки, які зазнають найбільшого зносу та деформацій, і обґрунтовано доцільність застосування методів наплавлення та шліфування при ремонті.

Надано рекомендації щодо техніки безпеки під час виконання ремонтних робіт, включно з організацією робочого місця, правилами поведінки з обладнанням і засобами індивідуального захисту. З урахуванням конструктивних особливостей запропоновано удосконалення методики відновлення, яка підвищує надійність і подовжує ресурс експлуатації колінчастого вала. Таким чином, кваліфікаційна робота має як наукову, так і прикладну цінність для підвищення ефективності ремонту деталей двигуна внутрішнього згорання.

БІБЛІОГРАФІЯ

О.Л. Ляшук, Ю.І. Пиндус, М.Г. Левкович, Гупка А.Б., Хорошун Р.В. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра за освітнім рівнем «бакалавр галузі знань 27 «Транспорт» спеціальність 274 «Автомобільний транспорт» – Тернопіль: Видавництво ТНТУ, 2022. – 61 с.

Підручник з будови автомобіля. Видання третє. Виправлене й доповнене – Моноліт 2021 – 288 с

Кошель С. О., Березін Л. М., Кошель Г. В. Технічна механіка. Розділ "Теорія механізмів і машин" -Центр навчальної літератури (ЦУЛ) 2020 – 156 с.

Кисликов В.Ф., В.В. Лущик Будова і експлуатація автомобілів. Підручник - Либідь м.Київ, 2018 – 400с.

Кузьмінський Р.Д., Шарибура А.О Технічний сервіс. Ремонт електрообладнання тракторів і автомобілів Львів 2017 – 376 с

Сукач М.К. Технічний сервіс машин. Навч. пос.. Гриф МОНМСУ - Ліра-К, 2017 – 288 с

Форнальчик Є. Ю., Качмар Р. Я. Основи технічного сервісу транспортних засобів - Львівська політехніка 2017, - 324 с

Шапко В.Ф., Шапко С.В. Основи теорії та динаміки автомобільних двигунів : підручник. — Харків : Точка, 2016. – 232 с.

Шапко В.Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії та характеристики поршневих двигунів внутрішнього згоряння: Навчальний посібник. - Кременчук: КНУ, 2011. - 194 с.

Коробочка О.М. Основи розрахунків, проектування і експлуатації технологічного обладнання для автомобільного транспорту: Навч. посібник / Коробочка О.М., Скорняков Е.С., Сасов О.О. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2007 – 252 с.

Кукурудзяк, Ю. Ю. Технічна експлуатація автомобілів. Організація технологічних процесів ТО і ПР навчальний посібник / Ю. Ю. Кукурудзяк, В. В. Біліченко. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 198 с.

Канарчук В. Є. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. Книга 1 :теоретичні основи. Технологія: підручник / В. Є. Канарчук, О. А. Лудченко, А. Д. Чигиринець – К. : "Вища школа", 1994. – 342 с.

Канарчук В. Є. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. Книга 2: організація, планування і управління : підручник / В. Є. Канарчук, О. А. Лудченко, А. Д. Чигиринець – К.: "Вища школа", 1994. – 383 с.

Курніков І. П. Технологічне проектування підприємств автомобільного транспорту : навчальний посібник / І. П. Курніков, М. К. Корольов, В. М. Токаренко. – К. : Вища школа, 1993. – 191 с.

Автомобілі. Теорія : навч. посіб. / В.П. Сахно, В.І. Сирота, В.М. Поляков, В. Г. Головань, О.В. Лисий; Військ. акад. - Одеса: Військ. акад., 2017. - 412 с.

Кисликов В.Ф., Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів: Підручник. — 8-те вид. - К.: Либідь, 2018. — 400 с.

Кисликов В.Ф. Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів. – К.: Либідь, 2016. – 400 с. 5. Ю.А.

О.П. Строков, М.Г. Макаренко, В.Ф.Фролов Технічне обслуговування та ремонт вантажних і легкових автомобілів, автобусів. Підручник: У 2 кн. К.: Грамота, 2005.

Войналович, О. В., Марчиниша, Є. І., Кофто, Д. Г. (2020). Охорона праці в галузі (автомобільний транспорт): навчальний посібник. Харків: ХНАДУ. 695 с.

Ткаченко І. Г., Левкович М. Г. Конспект лекцій з дисципліни «Надійність транспортних засобів». Тернопіль : ТНТУ, 2024. 118 с.