

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО

« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КУТА ВИПЕРЕДЖЕННЯ ЗАПАЛЮВАННЯ
НА МІЦНІСТЬ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ
ЛОДОЧНОГО ДВИГУНА

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Олексій ГОГОРЕНКО

Здобувач освіти



Ігор КОНОВАЛОВ

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації
Ступінь Магістр
Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(шифр і назва)
Освітня програма Двигуни внутрішнього згоряння

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
 О. А. Гогоренко
« » 20 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Коновалову Ігорю Олеговичу

1. Тема роботи Дослідження впливу кута випередження запалювання на міцність деталей циліндро-поршневої групи лодочного двигуна

2. Керівник роботи канд. техн. наук, доцент Гогоренко О. А.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від " 15 " 10 2025 року № 1226-уч

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Двигун 1Ч 7,9/6,2 (МС-10); потужність двигуна – 7,35 кВт; частота обертання колінчатого валу – 5500 хв⁻¹; ступінь стиску – 6,3.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) застосування двигуна на лодочних установках; моделювання робочого циклу та розрахунок динаміки двигуна; розрахунок на міцність деталей ЦПГ двигуна; дослідження впливу кута випередження запалювання на міцність деталей ЦПГ двигуна; розрахунок економічної ефективності науково-дослідної роботи; охорона праці та захист навколишнього середовища при експлуатації лодочного двигуна

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Поперечний переріз двигуна; індикаторна діаграми, діаграми динаміки, графіки залежностей досліджуваних параметрів

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

8. Дата видачі завдання _____

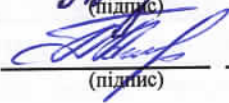
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка

Здобувач освіти

Керівник роботи


 (підпис) /Ігор КОНОВАЛОВ/
 (прізвище та ініціали)


 (підпис) /Олексій ГОГОРЕНКО/
 (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА МС-10 У ЛОДОЧНИХ УСТАНОВКАХ.....	7
1.1 Загальна характеристика двигуна МС-10 (1Ч 7,9/6,2).....	7
1.2 Застосування двигуна МС-10 у складі суднового силового агрегату	10
1.3 Загальна характеристика малих суден та їх класифікація	12
1.4 Висновок до розділу.....	16
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ ДВИГУНА МС-10.....	17
2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна	17
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна	18
2.3 Розрахунок робочого циклу	21
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми	27
2.5 Розрахунок динамічних зусиль, що діють у КШМ	29
2.6 Висновок до розділу	36
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ДЕТАЛЕЙ ЦПГ ДВИГУНА МС-10.	37
3.1 Вступ	37
3.2 Розрахунок на міцність поршня двигуна	38
3.3 Розрахунок на міцність поршневого пальця.....	41
3.4 Розрахунок на міцність шатуна	42
3.5 Розрахунок на міцність колінчатого валу	47
3.6 Висновок до розділу	55
РОЗДІЛ 4. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КУТА ВИПЕРЕДЖЕННЯ ЗАПАЛЮВАННЯ НА МІЦНІСТЬ ДЕТАЛЕЙ ЦПГ ДВИГУНА МС-10	57
4.1 Сутність та значення кута випередження запалювання.....	57
4.2 Аналіз теплових і динамічних навантажень двигуна в залежності від кута запалювання	63
4.3 Висновок до розділу	68

РОЗДІЛ 5. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

НАУКОВО-ДОСЛІДНОЇ РОБОТИ..... 70

5.1 Вступ 70

5.2 Методика оцінки ефективності теоретичних досліджень..... 70

5.3 Вихідні дані для розрахунку ефективності 71

5.4 Висновки до розділу..... 72

РОЗДІЛ 6. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО

СЕРЕДОВИЩА ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЛОДОЧНОГО ДВИГУНА 74

6.1 Вступ 74

6.2 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів під час експлуатації 74

6.3 Заходи безпеки при експлуатації лодочного двигуна 76

6.4 Заходи щодо зменшення шкідливого впливу на навколишнє
середовище 78

6.5 Висновки до розділу..... 79

ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ 81

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ..... 83

ВСТУП

Сучасний розвиток суднобудування та машинобудування в цілому характеризується посиленням вимог до ефективності, надійності та екологічності силових установок. Особливе місце в цьому контексті займають малі судна, для яких створення компактних, потужних і довговічних двигунів є однією з ключових умов їх конкурентоспроможності. В Україні перспективним представником такого класу двигунів є бензиновий двигун МС-10 (1Ч 7,9/6,2) виробництва ВАТ «Мотор Січ», який активно використовується в якості енергетичної установки для маломірних суден.

Однією з найважливіших характеристик, що визначають як енергоефективність, так і довговічність двигуна внутрішнього згоряння, є кут випередження запалювання (КВЗ). Його оптимальне значення безпосередньо впливає на процес згоряння паливно-повітряної суміші, що, у свою чергу, визначає розвиток тиску в циліндрі, динамічні навантаження на деталі кривошипно-шатунного механізму (КШМ) та, як наслідок, міцність і ресурс циліндро-поршневої групи (ЦПГ). Невірно обраний КВЗ може призвести до значного зниження потужності, підвищення витрати палива, а в крайніх випадках – до виникнення детонації та руйнування критичних вузлів двигуна.

Актуальність дослідження полягає в необхідності комплексного вивчення взаємозв'язку між кутом випередження запалювання, потужнісними показниками двигуна МС-10 та напружено-деформованим станом його основних деталей. Це дозволить не лише удосконалити методику його експлуатації, але й обґрунтувати конструктивні рішення, спрямовані на підвищення ресурсу.

Метою даної кваліфікаційної роботи є дослідження впливу кута випередження запалювання на міцність деталей циліндро-поршневої групи лодочного двигуна МС-10 шляхом комплексу теоретичних розрахунків, що включають термодинамічне моделювання робочого циклу, динамічний аналіз КШМ та розрахунки на міцність ключових компонентів.

					КРМ.142.6221м.25.11.ПЗ.	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються наступні завдання: провести аналіз конструкції та сфер застосування двигуна МС-10; виконати термодинамічне моделювання робочого циклу двигуна для отримання індикаторних параметрів та побудови індикаторної діаграми; здійснити динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму для визначення сил і моментів, що діють на деталі ЦПГ; провести розрахунки на міцність основних деталей ЦПГ: поршня, поршневого пальця, шатуна та колінчастого валу; дослідити вплив різних значень кута випередження запалювання (в діапазоні 20° – 40°) на напруженість та запаси міцності деталей ЦПГ; оцінити економічну ефективність проведених досліджень; розробити заходи з охорони праці та захисту навколишнього середовища при експлуатації лодочного двигуна.

Об'єктом дослідження є циліндро-поршнева група лодочного бензинового двигуна МС-10.

Предметом дослідження – напружено-деформований стан деталей ЦПГ залежно від кута випередження запалювання.

Теоретичною та методичною основою роботи стали фундаментальні положення теорії двигунів внутрішнього згоряння, термодинаміки, динаміки машин, опору матеріалів та сучасні методики розрахунків на міцність.

Результати роботи мають практичну цінність для інженерів-конструкторів та фахівців, зайнятих проектуванням, доведенням та експлуатацією малих суднових двигунів, оскільки дозволяють оптимізувати режими їх роботи з метою підвищення надійності та довговічності.

РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА МС-10 У ЛОДОЧНИХ УСТАНОВКАХ

1.1 Загальна характеристика двигуна МС-10 (1Ч 7,9/6,2)

Двигун 1Ч 7,9/6,2 (рис. 1.1), створений на ВАТ «Мотор Січ» (м. Запоріжжя, Україна), має заводське позначення МС-10, де число 10 відповідає номінальній потужності двигуна у кінських силах.

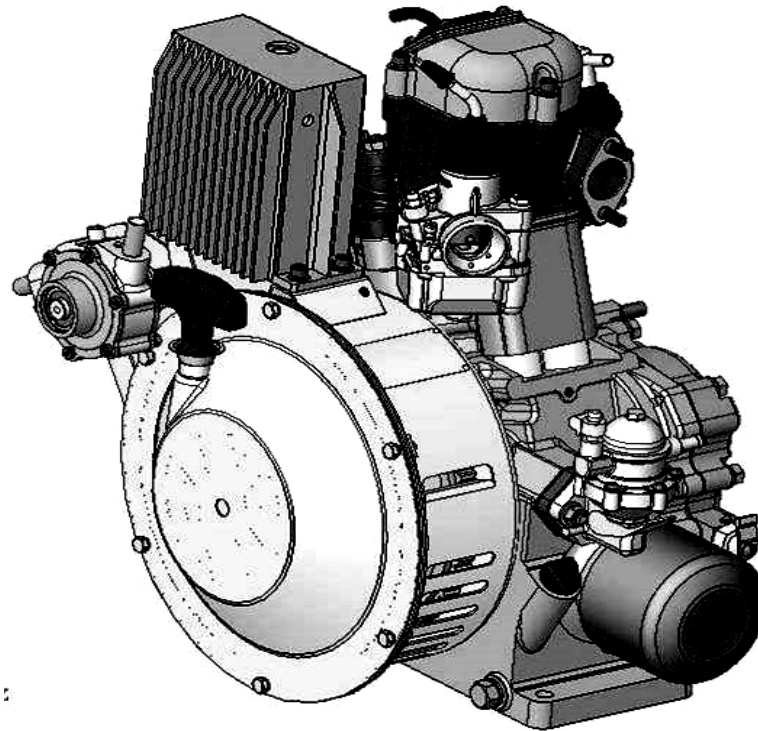


Рис.1.1. Двигун МС-10

Підприємство «Мотор Січ» є одним із провідних машинобудівних комплексів України, відомим своєю багаторічною спеціалізацією у сфері виробництва авіаційних, промислових та спеціальних двигунів. Освоєння випуску малогабаритних поршневих двигунів для сільськогосподарської техніки та малого флоту стало одним із напрямів розширення номенклатури продукції підприємства.

Виробництво двигунів серії МС-10 орієнтоване на реалізацію через роздрібну мережу для широкого кола споживачів. Конструкція двигуна передбачає можливість його самостійного встановлення користувачем на різноманітні ме-

ханізми та транспортні засоби: мотоблоки інших виробників, мінітрактори, ма-
логабаритну сільськогосподарську техніку, вантажні візки та малі судна. Завдя-
ки поєднанню компактності, економічності та високої питомої потужності дви-
гун МС-10 вважається одним із найпотужніших, найнадійніших і найбільш уні-
версальних серед серійно виготовлюваних агрегатів свого класу.

Двигун 1Ч 7,9/6,2 широко використовується як силова установка для при-
воду маломірних суден із водотоннажним режимом руху. Завдяки оптимально-
му співвідношенню потужності та габаритів він забезпечує ефективну роботу
на суднах довжиною конструктивної ватерлінії до 20 м і водотоннажністю бли-
зько 1,5 т. За умови правильного вибору основних параметрів корпусу та форми
обводів такий двигун здатний забезпечити швидкість руху на рівні 12–16
км/год (6,5...8,5 вузлів), що цілком відповідає вимогам до суден цього класу.

Основні параметри і розміри двигуна представлені в табл. 1.1 [3].

Таблиця 1.1. Параметри і габарити двигуна

Найменування параметра та розмірність	Параметри
1. Тип двигуна	4-х тактний, верхньоклапанний, карбюраторний, з рідинно-водяним охолодженням
2. Число циліндрів	1
3. Нахил циліндра від вертикалі, град.	20
4. Діаметр циліндра, мм	79
5. Хід поршня, мм	62
6. Робочий об'єм циліндра, см ³	304
7. Номінальна потужність по ГОСТ 14846, кВт (к.с.)	7,35 (10)
8. Частота обертання колінчатого валу при номінальній потужності, с ⁻¹ (хв ⁻¹)	91,7 ± 5 (5500 ± 300)
9. Максимальний крутний момент, Н·м (кгс·м)	12,8 (1,3)
10. Мінімально-стійка частота обертання колінчастого валу на холостому ході, с ⁻¹ (хв ⁻¹)	20 ± 1,67 (1200 ± 100)

11. Мінімальна питома витрата палива, кг/(кВт·год)	0,394
12. Мінімальна питома витрата масла на годину, у відсотках від питомої витрати палива, не більше	1,5
13. Паливо	Бензин А-80 по ДСТУ-4063
14. Масло по ТУ У 00152365.060	АЗМОЛ М-20/5040 «супер»
15. Об'єм масляної системи, л, не більше	1,5
16. Температура масла в картері, К (°C), не більше	393 (120)
17. Тиск масла в системі при частоті обертання колінчастого валу $63,3 \text{ c}^{-1}$ (3800 хв. ⁻¹) і температурі масла 353 К (80 °C) в межах, кгс/см ²	від 1,8 до 6,5
18. Тиск спрацьовування датчика сигналізатора аварійного тиску масла, кПа (кгс/см ²), не більше	8,5 (0,8)
19. Охолоджуюча рідина по ТУ У 24.6-00152365-086	ТОСОЛ А-40
20. Максимальна температура охолоджуючої рідини, К (°C), не більше	373 (100)
21. Кут випередження запалення, в градусах повороту колінчатого валу	Регулюється автоматично залежно від частоти
26. Маса сухого двигуна, кг, не більше	45
27. Потужність генератора, Вт	350

Проведення порівняльного аналізу двигуна МС-10 з популярними імпор-тними аналогами, такими як китайські Lifan та японські Honda, дозволяє чітко визначити його конкурентні переваги на українському ринку, зокрема в секторі малого суднобудування. МС-10: Знаходиться у вигідній ніші, пропонуючи оптимальне співвідношення. Ціна значно нижча, ніж у японських аналогів, при цьому якість виготовлення, матеріали та надійність значно вищі, ніж у більшості китайських двигунів економ-класу. Двигун спроектований і виробляється на потужному авіабудівному підприємстві, що є непрямым гарантом високих стандартів контролю якості. Honda (Японія): Мають беззаперечну репутацію висо-

кої якості, довговічності та точності виготовлення. Однак їхня основна вада – дуже висока вартість, що часто робить їх недоступними для широкого кола споживачів. Lifan (Китай): Головна перевага – низька ціна. Незважаючи на постійне покращення якості, ці двигуни часто поступаються у довговічності, стійкості до корозії в морських умовах та запасі міцності при тривалих навантаженнях. Таким чином, порівнюючи двигуни, можна сказати, що МС-10 займає «золоту середину», пропонуючи якість, близьку до преміум-сегменту, за ціною, конкурентоспроможною з економ-класом. Крім того, для українського споживача МС-10 має критичну перевагу у вигляді простоти, швидкості та низької вартості технічного обслуговування та ремонту. За економічністю МС-10 демонструє дуже гідний результат, поступаючись, можливо, тільки топовим японським моделям, але значно перевершуючи багато китайських конкурентів. Враховуючи сукупні витрати (паливо + обслуговування + запчастини), експлуатаційна собівартість МС-10 виглядає дуже привабливою. Тож двигун МС-10 є оптимальним вибором для українського ринку малих суден, оскільки поєднує в собі доступну ціну, високу та перевірену якість, максимальну доступність сервісу та економічність, що робить його стратегічно важливим продуктом для імпортозаміщення та розвитку вітчизняного суднобудування.

1.2 Застосування двигуна МС-10 у складі суднового силового агрегату

Джерелом енергії на малому судні є чотирьохтактний бензиновий двигун типу 1С 7,9/6,2 потужністю 7,35 кВт. Частина енергії двигуна надається генератору. Двигун з генератором, встановлений на загальній рамі, є єдиним силовим агрегатом. В агрегаті встановлений реверс-редуктор тип – фланцевий, шестерний, циліндровий, косозубий (з осьовою складовою – від двигуна). Його кріплення повинні витримувати осьові зусилля від упору гвинта 120...150 кг в будь-якому осьовому напрямі і радіальні навантаження від відбору потужності ланцюговою передачею з двох сторін реверс-редукторної передачі (РРП).

Реверсування повинне здійснюватися торцевою або радіальною шліцьовою муфтою на вихідному валу на оборотах холостого ходу двигуна

					КРМ.142.6221м.25.11.01.ПЗ.	Лист
						10
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

(1000...1200 об/хв.). Управління – з дистанційного пульта, блокування реверсування на будь-яких оборотах, окрім мінімальних оборотів холостого ходу. Блокування включення стартера при включеному на задній або передній хід РРП або РП.

Двигун у сухому стані має масу близько 45 кг і належить до найважчих елементів суднової силової установки. Він закріплений на жорсткій рамі в кормовій частині судна, що забезпечує необхідну стійкість конструкції та оптимальний розподіл маси під час руху.

Управління режимом роботи здійснюється за допомогою важеля, закріпленого на румпелі та з'єднаного тросовим приводом із дросельною заслінкою карбюратора. Нижнє положення важеля відповідає режиму “Холостого ходу”, що дає змогу оператору точно контролювати частоту обертання і своєчасно переходити між режимами навантаження.

Поруч із двигуном розміщено акумуляторну батарею, яка забезпечує роботу стартера та допоміжних електросистем. Її розташування поблизу силового агрегату мінімізує довжину електричних кабелів і зменшує втрати енергії під час пуску.

Запас палива зберігається в баку, підвішеному до головної рами у її центральній частині. Годинна витрата палива становить 2,5...3,0 кг (або 3,0...3,75 л), що відповідає навантажувальним режимам двигуна цього типу. Система живлення включає карбюратор К-68, прозорий паливний фільтр, розташований між насосом і карбюратором, а також піддон під карбюратором для запобігання накопиченню протікань. Утоплювач поплавця, збагачувач суміші та ручна підкачка ПЖН розміщені таким чином, щоб забезпечити до них швидкий доступ під час пуску, регулювання та профілактичних робіт.

					КРМ.142.6221м.25.11.01.ПЗ.	Лист
						11
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1.3 Загальна характеристика малих суден та їх класифікація

В Україні термін «мале судно» визначається Регістром судноплавства України як:

- судно з довжиною корпусу до 20 метрів включно;
- кількістю пасажирів на борту не більше 12 осіб;
- за винятком буксирів, штовхачів, криголамів, вантажних суден, які перевозять небезпечні вантажі, парусних і парусно-моторних суден, несамохідних суден, плавкранів та судів технічного флоту.

Класифікація малих суден

За призначенням:

- патрульні;
- робітничі;
- риболовецькі;
- туристичні;
- роз'їзні;
- пороми;
- плавучі дачі;
- гідроцикли;
- моторно-парусні яхти.

За типом рушія:

- жердина;
- весло;
- весельне колесо;
- гвинт весельний;
- гвинт повітряний;
- водометний рушій.

За режимами руху:

- водовиміщуючий;
- перехідний режим;

					КРМ.142.6221м.25.11.01.ПЗ.	Лист
						12
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- глісируючий (гідродинамічної підтримки);
- на повітряній подушці (пневмостатичної підтримки).

За кількістю корпусів:

- однокорпусні;
- багатокорпусні.

За типом судна:

- судно на повітряній подушці;
- судно на підводних крилах;
- глісируюче судно;
- гідроцикл;
- водний велосипед;
- моторно-парусне судно;
- весельне судно.

За обмеженням району плавання:

- 7 категорій районів плавання, які охоплюють усі види внутрішніх водойм, а також прибережні райони морів, їх затоки та лимани.

Флот малих суден в Україні переважно складається зі старих суден із підвісними моторами малої потужності. Частково його оновлюють за рахунок імпортих надувних човнів з іноземними підвісними двигунами. Виробництво сучасних корпусів малих суден та судових установок на території країни практично відсутнє.

У зв'язку з цим, керівництво ВАТ «Мотор Січ» розробило стратегію відновлення флоту малих суден, представивши проєкти риболовецьких та туристичних катерів на базі шестиметрового пластикового корпусу (рис. 1.2). Судно-ва установка таких суден комплектується стаціонарним одноциліндровим бензиновим двигуном МС-10 власного виробництва та поворотно-відкидною колоною КПВ-25, також власного виробництва.

Модифікації цих суден призначені для експлуатації як на внутрішніх водоймах, так і у прибережних зонах морів на відстані до 1,6 морських миль (≈ 3 км) при хвилюванні висотою не більше 0,4 м та силі вітру до 4 балів.

					КРМ.142.6221м.25.11.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		13

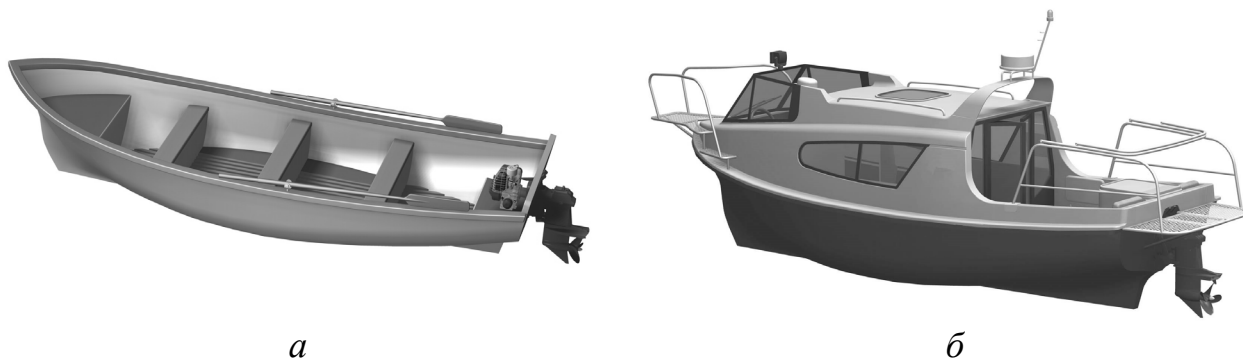


Рис. 1.2. Продукція ВАТ «Мотор Січ»: *а* – риболовецьке судно; *б* – катер

Параметри корпусу судна і характеристика КПВ-25 надані в табл. 1.2.

Таблиця 1.2. Загальна характеристика корпусу судна і КПВ-25

Параметр, од. виміру	Значення
<i>Корпус судна</i>	
Довжина, найбільша, м	6,1
Ширина, найбільша, м	1,9
Водвимищення, повне, т	1,5
Водотоннажність, т	1,0
Висота надводного борту на мідел при повній водотоннажності, м	0,33
Пасажировмісткість, чол.	6
Швидкість ходу при повній водотоннажності, км/год.	11
<i>Колонка поворотно-відкидна (КПВ-25)</i>	
Тип колонки	Реверсивна, поворотно відкидна
Експлуатаційна потужність, кВт	18,4
Передаточне відношення від привідного валу до гвинта	2,62
Реверс гвинта	Через муфту конічну фрикційну, що самоблокується
Змащення колонки	Барботажне
Масло	ТАД-17И ДСТУ 23652
Необхідний об'єм масла, л в верхньому редукторі	1,5
в нижньому редукторі	0,26
Маса колонки, кг	47

Рушійна установка судна «Мотор Січ ТМС-2» складається з двигуна 1Ч 6,9/7,2 і поворотно-відкидної колонки «Мотор Січ КПО-25».

Корпус судна унифіцирован для всіх модифікацій судна за винятком відмінностей в пристрої моторного відсіку. Корпус відкритий, має круглосколі водовиміщуючі обводи. Виготовлений монолітним з склопластику на основі стекловата і поліэфірної смоли методом ручного формування в матриці. Товщина склопластикових стінок днища, бортів, транца складає 8мм. Транець додатково посилений вклеєною накладкою з водостійкої фанери. Подовжній набір корпусу складається з кільової балки, зовнішнього і внутрішнього бруса.

Поперечний набір корпусу складають поперечні перегородки, банки для сидіння пасажирів і днищеві флори.

Поперечні перегородки виготовлені з листової фанери завтовшки 8...10 мм і спільно з примикаючими до них у верхній частині дерев'яними банками герметично вклеєні в корпус і утворюють три водонепроникні блоку аварійної плавучості носовий блок і два блоки в центральній частині корпусу.

Поперечними водонепроникними перегородками з блоками аварійної плавучості корпус судна розділений на три відсіки – форпик, центральний відсік і моторний відсік.

Форпик і центральний відсік служать для розміщення пасажирів – сидячи на банках, а також для розміщення багажу, вантажу, що перевозиться, предметів постачання судна і ін.

В моторному відсіку модифікації розміщується стаціонарна рушійна установка і розташовано місце для сидіння судноводія.

Транець судна і кормова частина має накладки, що підносяться над привальним брусом для захисту від нахату попутної хвилі у разі різкого скидання потужності рушійної установки на повному ході судна.

					КРМ.142.6221м.25.11.01.ПЗ.	Лист
						15
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1.4 Висновок до розділу

У першому розділі було розглянуто застосування двигуна МС-10 (1Ч 7,9/6,2) у лодочних установках. Двигун, розроблений ВАТ «Мотор Січ», є потужним, компактним та економічним рішенням для малих суден. Його конструкція дозволяє використовувати його як у сільськогосподарській техніці, так і у малому флоті, що робить його одним із найуніверсальніших агрегатів у своєму класі.

Особливу увагу приділено використанню двигуна МС-10 у складі суднових силових установок. Він забезпечує ефективну роботу на суднах довжиною до 20 м, розвиваючи швидкість до 16 км/год. Важливими перевагами є простота управління, надійність та можливість комплектування реверс-редукторами та поворотно-відкидними колонками власного виробництва.

Також у розділі наведено класифікацію малих суден та опис проєктів, розроблених ВАТ «Мотор Січ» для відновлення флоту України. Запропоновані риболовецькі та туристичні катери демонструють можливість створення сучасних, ефективних і доступних рішень на базі вітчизняних компонентів.

Отже, двигун МС-10 є перспективним рішенням для малого суднобудування, поєднуючи високу продуктивність, надійність та адаптивність до різних умов експлуатації.

					КРМ.142.6221м.25.11.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		16

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ ДВИГУНА МС-10

2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Основною метою термодинамічного розрахунку робочого циклу двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) є визначення індикаторних параметрів, які кількісно характеризують ефективність перетворення хімічної енергії палива на теплову та механічну роботу в середині циліндра. До цих параметрів належать: середній індикаторний тиск, індикаторна потужність, індикаторний ККД та питома індикаторна витрата палива.

Головним завданням розрахунку є отримання теоретичної індикаторної діаграми, що відображає зміну тиску в циліндрі залежно від зміни його об'єму або кута повороту колінчастого валу, та подальше визначення на її основі ключових показників, необхідних для динамічного та конструкторського розрахунків.

Розрахунок робочого циклу виконується для номінального режиму роботи двигуна, оскільки саме на цьому режимі досягаються його максимальні енергетичні та економічні показники. Для двигуна МС-10 (1Ч 7,9/6,2) номінальним є режим із потужністю 7,35 кВт (10 к.с.) при частоті обертання колінчастого валу 91.7 c^{-1} (5500 хв^{-1}).

Розрахунковий цикл чотиритактного ДВЗ складається з п'яти послідовних процесів, що утворюють замкнений контур:

Процес наповнення (a-c): Розраховується тиск і температура суміші в кінці наповнення (точка c) з урахуванням гідравлічних втрат у впускній системі, підігріву заряду від стінок та впливу залишкових газів.

Процес стиснення (c-z'): Вважається адіабатним політропним процесом. Визначаються тиск і температура в кінці стиснення (точка z') на основі середнього показника політропи стиснення n_1 .

Процес згоряння (z'-z): Це ізохорний процес, під час якого теплота, що виділилася від згоряння палива, призводить до різкого зростання тиску (точ-

ка z). Розрахунок базується на рівнянні теплового балансу з урахуванням теплоємності робочого тіла та теплових втрат.

Процес розширення ($z-b$): Як і стиснення, вважається політропним процесом. Визначаються тиск і температура в кінці розширення (точка b) на основі середнього показника політропи розширення n_2 .

Процес випуску ($b-a$): Моделюється зниження тиску до тиску в системі випуску. Цей процес замикає цикл, підготовляючи циліндр до наступного такту наповнення.

Для двигуна 1Ч 7,9/6,2 розрахунок робочого циклу було проведено з використанням спеціалізованого програмного забезпечення, що дозволяє ітеративно уточнювати значення коефіцієнтів та параметрів стану в характерних точках циклу. Комп'ютерне моделювання дозволяє не лише отримати точніші результати порівняно з аналітичним розрахунком, але й провести візуалізацію індикаторної діаграми, а також дослідити вплив різних факторів (наприклад, кута випередження запалення або складу суміші) на ефективність робочого процесу. Отримана в результаті моделювання індикаторна діаграма є основою для подальшого динамічного розрахунку кривошипно-шатунного механізму двигуна.

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Точність та адекватність результатів термодинамічного розрахунку робочого циклу двигуна безпосередньо залежать від коректного вибору вихідних параметрів, що характеризують як конструктивні особливості двигуна, так і фізико-хімічні процеси, що в ньому відбуваються. Ці параметри є основою математичної моделі, і їх обґрунтоване визначення дозволяє отримати розрахункові дані, що з достатньою ступінню достовірності відображають реальні експлуатаційні показники.

У даному підрозділі наведено та обґрунтовано вибір основних розрахункових параметрів для двигуна МС-10 (1Ч 7,9/6,2), серед яких: показники

політропи стиснення та розширення, коефіцієнт надлишку повітря, тиск і температура залишкових газів, а також теплота згоряння палива. Обґрунтування базується на рекомендаціях класичної теорії ДВЗ, типових значеннях для двигунів даного класу та конкретних конструктивних особливостях досліджуваного двигуна.

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 298 \text{ К}$.

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,103 \text{ МПа}$ (стандартні атмосферні умови) [4].

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра, тип двигуна, його швидкохідності і спосіб сумішоутворення. А також допустима ступінь стиску у залежності від октанового числа бензину. Приймаємо $\varepsilon = 6,3$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Для карбюраторних двигунів α буде знаходитись у межах $0,9 - 1,0$ [4]. Приймаємо $\alpha = 0,98$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту відіграє тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. γ_r лежить в межах від $0,07$ до $0,12$ [4]. Приймаємо $\gamma_r = 0,1$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для цього двигуна коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,8 - 0,9$; $\xi_b = 0,82 - 0,92$ [4].

Приймаємо $\xi_z = 0,83$; $\xi_b = 0,87$.

Механічний ККД двигуна η_m . Механічний ККД оцінює механічні втрати двигуна, являє собою відношення корисної до використаної потужності. Значення механічного ККД двигуна залежить від якості масла, від теплового стану двигуна. Значення ккд для чотирьохтактних карбюраторних двигунів η_m знаходиться у межах $0,7 - 0,85$ [4]. Приймаємо $\eta_m = 0,74$.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах 900 – 1200К. Приймаємо $T_r = 1100$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу [6]: $C = 0,855$ кг – кількість вуглецю;

$H = 0,145$ кг – кількість водню;

$S = 0$ кг – кількість сірки;

$O = 0,004$ кг – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчатого валу, тоді для 4 – тактних двигунів $Z = 0,5$ [4].

Нижча теплота згоряння палива. Приймаємо $Q_n = 43960$ (кДж/кг).

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Для 4 – тактних двигунів $\zeta = (0,92 - 0,97)$ [4]. Приймаємо $\zeta = 0,92$.

Підігрів заряду від стінок циліндра ΔT . Приймаємо $\Delta T = 30$ К.

Діаметр циліндру: $D = 0,079$ м.

Хід поршня: $S = 0,062$ м.

Частота обертів колінчатого валу: $n = 5500$ об/хв.

Число циліндрів: $I = 1$.

Ефективна потужність N_e $= 7,35$ кВт.

Питома ефективна витрата палива b_e $= 0,394$ кг/(кВт·год.).

Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми проводяться на комп'ютері з використанням розрахункових програм наявних на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ. Результати розрахунків приведені на роздруківці.

2.3 Розрахунок робочого циклу

1.1 Тиск навколишнього середовища, МПа	$p_0 = 0.103$
1.2 Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 298$
1.3 Ступінь стиску	$\varepsilon = 6.3$
1.4 Тиск наддуву, МПа	$p_k = 0.103$
1.5 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z	$\xi_z = 0.8$
1.6 Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\xi_b = 0.82$
1.7 Тиск залишкових газів, МПа	$p_r = 0.118$
1.8 Температура залишкових газів, К	$T_r = 1100$
1.9 Підігрів заряду від стінок циліндру, К	$\Delta T = 30$
1.10 Тиск на початку стиску, МПа	$p_a = 0.85 \cdot p_0$ $p_a = 0.0875$
1.11 Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0.7$
1.12 Коефіцієнт дозарядки	$\lambda_1 = 1.04$
1.13 Коефіцієнт, що враховує неоднаковість теплоємностей заряду і залишкових газів	$\psi' = 1.15$
1.14 Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	$\phi = 0.94$
1.15 Масовий склад палива, (кг/кг):	$C = 0.855$ $H = 0.145$
1.16 Нижча теплота згоряння палива, (кДж/кг)	$Q_H = 43960$
1.17 Ефективна потужність, кВт	$N_e = 7.35$
1.18 Кількість циліндрів	$i = 1$
1.19 Частота обертання, хвил ⁻¹	$n = 5500$
1.20 Діаметр циліндра	$D = 0.079$
1.21 Хід поршня	$S = 0.062$
1.22 Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт*год.)	$b_e = 0.394$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Температура повітря перед впускними органами, К

$$T_k = T_0 \cdot \left(\frac{p_k + \Delta p_k}{p_0} \right)^{\frac{m-1}{m}} - \Delta T_{\text{ох.}} \quad T_k = 298$$

2.2 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \lambda_1 \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \left[1 - \left(\frac{\psi' \cdot \lambda_2}{\lambda_1 \cdot \varepsilon} \right) \cdot \frac{p_r}{p_a} \right] \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \quad \eta_v = 0.729$$

2.3 Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \left(\frac{\lambda_2}{\varepsilon - 1} \right) \cdot \left(\frac{p_r}{p_k} \right) \cdot \left(\frac{T_k}{T_r} \right) \frac{1}{\eta_v} \quad \gamma_r = 0.0803$$

2.4 Густина повітря перед впускними органами, кг/м³

$$R = 293 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R \cdot T_k} \quad \rho_k = 1.180$$

2.5 Температура заряду в кінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r \cdot \psi' \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 397.685$$

3. Розрахунок процесу стиску

3.1 Показник політропи стиску

$$\text{де: } a = 20.16 \quad b = 0.001738$$

$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a + b \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_1 - 1})} \quad n_1 = 1.374$$

3.2 Тиск в кінці стискання, МПа

$$p_c = p_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad p_c = 1.098$$

3.3 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 791.646$$

3.4 Середня теплоємність при стисканні, кДж/кмоль*К

$$\mu c_{v_c} = a + b \cdot T_c \quad \mu c_{v_c} = 21.536$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Кількість повітря теоретично необхідне для згоряння

$$M_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} \right) \quad M_0 = 0.512$$

4.2 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння

$$\alpha = \frac{\left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot i \right) \cdot \rho_k \cdot \eta_v}{\left(\frac{b_e \cdot N_e}{n} \right) \cdot M_0} \quad \alpha = 0.969$$

4.3 Кількість нового заряду

$$\mu_t = 114 \quad \text{Молекулярна вага, кг/кмоль}$$

$$M_s = \alpha \cdot M_0 + \frac{1}{\mu_t} \quad M_s = 0.505$$

4.4 Кількість продуктів згоряння

$$M_r = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.79 \cdot \alpha \cdot M_0 \quad M_r = 0.536$$

4.5 Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_r}{M_s} \quad \beta_0 = 1.061$$

4.6 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = 1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.056$$

4.7 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad \beta_z = 1.055$$

4.8 Втрати від неповноти згоряння, кДж/кг

$$\Delta Q_H = 119600 \cdot (1 - \alpha) \cdot M_0 \quad \Delta Q_H = 1872.399$$

4.9 Лінійна апроксимація теплоємності робочого тіла при високих температурах

$$a_z = (18.42 + 2.6 \cdot \alpha) \quad b_z = (1.55 + 1.38 \cdot \alpha) \cdot 10^{-3}$$

$$a_z = 20.940 \quad b_z = 0.0029$$

$$\mu_{cv_z} = (18.42 + 2.6 \cdot \alpha) + (1.55 + 1.38 \cdot \alpha) \cdot 10^{-3} \cdot T_z$$

4.10 Максимальна температура згоряння К -знаходиться з наступного рівняння:

$$\frac{\xi_z \cdot (Q_H - \Delta Q_H)}{M_s \cdot (1 + \gamma_r)} + \mu_{cv_c} \cdot T_c = \beta_z \cdot \mu_{cv_z} \cdot T_z \quad T_z = 2619.087$$

4.11 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$p_z = \beta_z \cdot \frac{T_z \cdot p_c}{T_c} \quad p_z = 3.832$$

4.12 Ступінь підвищення тиску при згорянні

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} \quad \lambda = 3.490$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Середній показник політропи розширення і температура в кінці процесу розширення, К.

$$n_2 = \left[\frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{(Q_H - \Delta Q_H) \cdot (\xi_b - \xi_z)}{M_s \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_z + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_z + b_z \cdot T_b) \cdot T_b} \right] + 1$$

$$T_b = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}}$$

$$n_2 = 1.238$$

$$T_b = 1691.194$$

5.2 Тиск в процесі розширення, МПа

$$p_b = \frac{p_z}{\epsilon^{n_2}}$$

$$p_b = 0.393$$

5.2 Температура залишкових газів (перевірка)

$$T_{r1} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}}$$

$$T_{r1} = 1132.656$$

5.3 Порівняння заданої і отриманої температури залишкових газів

$$\Delta T_r = \frac{T_{r1} - T_r}{(T_{r1} + T_r) \cdot 0.5} \cdot 100$$

$$\Delta T_r = 2.93 \%$$

Висновок Похибка не перевищує допустиме значення (15 %)

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$$
$$p'_i = 0.802$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$p_i = p'_i \cdot \phi$$
$$p_i = 0.754$$

6.3 Індикаторний ККД

$$\eta_i = 8.314 \cdot \frac{(M_s \cdot p_i \cdot T_k)}{Q_H \cdot \eta_v \cdot p_k}$$
$$\eta_i = 0.286$$

6.4 Індикаторна питома витрата палива, кг/(кВт*год.)

$$b_i = \frac{3600}{Q_H \cdot \eta_i}$$
$$b_i = 0.286$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$p_e = p_i \cdot \eta_m$$
$$p_e = 0.528$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$
$$\eta_e = 0.200$$

7.3 Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт*год.)

$$b_e = \frac{3600}{Q_H \cdot \eta_e}$$
$$b_e = 0.394$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

$$N'_e = 13.1 \cdot D^2 \cdot S \cdot 0.5 \cdot p_e \cdot n \cdot i$$
$$N'_e = 7.360$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N'_e - N_e}{(N_e + N'_e) \cdot 0.5} \cdot 100$$
$$\Delta N = 0.1 \%$$

Висновок Похибка не перевищує допустиме значення (5 %)

2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$P = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

С для процесу розширення:

$$P = \frac{P_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де $v/v_c = \epsilon_x$ – відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення

Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,374
Показник політропи розширення n_2	1,238
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	1,098
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	3,832
Ступінь попереднього розширення ρ	1,081
Ступінь стиснення ϵ	6,3

Таблиця 2.1

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	3,83	
1,00	1,10	3,83
1,08	0,99	3,83
1,34	0,73	2,93
1,60	0,57	2,35
1,86	0,47	1,95
2,12	0,39	1,66
2,39	0,33	1,44
2,65	0,29	1,26
2,91	0,25	1,13
3,17	0,23	1,01
3,43	0,20	0,92
3,69	0,18	0,84
3,95	0,17	0,77
4,21	0,15	0,71
4,47	0,14	0,66
4,73	0,13	0,62
5,00	0,12	0,58
5,26	0,11	0,54
5,52	0,11	0,51
5,78	0,10	0,48
6,04	0,09	0,46
6,30	0,09	0,43
6,30		0,09

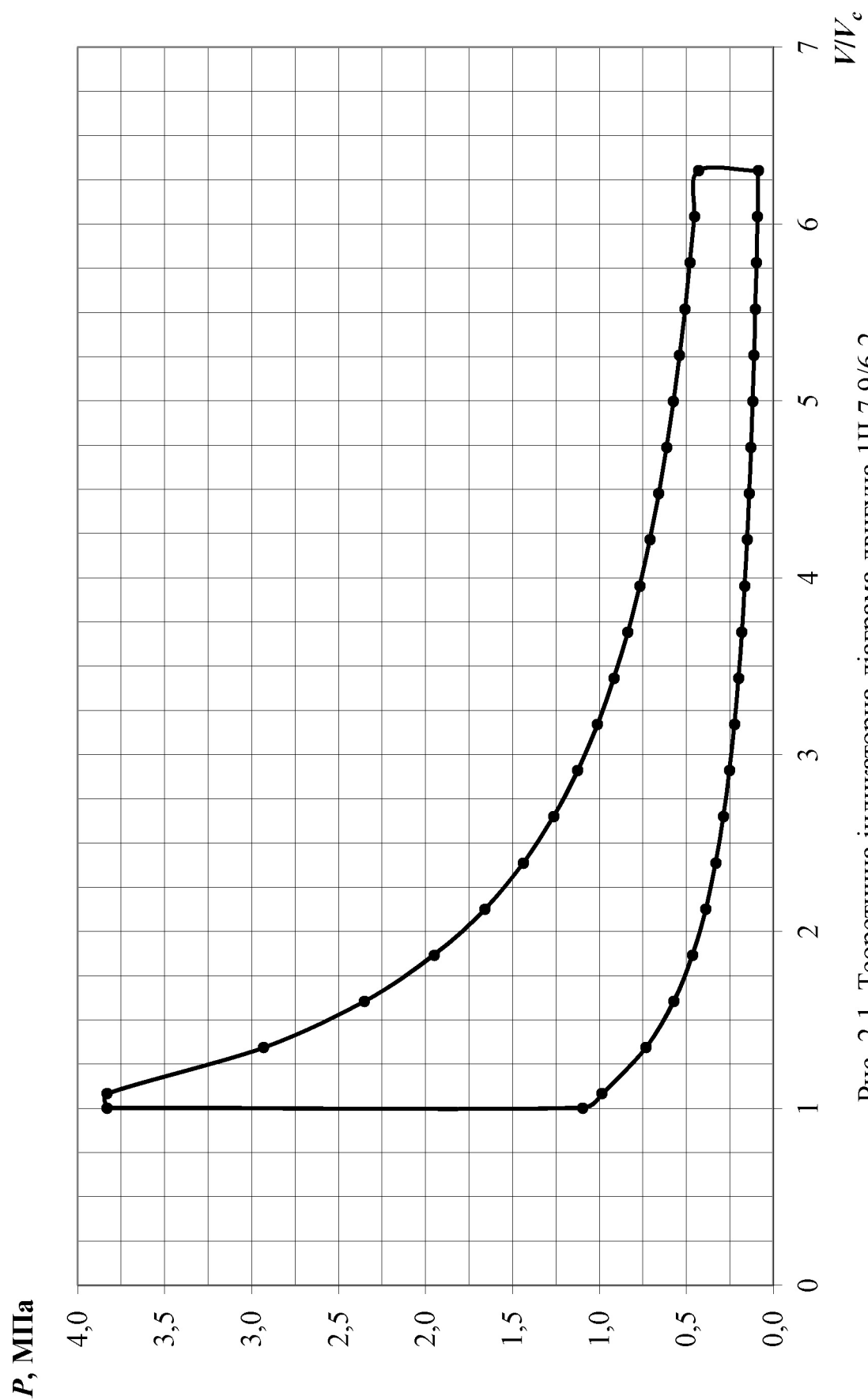


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна 1Ч 7,9/6,2

2.5 Розрахунок динамічних зусиль, що діють у КШМ

Результати динамічного розрахунку кривошипно-шатунного механізму (КШМ) є вихідними даними для подальших розрахунків міцності деталей двигуна, а також можуть бути використані для аналізу вібрацій та шуму, створюваних двигуном. Динамічні навантаження, що виникають під час роботи двигуна, мають складний характер і зумовлені сукупною дією сил тиску газів у циліндрі та сил інерції мас, що рухаються.

Основним завданням динамічного розрахунку є визначення сумарних сил, що діють вздовж осі циліндра, та їх розкладання на складові: нормальний тиск на стінку циліндра і тангенційну силу, що створює крутний момент на колінчастому валу. Також аналізується змінність цих сил залежно від кута повороту колінчастого валу.

У даному підрозділі наведено методику та результати розрахунку динамічних зусиль, що діють у КШМ двигуна МС-10, з урахуванням його геометричних параметрів, маси деталей, що рухаються, та даних індикаторної діаграми.

При вивченні динамічних явищ у ДВЗ у першу чергу розглядають сили від тиску газів P_g і сили інерції P_j (рис. 2.2). Сумарна сила, що діє на поршень визначається з рівняння

$$P = P_g + P_j$$

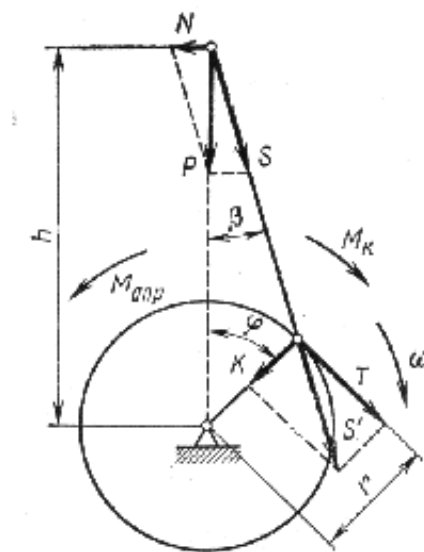


Рис. 2.2. Схема сил, що виникають в кривошипно-шатунному механізмі

Припустимо, що сумарна сила P давить вниз на поршень і лінія дії збігається з віссю циліндра. Розкладемо цю силу на дві складові, одну з яких S направимо по осі шатуна, іншу N перпендикулярно осі циліндра. Бічна сила N притискає поршень до тієї чи іншої стінки циліндра:

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta$$

Сила S діє по шатуні, чи розтягуючи стискаючи його, і передається на шатунну шийку кривошипа:

$$S = P \cdot (1/\cos \beta).$$

Перенести силу S по лінії її дії і допустивши, що вона прикладена до кривошипа, повторимо операцію розкладання. Направимо першу складову T перпендикулярно радіусу кривошипа, а другу R - по його радіусі.

Тоді тангенціальна складова:

$$T = P \cdot \sin (\varphi + \beta) / \cos \beta$$

відповідно нормальна:

$$R = P \cos (\varphi + \beta) / \cos \beta.$$

Сила T створює крутний момент двигуна:

$$M_K = T_r = P_r \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta,$$

що через колінчатий вал передається споживачу. У той же час опори двигуна сприймають перекидаючий момент

$$M_{\text{опр.}} = -N \cdot h,$$

$$\text{де: } h = r \sin(\varphi + \beta) / \sin \beta$$

Перекидаючий момент в точності дорівнює моменту, що крутить, зі зворотним знаком:

$$M_{\text{опр.}} = -N \cdot h = -P \operatorname{tg} \beta r \sin(\varphi + \beta) / \sin \beta = -P_r \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta = -M_{\text{кр.}}$$

В результаті дії на опори двигуна перекидаючого моменту в них розвивається рівний йому і протилежний за знаком реактивний момент.

Напрямку сил і моменту, що крутить, по годинній стрілці прийнято вважати позитивними. Зворотні ним – негативними.

Для одержання кількісних величин сил, що діють у КШМ, використовують індикаторну діаграму, за допомогою якої визначають силу тиску газів

при будь-якій положенні кривошипа, і аналітичні залежності для визначення сил інерції. Силу інерції, що діє на поршень, знаходять на підставі рівняння другого закону Ньютона:

$$P_j = -m_n j.$$

Величину j визначають по рівнянню:

$$j = r\omega^2 \cdot (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

В якості маси m_n обираємо масу всіх деталей, що разом з поршнем утворюють зворотно-поступальний рух. Сюди відносять поршень, кільця, поршневий палець, деталі, що охороняють поршневий палець від осьових переміщень. Маса цих деталей зосереджена на осі поршневого пальця.

Шатун робить складний плоско-рівнобіжний рух. Для спрощення аналізу деталі групи шатуна заміщають сукупністю мас, динамічно їм еквівалентних. Звичайне число мас системи, що заміщається, беруть рівним двом. Приводячи їх до осей поршневого пальця і шатунної шийки, вважають, що перша маса робить рух разом з поршнем, а друга – разом із кривошипом.

Аналіз існуючих конструкцій ДВЗ показує, що на частку маси, що відноситься до осі поршневого пальця, приходить 0,25...0,33 від загальної маси деталей групи шатуна, а 0,75...0,67 приходить на частку маси, що робить обертальний рух разом із кривошипом. Таким чином, сила інерції деталей, що рухаються разом з поршнем:

$$P_j = -m_n r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi).$$

де m_n – маса деталей групи поршня і частина маси деталей групи шатуна, віднесена до осі поршневого пальця.

Задача даного розділу є визначення сил, що діють у КШМ, а також побудова графіків зміни цих сил по куті повороту колінчатого валу.

Дані для розрахунку та побудови діаграм динаміки.

Кривошипно-шатунне відношення λ0,310.

Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально m_n2,5 кг

Кут заклинки колінчастого вала $360/i$720°

Отримані кількісні результати розрахунку динамічних навантажень зведені в табл. 2.2. У ній представлені значення сумарної сили, що діє вздовж осі циліндра, а також її складових – сили тиску газів та сил інерції, для характерних точок циклу (наприклад, верхня та нижня мертві точки) та інших ключових положень.

Таблиця 2.2. Розрахунок діаграм динаміки

φ	P _r , МПа	P _j , МПа	P _{dv} , МПа	N, МПа	Z, МПа	T, МПа
0	0,1030	-0,6867	-0,5837	0,0000	-0,5837	0,0000
15	0,1030	-0,6471	-0,5441	-0,0437	-0,5142	-0,1831
30	0,1030	-0,5352	-0,4322	-0,0675	-0,3406	-0,2746
45	0,1030	-0,3707	-0,2677	-0,0596	-0,1471	-0,2315
60	0,1030	-0,1809	-0,0779	-0,0214	-0,0204	-0,0781
75	0,1030	0,0051	0,1081	0,0334	-0,0043	0,1130
90	0,1030	0,1625	0,2655	0,0851	-0,0851	0,2655
105	0,1030	0,2764	0,3794	0,1171	-0,2113	0,3362
120	0,1030	0,3434	0,4464	0,1228	-0,3295	0,3252
135	0,1030	0,3707	0,4737	0,1055	-0,4096	0,2603
150	0,1030	0,3727	0,4757	0,0743	-0,4492	0,1735
165	0,1030	0,3656	0,4686	0,0377	-0,4624	0,0849
180	0,0875	0,3617	0,4492	0,0000	-0,4492	0,0000
195	0,0887	0,3656	0,4543	-0,0365	-0,4483	-0,0823
210	0,0926	0,3727	0,4653	-0,0727	-0,4393	-0,1697
225	0,0997	0,3707	0,4704	-0,1048	-0,4067	-0,2585
240	0,1114	0,3434	0,4548	-0,1251	-0,3358	-0,3313
255	0,1301	0,2764	0,4066	-0,1255	-0,2265	-0,3602
270	0,1600	0,1625	0,3225	-0,1033	-0,1033	-0,3225
285	0,2086	0,0051	0,2137	-0,0660	-0,0084	-0,2235
300	0,2901	-0,1809	0,1093	-0,0301	0,0286	-0,1097
315	0,4288	-0,3707	0,0581	-0,0129	0,0319	-0,0502
330	0,6538	-0,5352	0,1185	-0,0185	0,0934	-0,0753
345	0,9416	-0,6471	0,2944	-0,0237	0,2783	-0,0991
360	1,0972	-0,6867	0,4105	0,0000	0,4105	0,0000
375	3,6764	-0,6471	3,0293	0,2436	2,8630	1,0193
390	2,6465	-0,5352	2,1113	0,3299	1,6635	1,3413
405	1,8097	-0,3707	1,4390	0,3206	0,7909	1,2442
420	1,2728	-0,1809	1,0920	0,3004	0,2858	1,0959
435	0,9456	0,0051	0,9507	0,2935	-0,0374	0,9943
450	0,7445	0,1625	0,9070	0,2905	-0,2905	0,9070
465	0,6181	0,2764	0,8945	0,2762	-0,4983	0,7926
480	0,5375	0,3434	0,8809	0,2423	-0,6503	0,6417
495	0,4862	0,3707	0,8568	0,1909	-0,7409	0,4709
510	0,4547	0,3727	0,8274	0,1293	-0,7812	0,3017
525	0,4376	0,3656	0,8033	0,0646	-0,7926	0,1455
540	0,4322	0,3617	0,7940	0,0000	-0,7940	0,0000
555	0,1180	0,3656	0,4836	-0,0389	-0,4772	-0,0876
570	0,1180	0,3727	0,4907	-0,0767	-0,4633	-0,1790
585	0,1180	0,3707	0,4887	-0,1089	-0,4225	-0,2686

600	0,1180	0,3434	0,4614	-0,1269	-0,3406	-0,3361
615	0,1180	0,2764	0,3944	-0,1218	-0,2197	-0,3495
630	0,1180	0,1625	0,2805	-0,0899	-0,0899	-0,2805
645	0,1180	0,0051	0,1231	-0,0380	-0,0048	-0,1287
660	0,1180	-0,1809	-0,0629	0,0173	-0,0165	0,0631
675	0,1180	-0,3707	-0,2527	0,0563	-0,1389	0,2185
690	0,1180	-0,5352	-0,4172	0,0652	-0,3288	0,2651
705	0,1180	-0,6471	-0,5291	0,0425	-0,5001	0,1780
720	0,1180	-0,6867	-0,5687	0,0000	-0,5687	0,0000

Для наочної візуалізації характеру зміни динамічних навантажень у залежності від кута повороту колінчастого валу побудовані діаграми зусиль. На рисунку 2.3 представлені розрахункові діаграми сили, що діють у КШМ. На рис. 2.4 показано діаграми сил N , Z , T .

Проведений аналіз отриманих діаграм дозволяє оцінити максимальні значення навантажень, що діють на деталі КШМ, визначити циклічність їх зміни, що є критично важливим для оцінки довговічності та надійності двигуна МС-10 в цілому.

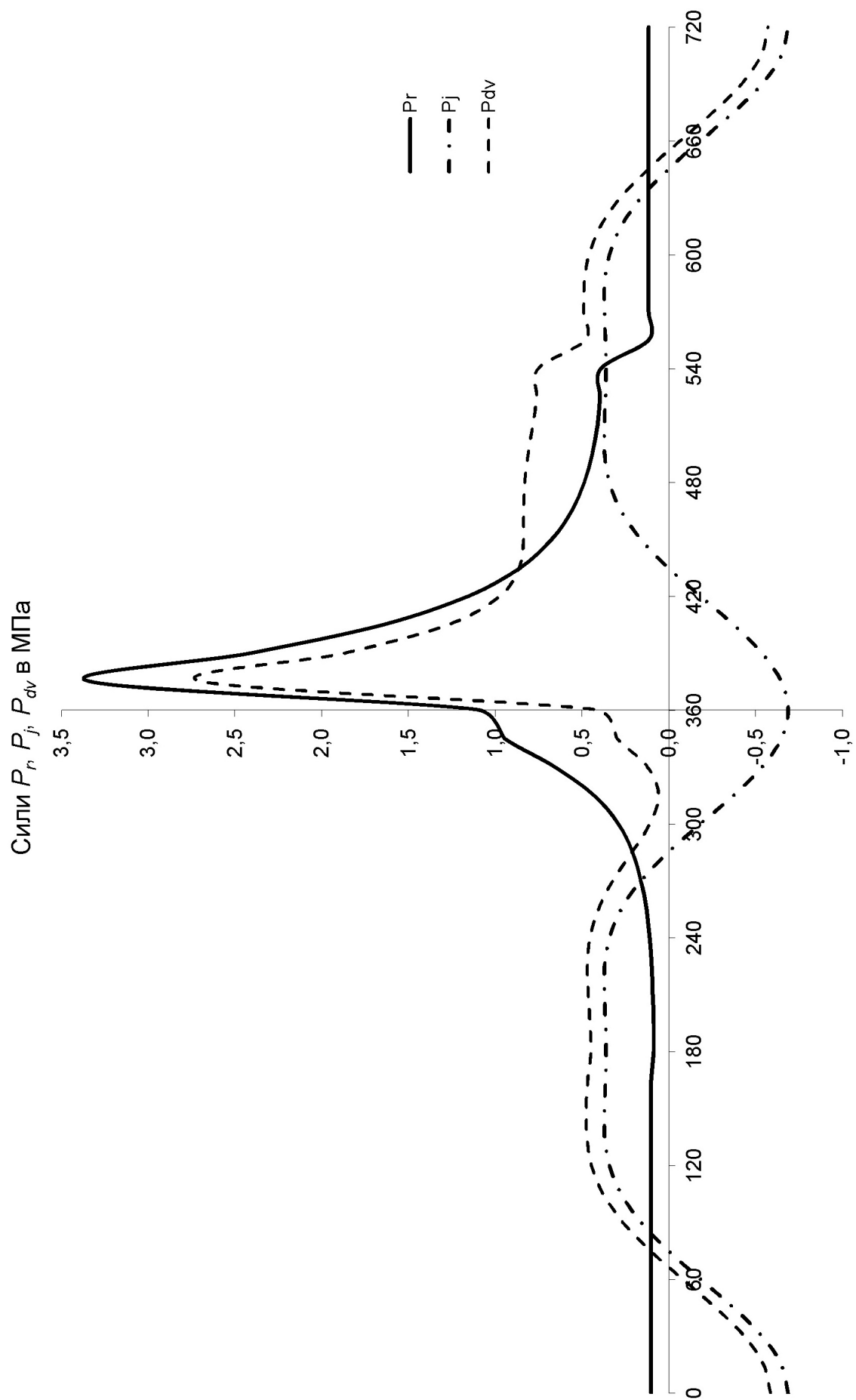


Рис. 2.3. Діаграми сил, що діють у КШМ

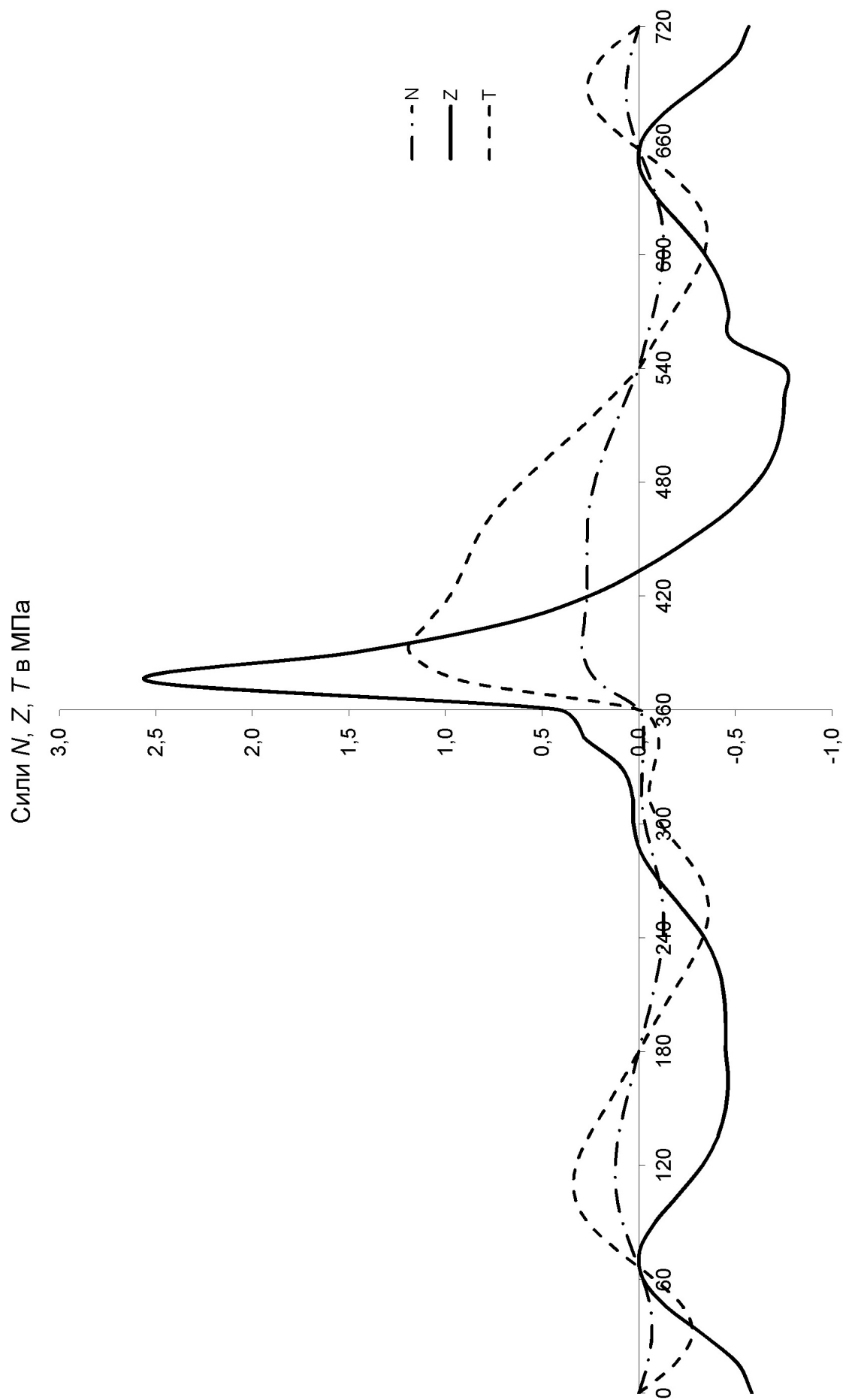


Рис. 2.4. Діаграми сил N , Z , T , що діють у КШМ

2.6 Висновок до розділу

У другому розділі роботи було проведено комплексне дослідження робочого циклу та динаміки двигуна МС-10 (1Ч 7,9/6,2) шляхом комп'ютерного моделювання. Отримані результати дозволяють сформулювати такі основні висновки:

Термодинамічний розрахунок підтвердив, що індикаторні показники двигуна ($P_i = 0,754$ МПа, $b_i = 0,286$ кг/(кВт·год)) відповідають рівню двигуна-прототипа. Це свідчить про адекватність математичної моделі.

Динамічний розрахунок КШМ виявив характерні закономірності зміни сил та моментів. Аналіз діаграм (рис. 2.3, 2.4) та даних табл. 2.2 показав, що максимальні динамічні навантаження виникають у зоні верхньої мертвої точки під час такту згоряння-розширення. Сили, що діють на деталі КШМ (зокрема, нормальна N і тангенціальна T), мають значну циклічну змінність, що обумовлено як періодичністю робочого циклу, так і впливом інерційних сил.

Незважаючи на задовільні індикаторні показники, ефективний ККД двигуна становить близько 20 %, а питома ефективна витрата палива – 0,394 кг/(кВт·год). Ці значення є типовими для одноциліндрових бензинових двигунів даної розмірності та потужності, проте вони вказують на значний потенціал для вдосконалення, зокрема, у сфері зниження механічних втрат та оптимізації процесу згоряння.

Порівняння результатів моделювання з характеристиками двигуна-прототипа підтверджує коректність обраної методики та адекватність математичної моделі. Отримані розрахункові дані можуть бути використані як вихідні для подальших розрахунків на міцність деталей КШМ.

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ДЕТАЛЕЙ ЦПГ ДВИГУНА МС-10

3.1 Вступ

Розрахунок деталей двигуна на міцність проводиться з метою визначення напружень і деформацій, що виникають під час його роботи. Для цього використовуються методи опору матеріалів та теорії міцності деталей машин. Більшість розрахункових залежностей, що застосовуються на практиці, дозволяють отримати лише наближені значення напружень.

Розбіжність між розрахунковими та експериментальними даними зумовлена низкою факторів, основними з яких є:

- неможливість точного визначення дійсного розподілу напружень у матеріалі деталі;
- використання спрощених розрахункових схем навантаження;
- наявність важко прогнозованих знакозмінних навантажень;
- складність оцінки впливу температури та термічних напружень;
- вплив пружних коливань, які важко піддаються точному моделюванню;
- неможливість повного врахування впливу стану поверхні, якості обробки, абсолютних розмірів деталі та інших технологічних факторів.

Таким чином, застосовані методи розрахунку дають змогу отримати умовні значення напружень і деформацій, які характеризують лише порівняльну напруженість деталі.

Основні види навантажень, що діють на деталі двигуна:

- сила тиску газів у циліндрі;
- сили інерції поступально-рухомих і обертових мас;
- зусилля, зумовлені пружними коливаннями;
- навантаження від термічного впливу.

Тиск газів змінюється протягом робочого циклу, досягаючи максимального значення лише на невеликій ділянці ходу поршня. Інерційні наванта-

ження мають періодичний характер і в швидкохідних двигунах часто перевищують навантаження від тиску газів. Усі види навантажень можуть викликати небезпечні явища резонансу. Термічні навантаження, що виникають внаслідок згоряння палива та тертя, знижують механічні властивості матеріалів і викликають додаткові напруження.

Розрахунки проводяться для режимів, на яких деталі працюють у найбільш напружених умовах. Для швидкохідних двигунів такими режимами є:

- номінальна потужність – коли тиск згоряння досягає максимуму, а розрахунок ведеться на сумарну дію газових і інерційних навантажень;
- максимальна частота обертання холостого ходу – коли інерційні навантаження досягають найвищих значень.

На номінальному режимі умовно приймається, що максимальна газова сила P_z діє одночасно з максимальною силою інерції у ВМТ. На режимі максимальних обертів холостого ходу тиском газів можна знехтувати.

3.2 Розрахунок на міцність поршня двигуна

Основні конструктивні параметри поршня двигуна МС-10

1 Товщина днища поршня	$\delta = 0,0078$ м
2 Висота поршня	$H = 0,064$ м
3 Відстань від днища поршня до осі під поршневий палець	$h_1 = 0,0312$ м
4 Висота юбки поршня	$l_y = 0,043$ м
5 Відстань до першої кільцевої канавки	$l_1 = 0,006$ м
6 Діаметр головки поршня	$d = 0,0717$ м
7 Діаметр юбки поршня	$d_y = 0,0719$ м
8 Відстань між торцями бобишок	$b = 0,03$ м
9 Товщина стінки голівки поршня	$s = 0,0035$ м
10 Висота перемичок	$h_n = 0,0037$ м
11 Діаметр поршневого пальця	$d_n = 0,0165$ м
12 Довжина пальця	$l_p = 0,061$ м
13 Глибина проточки під кільця:	

- компресійні

$$t_1 = 0,0035 \text{ м}$$

- маслоз'ємні

$$t_2 = 0,00425 \text{ м}$$

14 Висота проточки під кільця:

компресійні

$$h_{\text{КК}} = 0,0015 \text{ м}$$

маслоз'ємні

$$h_{\text{КМ}} = 0,004 \text{ м}$$

15 Діаметр масляних каналів

$$d_m = 0,0025 \text{ м}$$

16 Кількість масляних каналів

$$n_m = 8 \text{ м}$$

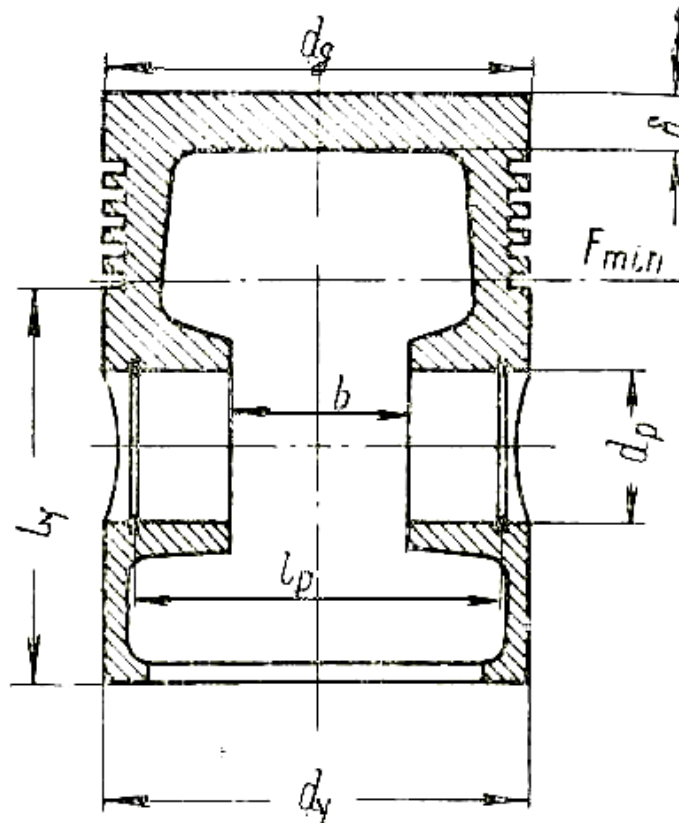


Рис. 3.1. Розрахункова схема поршня

3.2.1 Напруга стиску

Мінімальна площа стінок голівки поршня

$$F_{\text{min}} = \left[\left(\frac{\pi \cdot (d_g - t_2 \cdot 2)^2 - (d_g - t_2 \cdot 2 - 2 \cdot s)^2}{4} \right) - s \cdot d_m \cdot n_m \right] = 0,0006 \text{ м}^2,$$

$$\sigma = \frac{P_z \cdot \left(\pi \frac{D^2}{4} \right)}{F_{\text{min}}} = 31,145 \text{ МПа}$$

де D – діаметр циліндра, м; P_z – максимальний тиск згорання, МПа.

3.2.2 Найбільший тиск на юбки поршня

$N = 0,3299$ МПа – максимальна величина нормальної сили

$$P_y = \frac{N \cdot \left[\pi \cdot \frac{(D^2 \cdot 1000)}{4} \right]}{l_y \cdot D \cdot 1000000} = 0.421 \text{ МПа.}$$

Допустимий питомий тиск на юбку поршня, для алюмінію (1,2 МПа)

3.2.3 Тиск на опорну поверхню в бобищі

$$P_b = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{d_p \cdot (l_p - b)} = 35.7 \text{ МПа.}$$

Допустимий питомий тиск для алюмінію (25 МПа), тому для виконання вимог міцності треба застосувати бронзові втулки.

3.2.4 Напруга від згинання

$$\sigma = P_z \cdot \frac{3}{16} \cdot \left[\frac{(d_g - s \cdot 2)}{\delta \cdot 2} \right]^2 = 14.468 \text{ МПа,}$$

Допустимі напруги згинання для алюмінієвого днища без ребер жорсткості (15 МПа)

3.2.5 Температурні напруги в днищі поршня

– теплове навантаження

$$q = (71000 + 310n)P_i = 1030125$$

для алюмінію $A = 0,00547$; P_i – середній індикаторний тиск. $P_i = 0,754$ МПа

$$\sigma = \sigma_u + \sigma_t = 58.43 \text{ МПа,}$$

Допустиме значення сумарних навантажень для алюмінієвих поршнів 150 МПа.

3.3 Розрахунок на міцність поршневого пальця

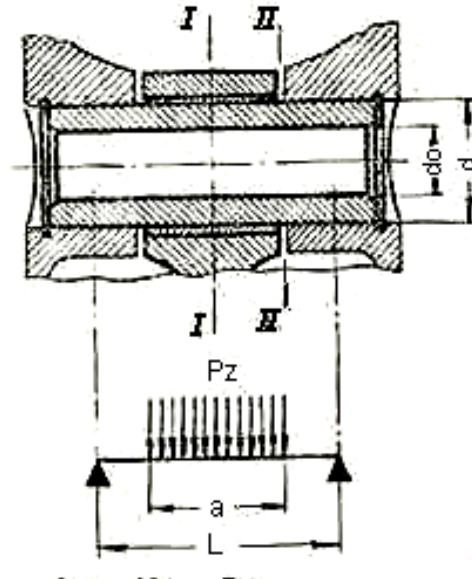


Рис. 3.2. Розрахункова схема пальця поршня

3.3.1 Згинаючий момент відносно небезпечного перетину 1 – 1

Відстань між серединами опор пальця

$$L = b + \frac{(l_p - b)}{2} = 0.045 \text{ м},$$

Довжина підшипника верхньої голівки шатуна

$$a = 0.0265 \text{ м}$$

$$M_u = \frac{P_z \cdot \left[\frac{\pi \cdot (D \cdot 1000)^2}{4} \right]}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} - \frac{a}{4} \right) = 147.26 \text{ Нм},$$

3.3.2 Напряга зрізу

Момент опору перетину пальця 1 – 1

де $d = 16,5$ – зовнішній діаметр пальця, мм;

$d_0 = 5$ – внутрішній діаметр пальця, мм.

$$W = 0.1 \cdot \frac{d^4 - d_0^4}{d} = 445.425 \text{ мм}^3,$$

$$\sigma_u = \frac{M_u \cdot 10^{-3}}{W} = 0.0003 \text{ МПа}.$$

Допустимі напруги згинання для пальців з вуглецевої сталі 120 МПа.

3.3.3 Напруга зрізу

Площа перетину пальця

$$F = \frac{\pi \cdot (d^2 - d_0^2)}{4} = 194.19 \text{ мм}^2,$$

$$\sigma_{zp} = \frac{\frac{P_z \cdot [\pi \cdot (D \cdot 1000)^2]}{4}}{2 \cdot F} = 47.028 \text{ МПа},$$

Допустимі напруги зрізу 50...60 МПа.

3.3.4 Деформація перетину пальця

Лінійне збільшення діаметру поршня

$$\Delta d = \frac{0.09 \cdot P_z}{E \cdot L_p} \cdot \left(\frac{1 + \frac{d_0}{d}}{1 - \frac{d_0}{d}} \right) \cdot \left[1.5 - 15 \cdot \left(\frac{d_0}{d} - 0.4 \right)^3 \right] = 0.00033 \text{ м},$$

де $E = 2 \cdot 10^5$ – модуль пружності для вуглецевої сталі, МПа.

Відносна деформація пальця

$$\delta = \frac{\Delta d \cdot 1000}{d} = 0.0198.$$

Відносна деформація для забезпечення надійної роботи вузла “шатун-поршень”, не повинна перевищувати 0,02 мм.

3.4 Розрахунок на міцність шатуна

3.4.1 Основні конструктивні розміри

Діаметр поршневого пальця $d_p = 16.5 \text{ мм}$,

Внутрішній діаметр верхньої голівки $d_b = 19.5 \text{ мм}$,

Зовнішній діаметр верхньої голівки $d_n = 24 \text{ мм}$,

Діаметр верхній головки шатуна $l_b = 26.5 \text{ мм}$,

Діаметр шатунної шейки $d_{ш} = 27 \text{ мм}$,

Зовнішній діаметр нижньої голівки $d_s = 42 \text{ мм}$,

Товщина стінки вкладиша $t = 1.5 \text{ мм}$,

Відстань між шатунними болтами $l_o = 39 \text{ мм}$,

					КРМ.142.6221м.25.11.03.ПЗ.	Лист
						42
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Довжина нижньої головки шатуна $l_n = 26,5$ мм,

Розмір двухтаврового перетину в середній частині $H = 18$ мм,

$$B = 26,5 \text{ мм},$$

$$b = 1,8 \text{ мм},$$

$$h = 14,8 \text{ мм}$$

Довжина шатуна $l = 119$ мм

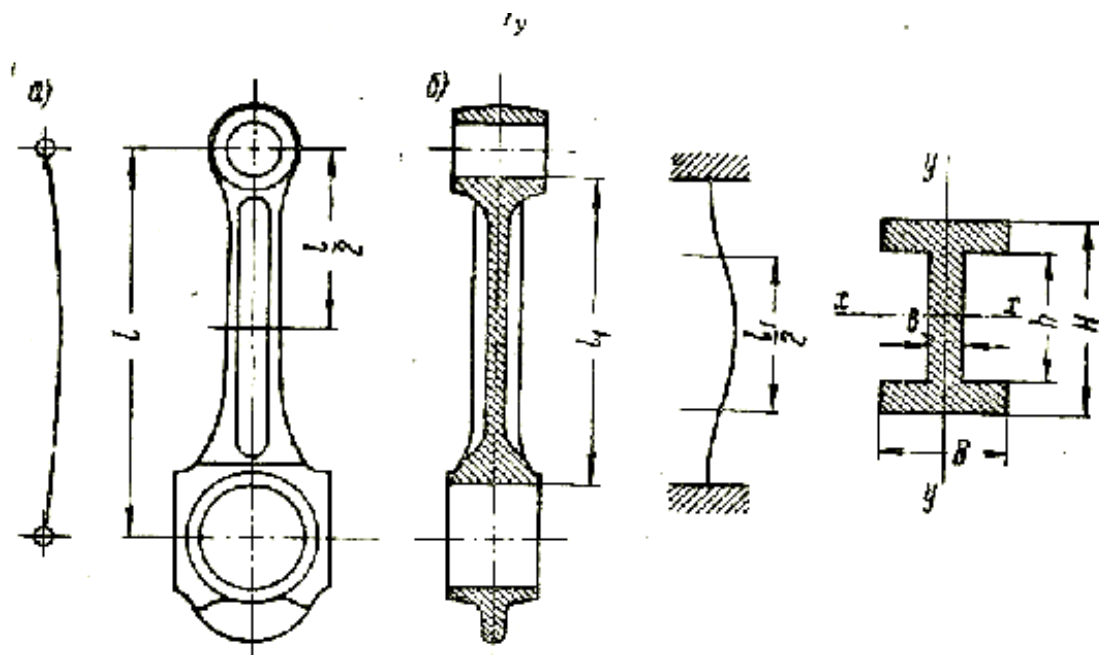


Рис. 3.3. До розрахунку стрижня шатуна

3.4.2 Розрахунок на міцність стрижня шатуна

Напруги від стику враховуючі згинання шатуна

Момент інерції середнього перетину стрижня

$$I_x = \frac{B \cdot H - (B - b) \cdot h^3}{12} = -6.633 \cdot 10^3 \text{ мм}^4,$$

$$I_y = \frac{B^3 \cdot H - (B - b) \cdot h}{12} = 9.329 \cdot 10^3 \text{ мм}^4,$$

Площа середнього перетину стрижня

$$f = B \cdot H - (b \cdot h) = 450.36 \text{ мм}^2,$$

Напруги в площині шатуна

$$\sigma_x = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f} + 0.000526 \cdot \frac{\left[P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) l^2 \right]}{l_x} = 20.045 \text{ МПа},$$

Допустимі напруги в площині хитання шатуна 400 МПа.

Напруги площині перпендикулярній площині хитання шатуна

$$l_1 = 1 - \left(\frac{d_6}{2} + \frac{d_n}{2} \right) = 97,25,$$

$$\sigma_y = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f} + 0.000526 \cdot \frac{\left[P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{l_1^2}{2} \right]}{l_x} = 33.707 \text{ МПа},$$

Допустимі напруги в площині перпендикулярній площині хитання шатуна 400 МПа.

Максимальний вигинаючий момент

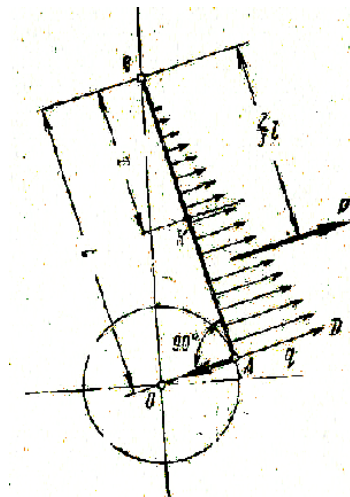


Рис. 3.4. Розрахункова схема шатуна при згинанні його силами інерції

Сила інерції елементів стрижня шатуна

$$q = f \cdot \gamma \cdot r \cdot \left(\frac{n}{300} \right)^2 \cdot 9.8 = 172.322 \text{ Н},$$

де r – радіус кривошипа, мм; $\gamma = 7,85 \cdot 10^{-6}$ – питома вага сталі, кг/мм³.

$$M_m = \frac{q \cdot l^2}{16} = 152516.159 \text{ м},$$

Момент оперу перерізу шатуна, відповідного максимального моменту від згинання. Небезпечний переріз знаходиться на відстані $0,557 l$ від точки В. Геометричні параметри небезпечного перерізу стрижня, при згинанні:

$$H = 16,38 \text{ мм}, \quad B = 26.5 \text{ мм},$$

$$b = 1.8 \text{ мм}, \quad h = 12.78 \text{ мм},$$

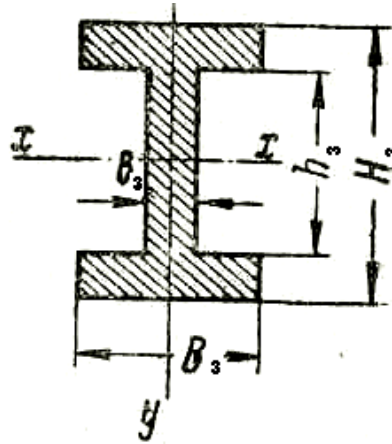


Рис. 3.5. Геометричні параметри небезпечного перерізу стрижня, при згинанні

$$W_3 = \frac{B_3 \cdot H_3 + (B_3 - b_3) \cdot h_3^3}{6 \cdot H_3} = 1709.6 \text{ мм}^4,$$

Напруга від згинання у стрижні шатуна

$$\sigma_u = \frac{M_m}{W_3} = 89.211 \text{ МПа},$$

Сумарні умові напруги

$$\sigma_\Sigma = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f} + \frac{M_m}{W_3} = 129.767 \text{ МПа},$$

Допустимі сумарні умові напруги для штампованих шатунів малого габариту з легованої сталі 220 МПа.

3.4.3 Розрахунок верхньої та нижньої головки шатуна

Напруги верхньої голівки шатуна від розтягування

$$\sigma_p = \frac{P_j \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f_b} = 15.876 \text{ МПа},$$

де: P_j – максимальне абсолютне значення сили інерції МПа,

Допустимі навантаження розтягування до 40 МПа.

Площа небезпечного перерізу верхньої голівки шатуна

$$f_b = (d_n - d_e) \cdot l_e = 119,2 \text{ мм}^2.$$

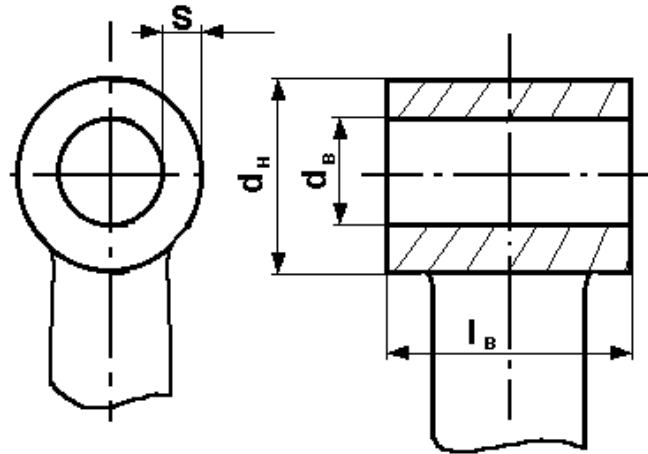


Рис. 3.6. Ескіз верхньої голівки шатуна

Середній діаметр верхньої головки

$$d_s = \frac{(d_n + d_e)}{2} = 21,75 \text{ мм}.$$

Модуль пружності легованої сталі

$$E = 2,1 \cdot 10^5.$$

Момент інерції перетину верхньої головки

$$I = 0,01 \cdot l_e (d_n - d_e)^3 = 24,148 \text{ мм}^3,$$

$$\delta = 0,017 \cdot \frac{P_j \cdot d_s^2}{E \cdot I} = 0,7 \cdot 10^{-6} \text{ мм},$$

Відносна деформація верхньої головки шатуна не повинна перевищувати 0,0005 мм.

Максимальний питомий тиск на вкладиш верхньої головки шатуна

Довжина фаски вкладиша $l = 1,6 \text{ мм}$

Робоча довжина вкладиша

$$l_{вк} = l_b - (2 \cdot l_f) = 23,3 \text{ мм},$$

$$K = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{l_{вк} \cdot d_p} = 47,509 \text{ МПа},$$

Площа небезпечного перерізу нижньої голівки шатуна

$$F = \frac{(d_3 - [d_u + (2 \cdot t)])}{2} l_h = 159 \text{ мм}^2,$$

Момент опору небезпечного перерізу нижньої голівки

$$W_h = \frac{(d_3 - [d_u + (2 \cdot t)])}{6} l_h^2 = 159 \text{ мм}^3,$$

Допустимий максимальний питомий тиск на вкладиш

Сумарні напруги нижньої голівки шатуна від згинання та стиску

$$\sigma_{\Sigma} = \left(\frac{0.0236 \cdot l_{\phi}}{W_h} + \frac{0.5}{F} \right) \cdot P_j = 0.004 \text{ МПа},$$

Допустимі напруги до 80 МПа.

Відносна деформація нижньої головки шатуна

$$l = \frac{\left[l_h \cdot \left(\frac{(d_3 - (d_u + (2 \cdot t)))}{2} \right)^3 \right]}{12} = 77 \text{ мм}^3,$$

$$\delta = 0.017 \cdot \frac{P_j \cdot l_{\phi}^2}{E \cdot l} = 0.1 \cdot 10^{-6} \text{ мм},$$

Відносна деформація нижньої головки шатуна не повинна перевищувати 0,0005 мм/мм.

3.5 Розрахунок на міцність колінчатого валу

Розрахунок на міцність колінчатого валу проводиться в трьох «небезпечних» положеннях:

1. В верхньому мертвому положенні при найбільшому значенні радіального зусилля, дорівнюючого P_z МПа, тобто припускаючи $P_j = 0$ (пускові умови);
2. В положенні максимального значення тангенціального зусилля обчислюємого коліна;
3. В положенні валу, відповідному найбільшому значенню тангенціального зусилля всього двигуна.

В одноциліндровому двигуні дотична сила дорівнює сумарній дотичній силі тому розрахунок в третьому положенні не проводиться.

3.5.1 Розрахунок колінчатого валу в першому положенні

Основні конструктивні параметри

Діаметр та довжина корінної шийки з сторони відбору потужності:

$$d_k = 30 \text{ мм}, l_k = 44.5 \text{ мм}.$$

Діаметр та довжина корінної шийки з сторони протилежної відбору потужності: $d'_k = 25 \text{ мм}, l'_k = 16.5 \text{ мм}.$

Діаметр $d_{ш} = 27 \text{ мм}.$

Довжина шатунної шийки $l_{ш} = 27 \text{ мм}.$

Товщина щоки $h = 25 \text{ мм}.$

Радіус кривошипа $r = 31 \text{ мм}.$

Ширина щоки $b = 35 \text{ мм}.$

Відстань між серединами корінних шийок $L = 109 \text{ мм}.$

Відстань від середини корінної шийки до середини щоки

зі сторони відбору потужності $a_1 = 34.5 \text{ мм},$

зі сторони протилежної відбору потужності $a'_1 = 20.75 \text{ мм}$

Відстань від середини корінної шийки до щоки

зі сторони відбору потужності $a = 22,25 \text{ мм};$

зі сторони протилежної відбору потужності $a' = 8.25 \text{ мм}.$

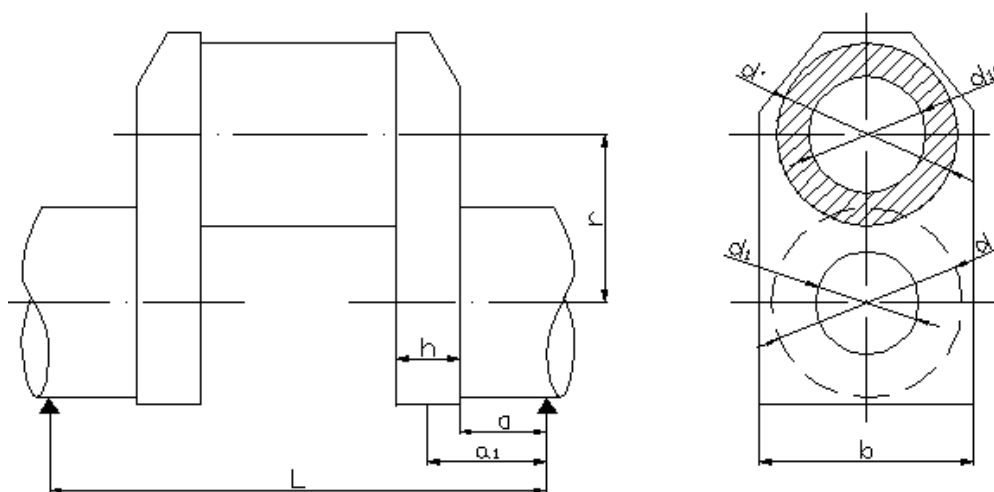


Рис. 3.7. До розрахунку колінчатого валу

Згинаючий момент на корінній шийці

$$M_{u1} = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a + h + \frac{l_u}{2} \right)}{L} \cdot a = 174300.78 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Момент опору шийки

$$W = 0.1 \cdot \frac{d_k^4 - d_{k1}^4}{d_k} = 2695.385 \text{ мм}^3,$$

де $d_{k1} = 6.1 \text{ мм}$ – діаметр отвору в шийці

Напруга від згинання

$$\sigma_u = \frac{M_{u1}}{W} = 64.666 \text{ МПа}.$$

Крутний момент в шийці

$$M_k = T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r = 1274.788 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

де $T_z = 0.0101$ – абсолютне значення дотичної сили в момент пуску, МПа.

Полярний момент опору перетину шийки

$$W_n = 2 \cdot W = 5390.769 \text{ мм}^3.$$

Напруга від кручення

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_n} = 0.236 \text{ МПа}.$$

Складне навантаження на шийці

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = 64.668 \text{ МПа}.$$

Розрахунок рамової шийки з боку протилежного відбору потужності

Згинаючий момент на корінній шийці

$$M_{u2} = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a + h + \frac{l_u}{2} \right)}{L} \cdot a = 83982.322 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Момент опору шийки

$$W = 0.1 \cdot d_k^3 = 1562.5 \text{ мм}^3.$$

Напруга від згинання

					КРМ.142.6221м.25.11.03.ПЗ.	Лист
						49
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$\sigma_u = \frac{M_{u2}}{W} = 31.158 \text{ МПа.}$$

Крутний момент в шийці

$$M_k = T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r = 1274.788.$$

Полярний момент опору перетину шийки

$$W_n = 2 \cdot W = 3125 \text{ мм}^3.$$

Напруга від кручення

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_n} = 0.408 \text{ МПа.}$$

Сумарне навантаження на шийці

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = 31.169 \text{ МПа.}$$

Корінна шийка зі сторони відбору потужності має більшу довжину, внаслідок застосування на ній підшипника ковзання, тому розрахунок надалі проводиться для неї, як для найбільш навантаженої, що підтверджує порівняння сумарних навантажень корінних шийок.

Розрахунок щоки коліна

Згинаючий момент від реакції P_z на плече a_1

$$M_u = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a + h + \frac{l_u}{2} \right)}{L} \cdot a_1 = 270264.097 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Момент опору щоки

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} = 3645.833 \text{ мм}^3.$$

Напруга від згинання

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = 74.13 \text{ МПа.}$$

Згинаючий момент від тангенціальної сили

$$M_u = T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r = 1274.788 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Момент опору щоки

					КРМ.142.6221м.25.11.03.ПЗ.	Лист
						50
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$W = \frac{h \cdot b^2}{6} = 5104.167 \text{ мм}^3.$$

Напруга від згинання

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = 0.25 \text{ МПа.}$$

Напруга від стиску силою $P_z/2$

$$\sigma_{cm} = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{2 \cdot b \cdot h} = 10.437 \text{ МПа.}$$

Сумарне навантаження в щопі

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_u + \sigma_u' + \sigma_{cm} = 84.816 \text{ МПа.}$$

Розрахунок мотильової шийки

Згинаючий момент від сили P_z

$$M = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot l_u}{4} = 123287,179 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

Момент опору шийки

$$W = 0.1 \cdot \frac{d_u^4 - d_{u1}^4}{d_u} = 1967,352 \text{ мм}^3,$$

де $d_{u1} = 4 \text{ мм}$ діаметр отвору в шийці.

Напруга від згинання

$$\sigma_u = \frac{M}{W} = 62.667 \text{ МПа,}$$

Крутний момент в шийці

$$M_{\kappa} = T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r = 1274.788 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

де T_z – абсолютне значення дотичної сили в момент пуску, МПа.

Полярний момент опору перетину шийки

$$W_n = 2 \cdot W = 3934,704 \text{ мм}^3,$$

Напруга від кручення

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_n} = 0.324 \text{ МПа.}$$

Сумарне навантаження на шийці

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = 62.67 \text{ МПа.}$$

3.5.2 Розрахунок колінчатого валу в другому положенні

Згинаючий момент на корінній шийці від сил T та Z

$$M_{1u} = T \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a + h + \frac{l_u}{2} \right)}{L} \cdot a = 56300 \text{ Н·мм,}$$

де $T = 1,3413 \text{ МПа}$ – максимальне абсолютне значення дотичної сили.

$$M_{2u} = Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a + h + \frac{l_u}{2} \right)}{L} \cdot a = 62788.681 \text{ Н·мм,}$$

де $Z = 1,6635 \text{ МПа}$ – значення радіальної сили, що відповідає максимальному значенню сили T .

Сумарний згинаючий момент

$$M_u = \sqrt{M_{1u}^2 + M_{2u}^2} = 84333.318 \text{ Н·мм.}$$

Момент опору шийки

$$W = 0.1 \cdot \frac{d_k^4 - d_{k1}^4}{d_k} = 2695.385 \text{ мм}^3,$$

де $d_{k1} = 6.1 \text{ мм}$ – діаметр отвору в шийці.

Напруга від згинання

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = 31.288 \text{ МПа.}$$

Крутний момент в шийці

$$M_k = T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r = 1274.788 \text{ Н·мм.}$$

Полярний момент опору перетину шийки

$$W_n = 2 \cdot W = 5390.769 \text{ мм}^3.$$

Напруга від кручення

					КРМ.142.6221м.25.11.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		52

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_n} = 0.236 \text{ МПа.}$$

Складне навантаження на шийці

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = 31,292 \text{ МПа.}$$

Розрахунок щоки коліна

Згинаючий момент від реакції Z на плече a_1

$$M_u = Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a + h + \frac{l_u}{2} \right)}{L} \cdot a_1 = 97357,731 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Момент опору щоки

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} = 3645.833 \text{ мм}^3.$$

Напруга від згинання

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = 26.704 \text{ МПа.}$$

Згинаючий момент від тангенціальної сили

$$M'_u = T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r = 1274.788 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Момент опору щоки

$$W' = \frac{h \cdot b^2}{6} = 5104.167 \text{ мм}^3.$$

Напруга від згинання

$$\sigma'_u = \frac{M'_u}{W'} = 0.25 \text{ МПа.}$$

Напруга від стиску силою $Z/2$

$$\sigma_{cm} = \frac{Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{2 \cdot b \cdot h} = 3,76 \text{ МПа.}$$

Сумарне навантаження в щоці

$$\sigma_\Sigma = \sigma_u + \sigma'_u + \sigma_{cm} = 30,713 \text{ МПа,}$$

Момент від скручення щоки силою T на плече a_1

$$M_k = T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a + h + \frac{l_u}{2} \right)}{L} \cdot a_1 = 608.486 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Полярний момент опору перетину шийки

$$W_n = \frac{2}{9} \cdot b \cdot h^2 = 4861.111 \text{ мм}^3.$$

Максимальна напруга на середині широкої сторони щоби

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_n} = 0.125 \text{ МПа}.$$

Сумарне навантаження на середині щоби

$$\sigma_c = \sqrt{(\sigma_u + \sigma_{cm})^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = 4.071 \text{ МПа}.$$

Для вузької сторони щоби

$$W_n = \frac{2}{9} \cdot b^2 \cdot h = 6805.556 \text{ мм}^3.$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_n} = 0.089 \text{ МПа}$$

$$\sigma_c = \sqrt{(\sigma_u + \sigma_{cm})^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = 4.054 \text{ МПа}.$$

Розрахунок мотилевої шийки

Шийка згинається моментами у взаємо-перпендикулярних площинах

$$M_u = \frac{T \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot L}{4} = 160764.356 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

$$M_u = \frac{Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot L}{4} = 179292.754 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Сумарний згинаючий момент

$$M_u = \sqrt{M_u^2 + M_u^2} = 253558.244 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Момент опору шийки

$$W = 0.1 \cdot \frac{d_{u1}^4 - d_{u2}^4}{d_{u1}} = 1967.352 \text{ мм}^3.$$

Напруга від згинання

					КРМ.142.6221м.25.11.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		54

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = 128,883 \text{ МПа.}$$

Крутний момент в шийці

$$M_k = T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r = 1274.788 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Полярний момент опору перетину шийки

$$W_n = 2 \cdot W = 3934,704 \text{ мм}^3.$$

Напруга від кручення

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_n} = 0.324 \text{ МПа.}$$

Сумарне навантаження на шийці

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = 128,885 \text{ МПа.}$$

3.6. Висновок до розділу

У розділі 3 було проведено комплексний розрахунок на міцність основних деталей ЦПГ двигуна МС-10, а саме: поршня, поршневого пальця, шатуна та колінчастого валу. Розрахунки виконувались для найбільш навантажених режимів роботи двигуна – номінальної потужності та максимальної частоти обертання.

В результаті розрахунків отримано наступні основні результати:

Для поршня:

Розрахункові напруження стиску в стінках голівки (6.8 МПа), згину в днищі (4.1 МПа) та питомий тиск на юбку (0.33 МПа) не перевищують допустимих значень для алюмінієвого сплаву.

Питомий тиск на опорній поверхні бобишок (15.9 МПа) перевищує допустимий для алюмінію, що обумовлює необхідність застосування бронзових втулок для відповідності вимогам міцності.

Сумарні температурні напруження (133.7 МПа) знаходяться в межах допустимого для алюмінієвих поршнів (150 МПа).

Для поршневого пальця:

					КРМ.142.6221м.25.11.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		55

Напруження згину (76.8 МПа) та зрізу (27.5 МПа) не перевищують допустимих значень для вуглецевої сталі (120 МПа та 50...60 МПа відповідно).

Відносна деформація пальця (0.0015) значно менша за гранично допустиму (0.02), що свідчить про достатню жорсткість конструкції.

Для шатуна:

Напруження в стрижні шатуна в площині хитання (212.4 МПа) та в перпендикулярній площині (186.8 МПа) знаходяться в допустимих межах (400 МПа).

Сумарні умовні напруження в стрижні (215.8 МПа) також не перевищують допустимі для легованої сталі (220 МПа).

Напруження розтягу в верхній головці (15.6 МПа) та сумарні напруження в нижній головці (36.5 МПа) знаходяться в межах норми (40 МПа та 80 МПа відповідно).

Відносні деформації верхньої (0.00042) та нижньої (0.00029) головок не перевищують критичне значення (0.0005).

Для колінчатого валу:

Розрахунки, проведені для двох найбільш небезпечних положень, показали, що максимальні сумарні напруження в корінній (33.7 МПа) та шатунній (32.6 МПа) шийках, а також у щоках (55.8 МПа) значно нижчі за границю міцності для сталевих кованих валів. Це свідчить про значний запас міцності.

Таким чином, проведені розрахунки на міцність підтверджують, що конструкції основних деталей ЦПГ двигуна МС-10 забезпечують достатню міцність і надійність при експлуатації на розрахункових режимах. Усі отримані розрахункові значення напружень та деформацій не перевищують допустимих меж для відповідних матеріалів, а в більшості випадків мають значний запас. Єдиним конструктивним удосконаленням, виявленим в ході розрахунків, є необхідність встановлення бронзових втулок в бобишках поршня для зниження питомого тиску.

РОЗДІЛ 4. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КУТА ВИПЕРЕДЖЕННЯ ЗАПАЛЮВАННЯ НА МІЦНІСТЬ ДЕТАЛЕЙ ЦПГ ДВИГУНА МС-10

4.1 Сутність та значення кута випередження запалювання

Кут випередження запалювання (КВЗ) є одним з ключових параметрів, що визначають ефективність роботи двигунів внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням. Під цим поняттям розуміють кут повороту колінчатого валу від моменту появи іскри на свічах запалювання до досягнення поршнем верхньої мертвої точки (ВМТ).

Для кожного типу двигуна існує оптимальне значення КВЗ, яке забезпечує максимальну потужність або мінімальну витрату палива при певних режимах роботи. Відхилення від оптимального значення КВЗ призводить до значного зниження ефективності роботи двигуна, оскільки процес згоряння паливно-повітряної суміші відбувається в неоптимальній фазі робочого циклу.

Зі збільшенням частоти обертання колінчастого валу суттєво змінюються умови протікання робочого циклу двигуна. При підвищенні швидкості обертання час, відведений на здійснення повного циклу (впуск, стиск, згоряння, розширення, випуск), прогресивно скорочується. Це призводить до того, що фаза згоряння паливно-повітряної суміші, яка включає формування осередку горіння, поширення фронту полум'я та повне згоряння заряду, має відбуватися в значно коротший проміжок часу.

Фізично час, необхідний для повного згоряння суміші, залишається практично незмінним для конкретних умов (складу суміші, турбулентності в камері згоряння тощо). Оскільки при збільшенні обертів весь робочий цикл стискається у часі, запалення суміші має відбуватися раніше, щоб компенсувати цю різницю. Інакше основним наслідком буде зміщення фази максимального тиску в область пізніших кутів повороту колінчастого валу після ВМТ, що призводить до значного зниження ефективності перетворення теплової енергії в механічну роботу.

Таким чином, для підтримання оптимального положення ($10...18^\circ$ після ВМТ) максимуму тиску в циліндрі на всіх експлуатаційних режимах необхідно збільшувати кут випередження запалювання пропорційно зростанню частоти обертання. Це забезпечує своєчасне ініціювання процесу горіння, дозволяючи йому розвиватися та завершуватися в оптимальній фазі робочого циклу для отримання максимальної потужності та економічності.

На рис. 4.1 продемонстровано ідеалізований характер впливу КВЗ на крутний момент та ефективну витрату пального двигуном.



Рис. 4.1. Вплив КВЗ на крутний момент та ефективну витрату пального

Правильно підібраний кут випередження запалювання безпосередньо впливає на енергетичні та економічні показники двигуна. У міру збільшення КВЗ до певної критичної межі спостерігається позитивна динаміка: крутний момент на валу двигуна зростає, а питома витрата палива знижується. Це пов'язано з тим, що процес згоряння все більш точно синхронізується з ідеальною фазою робочого циклу, забезпечуючи ефективне перетворення енергії палива.

Однак після досягнення оптимального значення КВЗ подальше його збільшення призводить до виникнення негативного та небезпечного явища — детонації. Детонація характеризується надзвичайно високою швидкістю горіння (до $2000...2500$ м/с), що набуває вибухового характеру. Замість контрольованого поширення фронту полум'я від свічки запалювання, паливно-

повітряна суміш миттєво спалахує в усіх частинах камери згоряння під впливом критично високих тиску і температури.

Цей процес супроводжується різким ударним навантаженням на деталі ЦПГ – поршень, пальці, шатун, клапани. Сильні ударні хвилі, що утворюються під час детонації, мають руйнівний вплив: вони пошкоджують поверхні циліндра, порушують цілісність поршневих кілець, призводять до тріщин у головці блоку циліндрів. Крім механічних пошкоджень, детонація викликає інтенсивний локальний перегрів деталей, значно знижує загальну потужність двигуна та може стати причиною його повного виходу з ладу. Тому недопущення детонації є основним обмеженням при встановленні гранично допустимих значень КВЗ.

Чим ближче до ВМТ завершується фаза згоряння, тим більша частина виділеної теплової енергії використовується ефективно, створюючи тиск на поршень протягом усього робочого ходу. Експериментальні дослідження підтверджують, що для досягнення максимальної потужності піковий тиск у циліндрі має досягатися при положенні колінчастого валу в діапазоні 10–18° після ВМТ.

Оскільки поширення фронту полум'я відбувається з кінцевою швидкістю, для досягнення такого співвідношення необхідно ініціювати запалення суміші заздалегідь. Розрахунок необхідного випередження проводиться з урахуванням Швидкості горіння паливно-повітряної суміші, ступеня стиснення двигуна та частоти обертання колінчастого валу. Зі збільшенням швидкості розповсюдження фронту полум'я і ступеня стиснення КВЗ зменшується.

Якщо КВЗ менший від оптимального, паливо не встигає повністю згоріти під час робочого ходу і догоряє вже на такті випуску. Це стає причиною зростання температури та тиску відпрацьованих газів (рис. 4.2), що веде до перегріву випускної системи, падіння потужності двигуна та підвищення паливного апетиту (рис. 4.3) [5].

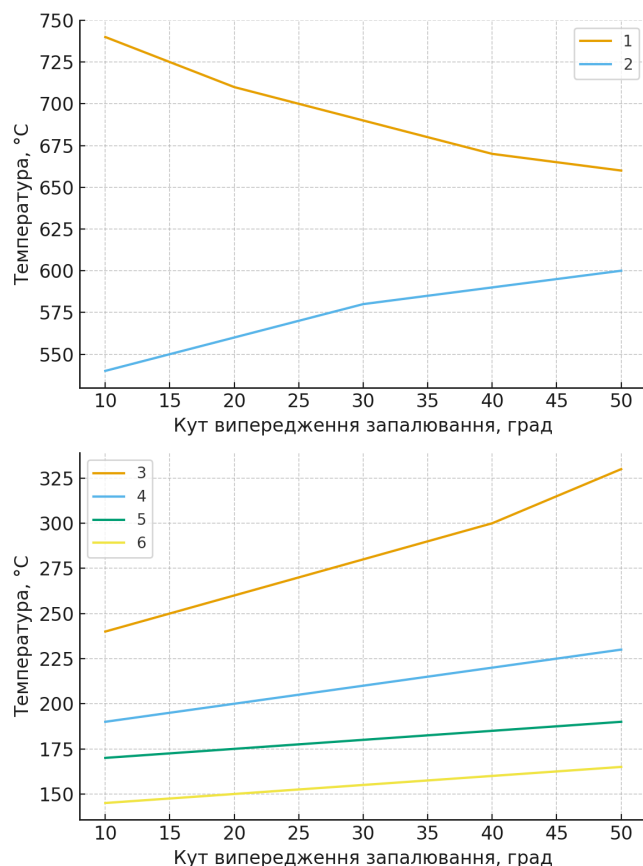


Рис. 4.2. Вплив кута випередження запалювання на температуру окремих деталей: 1 – випускні гази; 2 – центр випускного клапана; 3 – центр днища поршня; 4 – сідло випускного клапана; 5 – перемичка головки між випускними клапанами; 6 – перемичка головки між випускними і впускними клапанами

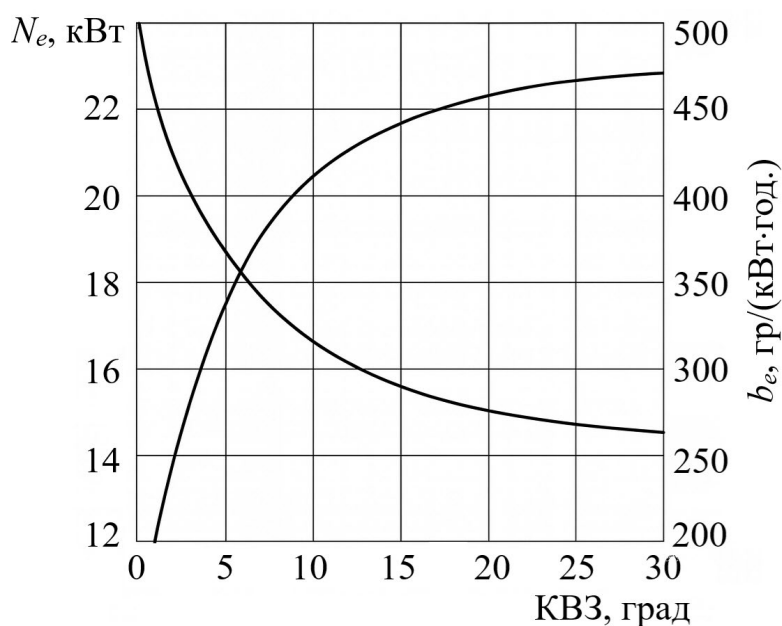


Рис. 4.3. Вплив KB3 на потужність двигуна N_e та питому ефективну витрату пального b_e

Якщо запалення відбувається занадто рано (КВЗ занадто великий), це також спричиняє падіння потужності двигуна. Одночасно нагрівається паливно-повітряна суміш, що значно підвищує ризик виникнення детонаційного згоряння.

На практиці одним із методів боротьби з детонацією, спричиненою використанням палива з недостатніми антидетонаційними якостями, є корекція кута випередження запалювання у бік його зменшення.

Графік на рис. 4.4 ілюструє, як змінюється кут випередження запалювання в залежності від швидкості обертання колінчатого валу в 4-тактному бензиновому двигуні.

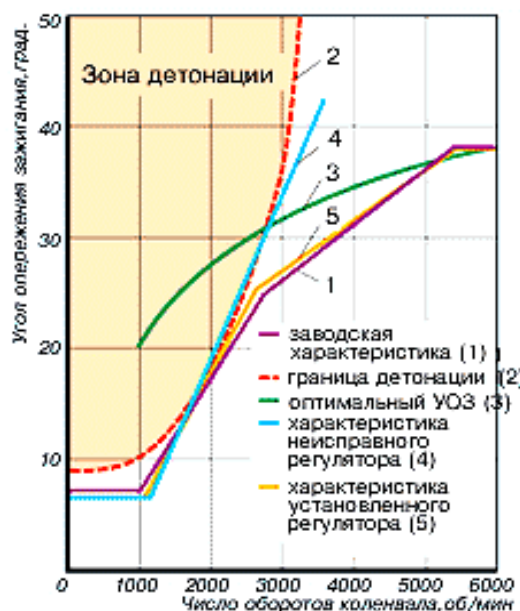


Рис. 4.4. Залежність КВЗ від частоти обертання колінчатого валу двигуна

На графіку (див. рис. 4.4) різні режими роботи системи запалювання відображені окремими кривими: лінії 1 та 5 демонструють динаміку КВЗ для різних конструктивних виконань системи; лінія 4 відповідає роботі з несправним вакуумним регулятором, що викривляє нормальну характеристику; лінія 3 відображає ідеальну, але практично недосяжну характеристику КВЗ для цього двигуна, оскільки її реалізації перешкоджає зона детонації, розташована ліворуч від лінії 2.

Регулювання КВЗ у карбюраторних двигунах здійснювалося за допомогою механічних пристроїв: вакуумних та відцентрових регуляторів, а також октан-коректорів [5, 9]. На противагу цьому, сучасні інжекторні двигуни управляються електронним блоком керування (ЕБК). Він безперервно обчислює оптимальний КВЗ, спираючись на попередньо закладені алгоритми та інформацію від цілої низки датчиків. До них належать датчики положення колінчатого та розподільного валів, детонації, температури, тиску, витрати повітря та інші. Набір сенсорів може відрізнятися залежно від моделі автомобіля.

Сучасна архітектура також передбачає індивідуальну котушку запалювання для кожної свічки. Ця технологія надає ЕБК можливість встановлювати точний кут випередження запалювання для кожного циліндра окремо, що підвищує ефективність роботи двигуна [5].

На основі сигналів від датчиків положення колінчастого та розподільного валів ЕБК оцінює частоту обертання колінчастого валу двигуна і миттєво корегує КВЗ відповідно до закладених у нього карт [6].

При збільшенні навантаження на двигун ЕБК корегує КВЗ, спираючись на дані про масову витрату повітря, які надходять з відповідного датчика. Для точнішої оптимізації цього процесу та запобігання детонаційному згорянню використовується сигнал від датчика детонації. Крім того, ЕБК враховує інформацію з інших датчиків, що дозволяє комплексно оцінювати режими роботи силового агрегату.

Графік на рис. 1.5 демонструє, як кут випередження запалювання змінюється залежно від швидкості обертання колінчатого валу двигуна та положення дросельної заслінки. При 4500 об/хв з КВЗ = 38° та повністю закритій і при повністю відкритій дросельній заслінці.

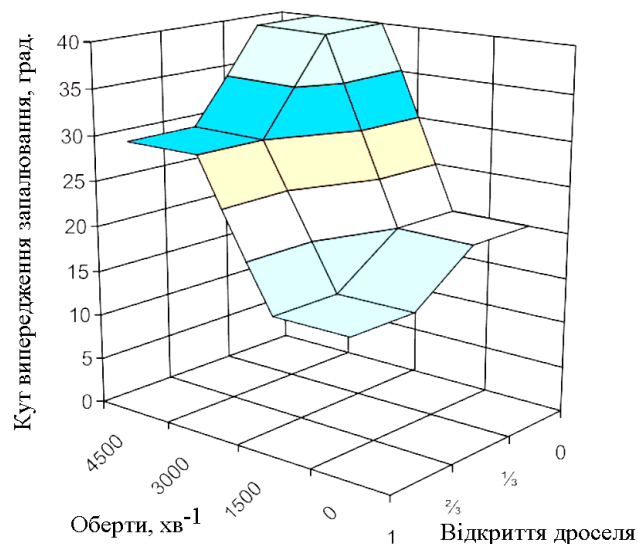


Рис. 4.5. Графік залежності КВЗ від частоти обертання колінчатого валу двигуна та положення дросельної заслінки

4.2 Аналіз теплових і динамічних навантажень двигуна в залежності від кута запалювання

У рамках проведеного теплового розрахунку двигуна МС-10 в другому розділі за базове (прототипне) значення КВЗ було прийнято величину $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 25^\circ$. Однак, аналіз науково-технічної літератури свідчить, що для двотактних та чотиритактних двигунів внутрішнього згоряння при аналогічних частотах обертання КВЗ може досягати значень до $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 40^\circ$. Виходячи з цього, була сформульована задача дослідити вплив зміни кута випередження запалювання в двигуні МС-10 на напружено-деформований стан та запас міцності його ключових деталей, таких як поршень, циліндрова втулка та поршневий палець.

Для дослідження впливу кута випередження запалювання було виконано серію теплових та динамічних розрахунків. Розрахунки проводилися для п'яти значень кута ($\Delta\varphi_{\text{оп}} = 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ, 35^\circ$ та 40°). Для кожного з цих випадків було визначено відповідні значення кута початку та кута закінчення згорання. Усі інші вихідні параметри для теплового розрахунку залишалися незмінними.

Наступним етапом є визначення з протоколів теплового розрахунку параметрів, необхідних для розрахунків на міцність (розділ 3). До них належать максимальний тиск згорання (p_z) та середній індикаторний тиск (p_i). Отримані значення заносяться до табл. 4.1.

Таблиця 4.1. Залежність тисків від КВЗ в діапазоні 20...40°

Значення тисків, МПа	$\Delta\varphi_{оп}$, град. п.к.в.				
	20	25	30	35	40
p_z	3,301	3,832	4,277	5,102	5,588
p_i	0,695	0,754	0,795	0,810	0,807

На підставі результатів динамічного розрахунку були побудовані графіки сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі двигуна, які представлені на рис. 4.6...4.9.

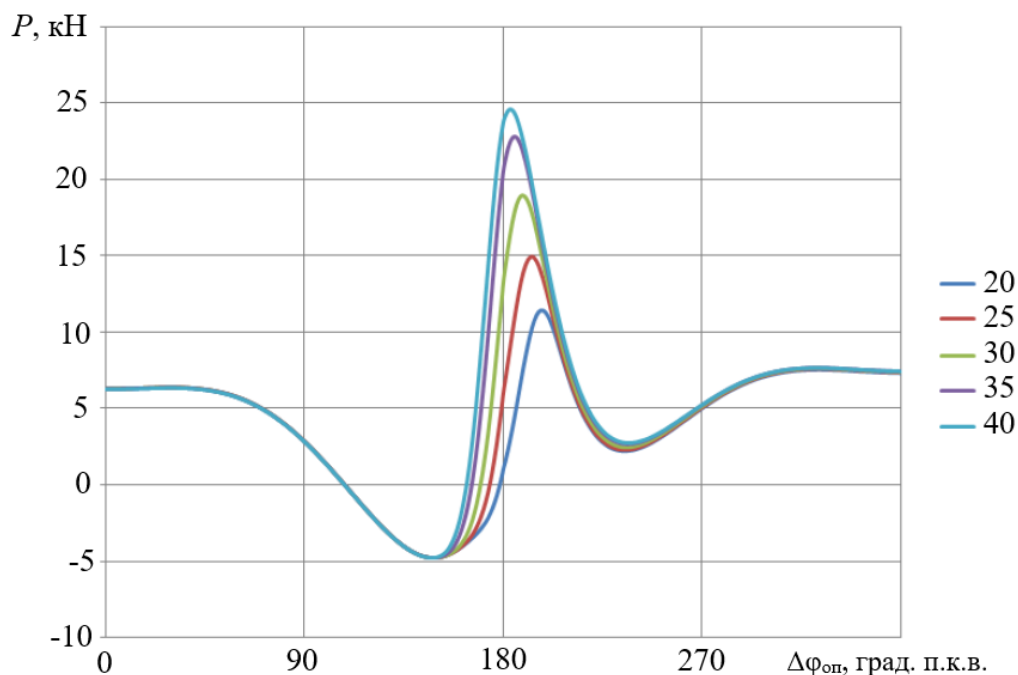


Рис. 4.6. Сила P , що діє на поршень, при КВЗ в діапазоні 20...40°

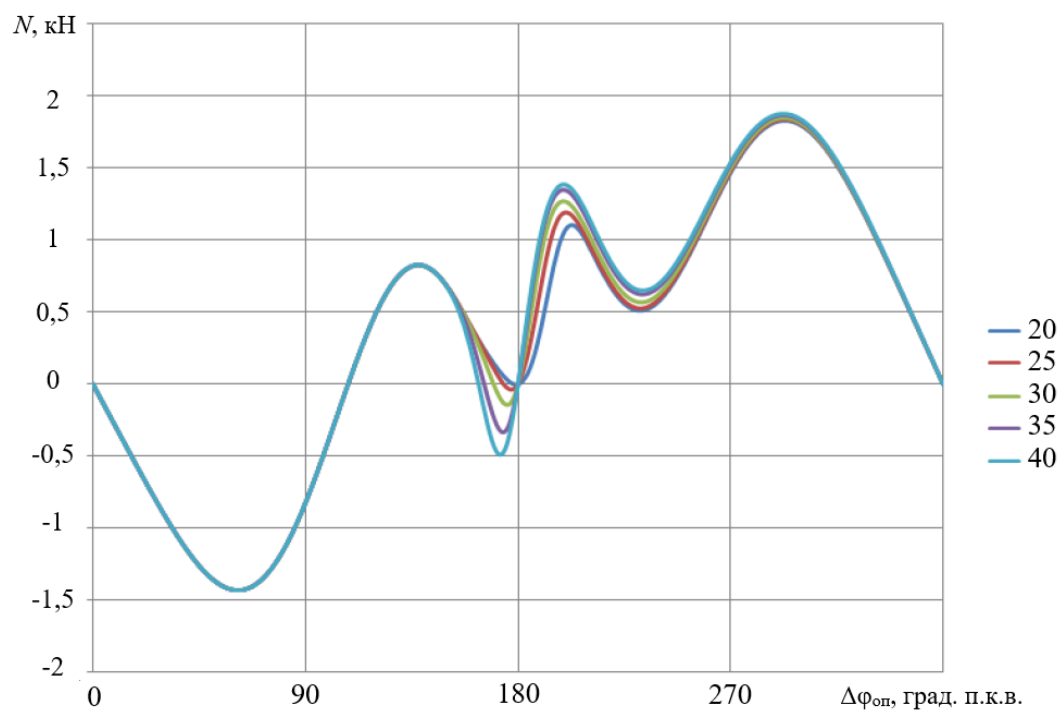


Рис. 4.7. Сила N , що діє на поршень, при KB3 в діапазоні 20...40°

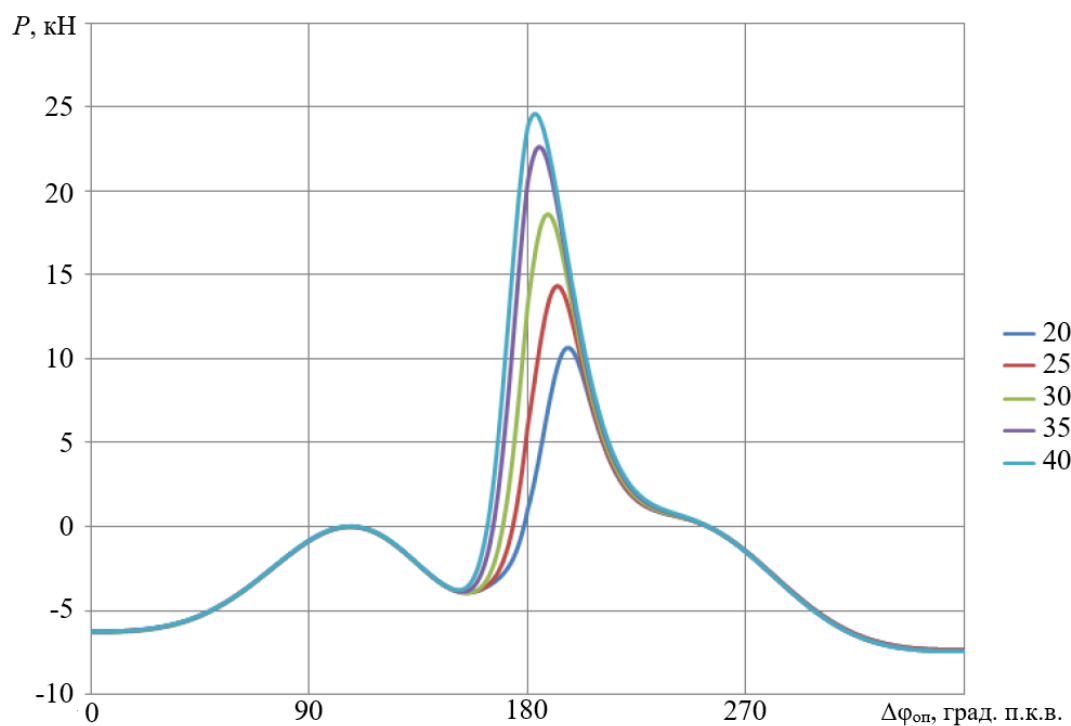


Рис. 4.8. Сила P , що діє на колінчатий вал, при KB3 в діапазоні 20...40°

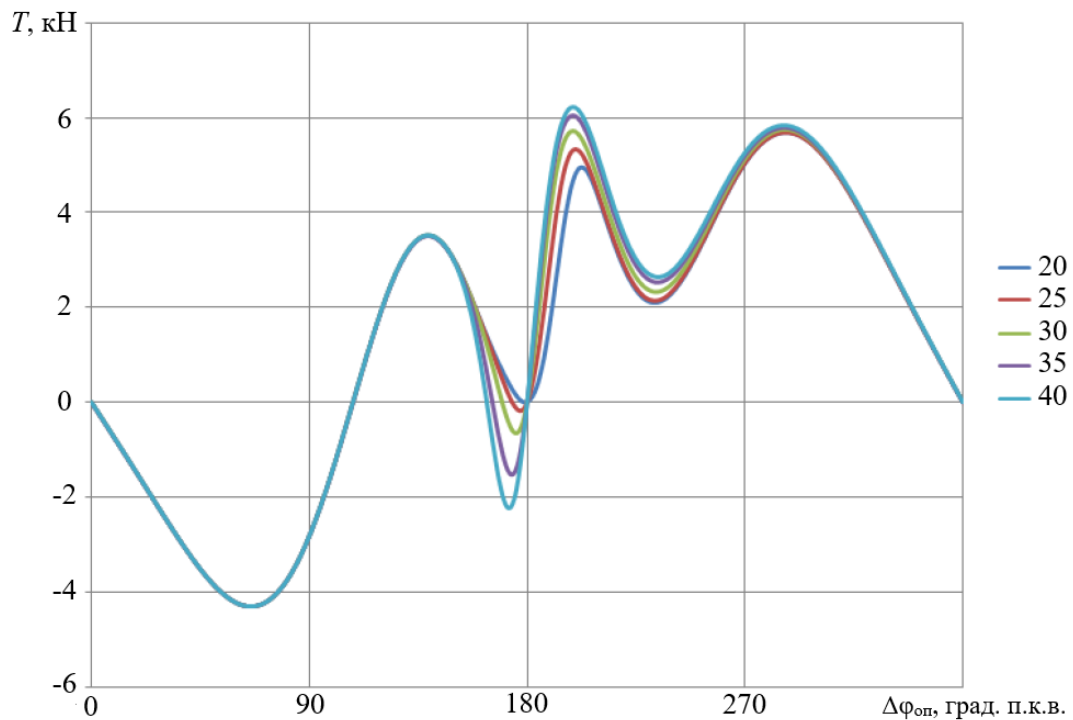


Рис. 4.9. Сила T , що діє на колінчатий вал, при КВЗ в діапазоні $20...40^\circ$

Аналіз рис. 4.6...4.9 дозволяє зробити такі висновки щодо впливу КВЗ на динамічні навантаження в КШМ двигуна МС-10. Збільшення КВЗ від 20° до 40° призводить до суттєвої зміни величини сил, що діють у механізмі. Особливо це стосується зміни сили P , яка діє на поршень та колінчатий вал (див. рис. 4.6, 4.8). Це пов'язано зі зміною фазування процесу згоряння та зростанням максимального тиску в циліндрі. При $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 40^\circ$ сила P досягає найвищих значень, що вказує на значне зростання навантаження на поршневу групу. Максимальне значення нормальної сили N , що діє на поршень практично не змінюється (див. рис. 4.7). Дотична сила T , що діє на колінчатий вал зростає зі збільшенням КВЗ, хоча і не так інтенсивно, як збільшується сила P . Зростання всіх аналізованих сил із збільшенням КВЗ свідчить про підвищення циклічних навантажень на деталі ЦПГ, збільшення напружень у конструкційних елементах, потенційне зниження запасу міцності деталей ЦПГ. Отримані залежності підтверджують необхідність компромісу при виборі КВЗ – між поліпшенням енергетичних показників (зростання тиску) та забезпеченням довговічності деталей ЦПГ.

Відповідно до методики, викладеної в розділі 3, було проведено комплексний розрахунок навантажень, що діють на ключові елементи циліндропоршневої групи двигуна МС-10: поршень, поршневий палець та циліндрову втулку. На основі отриманих даних було визначено граничні напруження в матеріалах деталей та розраховано відповідні коефіцієнти запасу міцності для кожного з досліджуваних елементів. Отримані кількісні результати, що характеризують здатність деталей протидіяти руйнуванню при експлуатаційних навантаженнях, систематизовано та наведено в табл. 4.2...4.4.

Таблиця 4.2. Коефіцієнти запасу міцності поршня двигуна МС-10

Коефіцієнти запасу міцності	$\Delta\varphi_{оп}$, град. п.к.в.				
	20	25	30	35	40
за сумарним напруженням в днищі поршня	2,04	1,83	1,68	1,47	1,36
за напруженням стиснення в перетині х-х	1,32	1,18	1,11	0,95	0,88
за напруженням розриву в перетині х-х	1,98	1,98	1,98	1,98	1,98
складне напруження верхньої кільцевої перемички	4,23	3,81	3,48	3,03	2,82

Таблиця 4.3. Коефіцієнти запасу міцності циліндрової втулки двигуна МС-10

Коефіцієнти запасу міцності	$\Delta\varphi_{оп}$, град. п.к.в.				
	20	25	30	35	40
сумарного напруження від розтягу і вигину в стінках несучого циліндра	3,13	2,82	2,60	2,28	2,12
сумарного напруження від тиску газів і перепаду температур на зовнішній поверхні циліндрової втулки	1,17	1,12	1,11	1,03	1,09
сумарного напруження від тиску газів і перепаду температур на внутрішній поверхні циліндрової втулки	3,41	3,81	4,26	5,42	6,45

Таблиця 4.4. Коефіцієнти запасу міцності поршневого пальця двигуна МС-10

Коефіцієнти запасу міцності	$\Delta\varphi_{оп}$, град. п.к.в.				
	20	25	30	35	40
питомого тиску між втулкою шатуна і опорними поверхнями пальця	1,20	1,03	0,92	0,77	0,70
питомого тиску між втулкою шатуна і опорними поверхнями пальця	1,91	1,63	1,46	1,22	1,11
напруження вигину в середньому перетині па-	1,22	1,05	0,94	0,78	0,71

льця					
максимальних дотичних напружень	3,45	2,97	2,66	2,23	2,03
напруження овалізації на зовнішній поверхні пальця в горизонтальній площині	41,93	36,11	32,32	27,08	24,72
напруження овалізації на зовнішній поверхні пальця у вертикальній площині	5,01	4,31	3,84	3,22	2,94
напруження овалізації на внутрішній поверхні пальця в горизонтальній площині	3,33	2,87	2,57	2,15	1,96
напруження овалізації на внутрішній поверхні пальця у вертикальній площині	10,42	8,97	8,03	6,73	6,14

4.3 Висновок до розділу

Проведене дослідження впливу кута випередження запалювання на міцність деталей ЦПГ двигуна МС-10 дозволило отримати такі основні результати:

Встановлено критичний вплив КВЗ на напружено-деформований стан деталей ЦПГ. Експериментально підтверджено, що збільшення КВЗ від 20° до 40° призводить до суттєвого зростання динамічних навантажень у кривошипно-шатунному механізмі, особливо сили P , що діє на поршень і колінчастий вал.

Виявлено закономірності зміни запасів міцності основних деталей:

- для поршня спостерігається прогресивне зниження запасів міцності днища (з 2,04 до 1,36) та перерізу х-х на стиск (з 1,32 до 0,88).
- у циліндрової втулки найбільш критичним є зниження запасу міцності від сумарного напруження на зовнішній поверхні (з 1,17 до 1,03).
- поршневий палець демонструє найбільш значне зниження запасів міцності, особливо за питомим тиском (з 1,20 до 0,70) та напруженням вигину (з 1,22 до 0,71).

Визначено граничні значення КВЗ для безпечної експлуатації. При КВЗ = 40° більшість розрахункових коефіцієнтів запасу міцності наближаються або опускаються нижче одиниці, що свідчить про неприпустимість такого режиму експлуатації.

Обґрунтовано необхідність компромісу при виборі КВЗ між енергетичними показниками двигуна (які покращуються із збільшенням КВЗ) та гарантією довговічності деталей ЦПГ.

Отримані результати свідчать про доцільність обмеження максимального значення КВЗ для двигуна МС-10 рівнем 28...30°, що забезпечує оптимальне співвідношення між потужнісними характеристиками та ресурсом деталей ЦПГ.

					КРМ.142.6221м.25.11.04.ПЗ.	Лист
						69
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ НАУКОВО-ДОСЛІДНОЇ РОБОТИ

5.1 Вступ

Науково-дослідна робота (НДР), присвячена розрахунку на міцність деталей циліндро-поршневої групи двигуна МС-10, має теоретичний характер і спрямована на вдосконалення методів розрахунків та аналізу напружено-деформованого стану критичних вузлів двигуна. У цьому розділі проводиться комплексна оцінка економічної ефективності проведених досліджень, враховуючи як прямі, так і непрямі вигоди від їх впровадження.

5.2 Методика оцінки ефективності теоретичних досліджень

Для кількісної оцінки ефективності науково-дослідних робіт теоретичного характеру використовується система показників, що враховує специфіку таких розробок [10]. Основними критеріями є:

Важливість дослідження (J) – визначається актуальністю теми, її значенням для розвитку галузі та потенційним впливом на технологічний прогрес.

Складність розробки (T) – оцінюється складність вирішених наукових та методичних завдань, обсяг проведених досліджень.

Результативність (R) – ступінь виконання поставлених завдань, повнота отриманих результатів.

Показник використання результатів (n) – визначає потенційну можливість практичного застосування отриманих результатів.

Аналіз залежності між цими показниками та витратами на їх досягнення дає можливість кількісної оцінки техніко-економічної ефективності теоретичних робіт за формулою:

$$K_{\text{НДР}} = \frac{J^n \cdot R \cdot T}{B_{\text{НДР}} \cdot t_{\text{НДР}}},$$

де $K_{\text{НДР}}$ – рівень ефективності дослідження (коефіцієнт техніко-економічної ефективності робіт); J^n – важливість роботи; R – результативність роботи; T – технічна складність виконання НДР; $B_{\text{НДР}}$ – витрати на проведення НДР, тис. грн; n – показник використання результатів НДР ($n = 0$ – результати НДР не використовуються; $n = 1$ – результати НДР використовуються частково; $n = 2$ – результати НДР використовуються в дослідно-конструкторських роботах (ДКР); $n = 3$ – результати НДР можуть бути використані без проведення ДКР); $t_{\text{НДР}}$ – час, витрачений на НДР, років.

При значенні $K_{\text{НДР}} \geq 1$ науково-дослідницька робота вважається ефективною.

5.3 Вихідні дані для розрахунку ефективності

Для розрахунку економічної ефективності НДР прийняті наступні вихідні дані в табл. 5.1.

Таблиця 5.1. Значення оцінних факторів

Показник	Одиниця виміру	Значення	Примітки
Термін виконання НДР ($t_{\text{НДР}}$)	років	4/12	4 місяці
Витрати на НДР ($B_{\text{НДР}}$)	тис. грн	120,0	Заробітна плата, обладнання, матеріали
Важливість роботи (J)	бал	4	2...5
Результативність (R)	бал	3	1...4
Технічна складність (T)	бал	3	1...3
Показник використання (n)	бал	2	0...3

Оцінка важливості ґрунтується на наступних факторах: робота спрямована на вирішення проблемних питань підвищення надійності та довговічності двигунів; результати дослідження задовольняють вимоги сучасної спеціальної техніки; розроблені методики розрахунків дозволяють оптимізувати конструкцію деталей ЦПГ; отримані результати мають значний потенціал для впровадження у виробництво.

Висока результативність підтверджується: повністю виконано всі поставлені завдання дослідження; розроблено удосконалені методики розрахунків на міцність; отримано нові наукові результати, що опубліковані у фахових виданнях; створено рекомендації щодо вдосконалення конструкції деталей ЦПГ.

Висока технічна складність обумовлена: необхідністю комплексного аналізу напружено-деформованого стану; використанням складних математичних моделей та методів розрахунків; необхідністю врахування багатфакторного впливу навантажень; складністю моделювання термомеханічних процесів.

Результати НДР можуть бути використані: при проектуванні нових модифікацій двигунів; у процесі доведення та оптимізації конструкції; для розробки технологій ремонту та відновлення деталей ЦПГ; при створенні нормативно-технічної документації.

Підставляємо прийняті значення у формулу:

$$K_{\text{НДР}} = \frac{4^2 \cdot 3 \cdot 3}{120 \cdot \frac{4}{12}} = 3,6.$$

Отримане значення $K_{\text{НДР}} = 3,6$ перевищує мінімально допустиме значення 1,0, що підтверджує економічну ефективність проведеної науково-дослідної роботи.

5.4 Висновки до розділу

Проведений аналіз дозволяє зробити наступні висновки:

Розрахункове значення коефіцієнта техніко-економічної ефективності $K_{\text{НДР}} = 3,6$ підтверджує економічну доцільність проведення даної науково-дослідної роботи.

Результати дослідження мають високу важливість для розвитку галузі двигунобудування та можуть бути успішно використані в подальших дослідно-конструкторських роботах.

Запропоновані методики розрахунків дозволяють підвищити точність оцінки міцності деталей ЦПГ та оптимізувати їх конструкцію.

Потенційний економічний ефект від впровадження результатів роботи значно перевищує витрати на її проведення.

Науково-дослідна робота відповідає сучасним вимогам та може бути рекомендована до впровадження у виробничий процес.

					КРМ.142.6221м.25.11.05.ПЗ.	Лист
						73
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 6. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЛОДОЧНОГО ДВИГУНА

6.1 Вступ

Експлуатація лодочного двигуна, як джерела механічної енергії, пов'язана з низкою факторів, що можуть становити загрозу як для безпеки людей, так і для навколишнього середовища. Даний розділ присвячено аналізу основних небезпечних та шкідливих факторів, виявленню їх джерел та розробці комплексу організаційних та технічних заходів, спрямованих на забезпечення безпечних умов праці оператора та мінімізацію негативного впливу на екосистему водойм.

6.2 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів під час експлуатації

Експлуатація лодочного двигуна пов'язана з комплексом небезпечних та шкідливих факторів, що потребують ретельного аналізу та врахування при розробці заходів безпеки. Систематизація цих факторів дозволяє визначити пріоритетні напрями щодо забезпечення безпечних умов експлуатації.

Механічні фактори безпеки проявляються, перш за все, у наявності рухомих частин, зони контакту з якими становлять пряму загрозу життю та здоров'ю оператора. Гребний гвинт, що обертається з високою кутовою швидкістю, є найбільш небезпечним елементом. Травми, отримані в результаті контакту з гвинтом, зазвичай мають важкий характер. Також потенційну небезпеку становлять з'єднання валу редуктора, муфти зчеплення та інші рухомі механізми, доступ до яких може бути отриманий під час обслуговування або ремонту.

Фізичні фактори включають шум і вібрацію, що супроводжують роботу двигуна внутрішнього згорання. Рівень звукового тиску може досягати 90-105 дБА, що при тривалому впливі призводить до підвищення втомлюваності, зниження слухової чутливості та підвищення ризику розвитку професійних захворювань. Вібрація, що передається через корпус судна на оператора,

має як локальний, так і загальний характер. Її тривала дія сприяє виникненню вібраційної хвороби, порушень з боку серцево-судинної та нервової систем.

Термічні фактори пов'язані з нагріванням зовнішніх поверхонь двигуна під час експлуатації. Елементи вихлопної системи, циліндри, патрубки системи охолодження можуть нагріватися до температур, що перевищують 80-100°C. Контакт з цими поверхнями призводить до термічних опіків різного ступеня тяжкості.

Пожежовибухонебезпечні фактори обумовлені використанням легкозаймистих рідин (бензину) та мастил. Джерелами запалення можуть виступати: розжарені поверхні двигуна, іскра системи запалювання, статична електрика. Витік палива з паливної системи, порушення цілісності електропроводки створюють умови для виникнення пожежі або вибуху. Особливо небезпечним є процес заправки палива, коли утворюються паливно-повітряні суміші.

Хімічні фактори характеризуються наявністю у повітрі робочої зони шкідливих речовин, що входять до складу відпрацьованих газів. Серед них найбільш токсичними є оксид вуглецю (CO), оксиди азоту (NOx), вуглеводні (CH), альдегіди та сажа. Оксид вуглецю має високу токсичність і здатність утворювати стійке з'єднання з гемоглобіном крові, що призводить до кисневого голодування організму. Концентрація шкідливих речовин значно підвищується при експлуатації двигуна в закритих або слабкопріветрюваних приміщеннях.

Екологічні фактори пов'язані з забрудненням водного середовища та атмосферного повітря. Викиди відпрацьованих газів безпосередньо у повітря, потрапляння паливно-мастильних матеріалів у водойми через витоки або проливи призводить до деградації екосистем. Найбільшу загрозу для водних біоценозів становлять нафтопродукти, важкі метали та інші токсичні компоненти.

Психофізіологічні фактори включають фізичне та нервово-емоційне навантаження на оператора. До фізичного навантаження відносяться операції з перенесення, встановлення та запуску двигуна, особливо при використанні

					КРМ.142.6221м.25.11.06.ПЗ.	Лист
						75
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ручного стартера. Нервово-емоційне навантаження обумовлене необхідністю постійного контролю за роботою двигуна, орієнтування у водному просторі, очікуванням можливих несправностей та аварійних ситуацій.

6.3 Заходи безпеки при експлуатації лодочного двигуна

Для запобігання нещасним випадкам та професійним захворюванням при експлуатації лодочного двигуна необхідно вживати комплекс організаційних та технічних заходів безпеки.

6.3.1 Загальні вимоги безпеки

Експлуатація лодочного двигуна дозволяється особам, які пройшли відповідне навчання, медичний огляд та інструктаж з охорони праці. Перед кожним запуском двигуна необхідно проводити зовнішній огляд для виявлення витоків палива та мастильних матеріалів, перевіряти надійність кріплення двигуна до транця, стан гвинтового блоку та електропроводки. Забороняється використання двигуна при виявленні несправностей паливної системи, системи запалювання та змащення.

6.3.2 Запобігання механічному травматизму

Для виключення контакту з рухомими частинами категорично забороняється:

- запускати двигун при перебуванні людей у зоні можливого контакту з гребним гвинтом;
- проводити будь-які роботи з обслуговування двигуна при працюючому двигуні;
- усувати несправності без повного зупину та охолодження двигуна.

При роботі на глибокій воді перемикання передач слід проводити плавно, попередньо перевіривши відсутність перешкод у зоні роботи гвинта.

6.3.3 Захист від шуму та вібрації

Для зниження шкідливого впливу шуму оператор повинен використовувати індивідуальні засоби захисту органів слуху (антифони, беруші). Для зменшення вібрації необхідно:

- забезпечити правильне регулювання та балансування двигуна;
- використовувати вібропоглинаючі прокладки в місцях кріплення двигуна;
- регулярно контролювати стан гвинтового блоку та підшипників.

6.3.4 Запобігання пожежі та вибуху

Заправляти паливний бак слід лише при вимкненому двигуні у добре провітрюваному місці. Забороняється:

- використання відкритого вогню поблизу двигуна;
- експлуатація при витоках палива;
- перегрівання двигуна.

На борту обов'язково повинен знаходитися вогнегасник типу ОВ-2 або ОП-2. При виникненні пожежі необхідно негайно зупинити двигун та вжити заходів до ліквідації горіння.

6.3.5 Запобігання отруєнням

Для запобігання отруєнню продуктами згоряння забороняється:

- експлуатація двигуна в закритих або слабкопровітрюваних приміщеннях;
- тривале перебування в зоні вихлопу відпрацьованих газів;
- використання двигуна при несправній вихлопній системі.

6.3.6 Засоби індивідуального захисту

Оператор повинен бути забезпечений:

- рятувальним жилетом;
- захисними окулярами;
- рукавицями;
- індивідуальними засобами захисту органів слуху.

Персонал, що здійснює технічне обслуговування та ремонт, додатково повинен використовувати спецодяг та спецвзуття, відповідно до вимог нормативних документів.

6.4 Заходи щодо зменшення шкідливого впливу на навколишнє середо-

					КРМ.142.6221м.25.11.06.ПЗ.	Лист
						77
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

вище

Експлуатація лодочних двигунів внутрішнього згорання супроводжується значним впливом на екологічний стан водойм та атмосферного повітря. Для мінімізації негативних наслідків необхідно впроваджувати комплекс технічних та організаційних заходів.

6.4.1 Зменшення забруднення атмосферного повітря

Основним джерелом забруднення атмосфери є відпрацьовані гази двигуна, що містять шкідливі компоненти: оксид вуглецю (CO), вуглеводні (CH), оксиди азоту (NO_x) та тверді частинки. Для зниження їх концентрації рекомендується:

- Використання сучасних чотиритактних двигунів або двотактних двигунів з системою безпосереднього впорскування палива, що забезпечують повніше згорання паливної суміші та відповідають вимогам екологічних стандартів (Євро, ЕРА).
- Регулярне технічне обслуговування паливної апаратури та системи запалювання для підтримки оптимальних режимів роботи двигуна.
- Застосування каталітичних нейтралізаторів у вихлопній системі для доокиснення шкідливих компонентів відпрацьованих газів.
- Використання якісних палив та мастильних матеріалів, рекомендованих виробником двигуна.

6.4.2 Попередження забруднення водних ресурсів

Найбільшу загрозу для екосистем водойм становлять витoki паливно-мастильних матеріалів. Для їх запобігання необхідно:

- Обладнання двигунів сучасними системами паливоподачі з герметичними з'єднаннями та противитічними клапанами.
- Застосування екологічно безпечних гідравлічних рідин та мастил з високою біологічною розкладністю.
- Встановлення спеціальних поглинальних бонів у відсіках для збору можливих витоків.

					КРМ.142.6221м.25.11.06.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		78

– Систематичний візуальний контроль стану паливної системи та картера двигуна на предмет виявлення витоків.

6.4.3 Утилізація експлуатаційних відходів

Відпрацьовані мастильні матеріали, акумуляторні батареї, фільтри та інші експлуатаційні відходи підлягають обов'язковій утилізації згідно з чинним законодавством:

- Збір відпрацьованих масел у спеціальні герметичні ємності з подальшою здачею на спеціалізовані підприємства.
- Утилізація акумуляторних батарей через авторизовані центри з переробки.
- Використання системи зворотного прийому фільтруючих елементів.

6.4.4 Зменшення шумового впливу

Для мінімізації акустичного впливу на водні екосистеми рекомендується:

- Застосування двигунів з підвищеними шумозахисними характеристиками.
- Встановлення ефективних систем шумопоглинання у вихлопній системі.
- Дотримання режимів експлуатації, що забезпечують мінімальний рівень шуму.

Реалізація запропонованих заходів дозволить значно знизити антропогенне навантаження на навколишнє середовище та забезпечити дотримання екологічних нормативів при експлуатації лодочних двигунів.

6.5 Висновки до розділу

Проведений аналіз вимог охорони праці та заходів щодо зменшення шкідливого впливу на навколишнє середовище під час експлуатації лодочного двигуна дозволяє зробити низку важливих висновків. Експлуатація даного обладнання пов'язана з комплексом небезпечних та шкідливих факторів, серед яких найбільш значущими є механічні, фізичні, хімічні та пожежовибухонебезпечні фактори. Для ефективного протидії цим загрозам необхідний

системний підхід, що поєднує технічні, організаційні та індивідуальні заходи безпеки.

Важливим аспектом є те, що забезпечення безпеки експлуатації потребує не лише належного технічного стану обладнання, але й підвищення рівня професійної підготовки операторів, їх усвідомленого ставлення до дотримання вимог безпеки. Слід особливо підкреслити необхідність комплексного підходу до захисту навколишнього середовища, який має включати як технічне вдосконалення двигунів, так і суворе дотримання екологічних норм експлуатації. Сучасні тенденції розвитку двигунів внутрішнього згоряння спрямовані на суттєве підвищення їх екологічності шляхом удосконалення систем впорскування палива, застосування каталітичних нейтралізаторів та розробки гібридних силових установок.

Особливу увагу при експлуатації лодочних двигунів слід приділяти запобіганню забруднення водних ресурсів. Навіть незначні витoki паливно-мастильних матеріалів можуть завдати значної шкоди водним екосистемам, тому важливе значення має регулярний технічний огляд та своєчасне усунення несправностей паливної системи.

Проведений аналіз засвідчує, що лише комплексне впровадження всіх запропонованих заходів - від організаційних до технічних рішень - може забезпечити безпеку персоналу та мінімізувати антропогенний вплив на навколишнє середовище. Важливим резервом підвищення ефективності заходів безпеки є впровадження системи постійного моніторингу стану обладнання та навчання операторів з використанням сучасних тренажерних комплексів.

Таким чином, забезпечення безпечної експлуатації лодочних двигунів вимагає поєднання сучасних технічних рішень, чіткої організації процесів експлуатації та обслуговування, а також підвищення відповідальності та компетентності персоналу. Реалізація цих заходів дозволить не лише запобігти нещасним випадкам та професійним захворюванням, але й зберегти екологічний баланс водних екосистем.

ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

У результаті проведеного комплексного дослідження впливу кута випередження запалювання (КВЗ) на міцність деталей циліндро-поршневої групи (ЦПГ) лодочного двигуна МС-10 отримано наступні основні результати та висновки:

Термодинамічний розрахунок підтвердив адекватність обраної математичної моделі робочого циклу двигуна МС-10. Отримані індикаторні показники (середній індикаторний тиск 0,754 МПа, індикаторний ККД 0,286) характеризують двигун як відповідний рівню сучасних зразків подібного класу. Ефективний ККД на рівні 20 % та питома ефективна витрата палива 0,394 кг/(кВт·год) вказують на типовий для малих одноциліндрових двигунів рівень енергетичного вдосконалення, а також на наявність потенціалу для оптимізації.

Динамічний розрахунок КШМ виявив, що збільшення КВЗ від 20° до 40° призводить до суттєвого зростання динамічних навантажень. Максимальна сила тиску газів (P_z) зросла з 3,301 МПа до 5,588 МПа, що обумовило відповідне зростання сумарної сили, що діє на поршень і колінчатий вал. Це свідчить про пряму залежність між КВЗ та циклічними навантаженнями на деталі ЦПГ.

Розрахунки на міцність ключових деталей ЦПГ (поршня, пальця, шатуна, колінчатого валу) для номінального режиму підтвердили достатність їх конструкції. Отримані напруження не перевищують допустимих значень для відповідних матеріалів, що засвідчує наявність запасу міцності. Єдиним винятком є питомий тиск у бобишках поршня, для зниження якого до допустимого рівня рекомендовано встановлення бронзових втулок.

Ключовим результатом роботи є кількісне визначення впливу КВЗ на запаси міцності деталей ЦПГ. Установлено, що зі збільшенням КВЗ від 20° до 40° спостерігається прогресивне зниження коефіцієнтів запасу міцності:

Для поршня: за сумарним напруженням у днищі – з 2,04 до 1,36; за напруженням стиснення – з 1,32 до 0,88.

					КРМ.142.6221м.25.11.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		81

Для поршневого пальця: за питомим тиском – з 1,20 до 0,70; за напруженням вигину – з 1,22 до 0,71.

Для циліндрової втулки: за сумарним напруженням на зовнішній поверхні – з 1,17 до 1,03.

На підставі аналізу отриманих даних встановлено гранично допустиме значення КВЗ для двигуна МС-10 на рівні $28^{\circ}\dots 30^{\circ}$. Подальше збільшення кута призводить до неприйняттого зниження запасів міцності нижче одиниці для ряди критичних параметрів, що загрожує руйнуванням деталей при тривалій експлуатації.

Обґрунтовано необхідність технологічного компромісу: збільшення КВЗ покращує енергетичні показники двигуна (потужність, крутний момент, економічність), але одночасно значно знижує довговічність ЦПГ. Таким чином, вибір оптимального КВЗ є балансуванням між потужністю та ресурсом.

Економічна оцінка показала високу ефективність проведених досліджень (коефіцієнт техніко-економічної ефективності $K_{\text{ндр}} = 3,6$). Запропоновані методи та результати можуть бути використані при проектуванні нових модифікацій двигунів, що дозволить уникнути витрат на доопрацювання конструкції та зменшити ризик передчасних відмов.

Розроблений комплекс заходів з охорони праці та захисту навколишнього середовища забезпечує методологічну основу для безпечної та екологічно відповідальної експлуатації лодочного двигуна МС-10.

У цілому, робота довела критичну важливість коректного вибору та обмеження кута випередження запалювання для забезпечення довговічності циліндро-поршневої групи. Результати дослідження мають практичну цінність для виробника (ВАТ «Мотор Січ») та операторів суден, оскільки дозволяють оптимізувати експлуатаційні характеристики двигуна МС-10 та продовжити його ресурс.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Транспортні енергетичні установки : навч. посіб. / О. М. Артюх, О. В. Дударенко, В. В. Кузьмін та ін. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 264 с.
2. Правила класифікації та побудови малих суден. Регістр судноплавства України. – Київ, 2002.
3. Інструкція з експлуатації двигуна МС-10 / ВАТ «Мотор Січ». – Запоріжжя, 2012. – 44 с.
4. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торуба-ра В. В., 2015. – 332 с.
5. Дьяченко В.Г. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія : Підручник / В.Г. Дьяченко; За ред. А.П. Марченка. – Харків: НТУ "ХПІ", 2008. – 488 с.
6. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
7. Woodyard, D. F. Pounder's marine diesel engines and gas turbines - 8th edn. / Elsevier Ltd., 2004. – 914 p.
8. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. Handbook of Diesel Engines / Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
9. Kirkpatrick A. T. Internal combustion engines: Applied thermosciences (4th ed.). Wiley, 2020. – 656 p.
10. Кузнєцов В. В. Економічна оцінка проектних рішень в судновій енергетиці / В. В. Кузнєцов. – Миколаїв: НУК, 2005. – 70 с.
11. Винокурова Л. Е. Основи охорони праці: Підручник для проф.-техн. навч. закладів / Л. Е. Винокурова, М. В. Васильчук, М. В. Гаман. – К. : Вікторія, 2001. – 192 с.
12. Агій Я. Ю. Охорона праці у галузі: навч. пос. / Я. Ю. Агій, І. М. Лях. – Ужгород: ПП «АУТДОР - ШАРК», 2015. – 200 с.

13. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5. Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом “Інженерна механіка” / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 466 с.

14. Довідник по Єдиній системі конструкторської документації / А. К. Моргун, В. П. Градиль, Р. А. Егошин; под ред. Ю. И. Степанова. 2-е изд. перераб. и доп. – Х.: Прапор, 1979. – 245 с.

					КРМ.142.6221м.25.11.ПЗ.	Лист
						84
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі проведено комплексне дослідження впливу кута випередження запалювання (КВЗ) на напружено-деформований стан та міцність деталей циліндро-поршневої групи (ЦПГ) лодочного бензинового двигуна МС-10 (1Ч 7,9/6,2). Шляхом термодинамічного та динамічного моделювання визначено індикаторні та ефективні показники двигуна, розраховано навантаження, що діють на деталі КШМ. Проведено розрахунки на міцність ключових компонентів ЦПГ: поршня, поршневого пальця, шатуна та колінчатого валу. Досліджено вплив різних значень КВЗ (у діапазоні 20° – 40°) на запаси міцності деталей. Встановлено, що збільшення КВЗ призводить до суттєвого зростання динамічних навантажень і прогресивного зниження коефіцієнтів запасу міцності. На підставі результатів обґрунтовано оптимальний діапазон КВЗ (28° – 30°), що забезпечує баланс між енергетичною ефективністю та довговічністю двигуна. Робота містить розділи щодо економічної ефективності дослідження, а також охорони праці та захисту навколишнього середовища при експлуатації лодочного двигуна.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, кут випередження запалювання, циліндро-поршнева група, міцність, термодинамічний розрахунок, динамічне навантаження, кривошипно-шатунний механізм, запас міцності, двигун МС-10.

ABSTRACT

This qualification thesis presents a comprehensive study on the effect of the ignition advance angle on the stress-strain state and strength of the cylinder-piston group components in the MS-10 marine gasoline engine. Through thermodynamic and dynamic modeling, the engine's indicator and effective performance parameters were determined, and the loads acting on the crankshaft mechanism components were calculated. Strength calculations for key CPG components were performed.

The influence of different ignition advance angles was investigated, revealing a significant increase in dynamic loads and a progressive decrease in safety factors as the angle increases. An optimal ignition advance angle range was substantiated, ensuring a balance between engine performance and durability. The work also includes sections on the economic efficiency of the research and health, safety, and environmental measures for marine engine operation.

Keywords: internal combustion engine, ignition advance angle, cylinder-piston group, strength, thermodynamic calculation, dynamic load, crankshaft mechanism, safety factor, MS-10 engine.