

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згорання,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО


« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА ТИПУ 4ЧН 10,2/12
(CUMMINS ISBE 3.9)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Олексій ГОГОРЕНКО

Здобувач освіти



Віктор МИТНИК

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко

« » 20 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Митнику Віктору Олександровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок автомобільного двигуна типу 4СН 10,2/12
(Cummins ISBE 3.9)

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 “ ” 20 року №

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Номинальна потужність двигуна 96,5 кВт; частота обертів колінчатого валу – 3000 хв⁻¹; ступінь підвищення тиску в компресорі – 2,2; ступінь стиску – 14.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити). Опис конструкції двигуна; моделювання робочого циклу; розрахунок та побудова індикаторної діаграми; кінематичний розрахунок КШМ; розрахунок і побудова діаграм динаміки; розрахунок відцентрового насосу; організація охорони праці.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна типу 4ЧН 10,2/12 (Cummins ISBE 3.9);
Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ;
Відцентровий насос.

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) /Віктор МИТНИК/
(прізвище та ініціали)

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

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 96,5 кВт при номінальній частоті обертання колінчатого валу 3000 хв^{-1} . В якості базового двигуна був обраний двигун Cummins ISBE 3.9 (4ЧН 10,2/12).

В роботі виконано розрахунки робочого циклу двигуна, динамічних навантажень, а також розрахунок відцентрового насосу системи охолодження. Наведено заходи щодо забезпечення охорони праці.

Кваліфікаційна робота викладена українською мовою на 85 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 14 джерел інформації. Графічна частина представлена на 3 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двигун судновий, компресор відцентровий, умови праці.

The qualification project presents the results of calculations for a marine internal combustion engine with a power output of 96,5 kW at a nominal crankshaft rotational speed of 3000 rpm. The Cummins ISBE 3.9 (4ЧН 10,2/12) engine was chosen as the base model.

The project includes calculations of the engine's working cycle, dynamic loads, as well as the calculation of the centrifugal pump for the cooling system. Measures to ensure occupational safety are also presented.

The qualification project is written in Ukrainian and consists of 85 pages of explanatory and calculation notes. A total of 14 information sources were used. The graphical part is presented on 3 drawings in A1 format.

Keywords: marine engine, centrifugal compressor, working conditions.

					КРБ.142.4221.25.08.00.ПЗ.	Лист
						3
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 Опис конструкції двигуна типу 4ЧН 10,2/12.....	8
1.1 Загальні відомості	8
1.2 Технічна характеристика двигуна	9
1.3 Висновок до розділу.....	13
2 Моделювання робочого циклу та аналіз кінематики і динаміки двигуна типу 4ЧН 10,2/12.....	14
2.1 Вступ	14
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів для моделювання робочого циклу	15
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна	17
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми	25
2.5 Кінематичний розрахунок КШМ.....	27
2.6 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна.....	30
2.7 Розрахунок діаграми сумарних дотичних сил.....	36
2.8 Визначення діаметру маховика та його маси.....	37
2.9 Висновок до розділу.....	39
3 Розрахунок та конструювання відцентрового насосу.....	40
3.1 Вступ.....	40
3.2 Визначення початкових даних для розрахунку	40
3.3 Визначення основних розмірів робочого колеса	43
3.4 Розрахунок меридіанного перетину робочого колеса	56
3.5 Розрахунок середньої лінії лопаті робочого колеса в плані	59
3.6 Розрахунок спірального відвідного каналу трапецієвидної форми.....	61
3.7 Оцінка дійсної (допустимої) висоти всмоктування насосу	69
3.8 Опис конструкції спроектованого насоса та оцінка його придатності для використання за функцією призначення	70
3.9 Висновок до розділу.....	72

4 Організація охорони праці.....	73
4.1 Вступ.....	73
4.2 Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів при експлуатації двигуна типу 4ЧН 10,2/12.....	74
4.3 Заходи з охорони праці та техніки безпеки при обслуговуванні дизельного двигуна.....	79
4.4 Висновок до розділу.....	79
Висновок по роботі	81
Література	83
Додатки.....	85

ВСТУП

Основою будь-якого транспортного засобу, в тому числі наземного, є силова установка – двигун, що перетворює різні види енергії в механічну роботу. Сучасні наземні види транспорту зобов'язані своїм розвитком головним чином застосуванню в якості силових установок поршневих ДВЗ. Саме поршневі двигуни до теперішнього часу є основним видом силових установок, які мають переважне застосування на автомобілях, тракторах, сільськогосподарських, дорожньо-транспортних і будівельних машинах. Ця тенденція зберігається сьогодні й буде ще зберігатися в найближчій перспективі. Основні конкуренти поршневих двигунів – електричні поки ще не вийшли з етапу створення невеликих дослідних партій, хоча роботи з їх доведення та вдосконалення тривають у багатьох компаніях і фірмах всього світу.

Автомобільний транспорт на сучасному етапі розвитку суспільства є однією із тих галузей світової економіки, яка найбільш інтенсивно розвивається.

Автомобіль – це високотехнологічний виріб, у якому сконцентровані багато досягнень сучасної науки і техніки. Його грамотна експлуатація вимагає глибоких знань, пов'язаних з виробництвом і експлуатацією автомобільних двигунів, глибоких знань теорії, конструкції та розрахунку ДВЗ.

Перед виробником та розробниками двигунів поставлені завдання збільшення виробництва ДВЗ з підвищеними техніко-економічними показниками, розширення та прискорення розвитку виробництва потужних тракторів та вантажних автомобілів, а також залізничного та водного транспорту з дизелями. Одночасно з тим гостро стоїть питання про підвищення економічності та надійності ДВЗ, оскільки зараз кожен секунду в усьому світі видобувається і споживається (хімічною промисловістю, автомобілями і т.д.) приблизно 127 т нафти. За розрахунками ОПЕК, при

					КРБ.142.4221.25.08.00.ПЗ.	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

існуючому рівні видобутку, нафта з розроблених свердловин вичерпається впродовж наступних п'ятдесяти років.

Другою причиною загострення проблеми є збільшення кількості автотранспортних засобів. На даний момент експлуатується близько 700 млн. автомобілів, які споживають моторне паливо, отримане з понад 60 % усієї видобутої нафти. Враховуючи, що зараз у світі за кожні дві секунди з конвеєра сходять новий автомобіль, до 2030 р. кількість автомобілів у світі впритул наблизиться до позначки в два мільярди одиниць. За прогнозами фахівців для задоволення всіх потреб споживання нафти має зрости до 190 т/с. У той же час світова нафтова промисловість вже сьогодні не в змозі збільшити обсяг видобутку нафти для компенсації стрімкого приросту автомобільного транспорту, що призводить до збільшення її дефіциту.

У даній кваліфікаційній роботі розглянутий автомобільний двигун внутрішнього згоряння марки ISBE 3.9 фірми Cummins (США). Двигун належить до числа сучасних з прогресивними показниками економічності і таких, що відповідає діючі нормам з викиду шкідливих речовин до атмосфери. Саме ці чинники стали основними при обранні двигуна для виконання бакалаврської кваліфікаційної роботи.

					КРБ.142.4221.25.08.00.ПЗ.	Лист
						7
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА ТИПУ 4ЧН 10,2/12

1.1 Загальні відомості

Двигун ISB (рис. 1.1), при створенні якого був врахований досвід використання до сьогоднішнього дня понад 10 млн двигунів серії B, відрізняється фірмовою продуктивністю і високою ефективністю використання палива, яка стає все вище в кожному наступному поколінні цих двигунів.



Рис. 1.1. Двигун ISBE 3.9

Двигун відповідає найсуворішим вимогам щодо викидів вихлопних газів, що діють у різних країнах світу. Він надає користувачам однакові експлуатаційні переваги незалежно від умов його використання. Операторам в Україні, яким потрібні двигуни, що відповідають стандартам викидів від Euro 2 до Euro 6, рекомендується використовувати двигуни саме марки ISB.

Двигун ISB – унікальне досягнення компанії Cummins. Жоден інший виробник двигунів не може запропонувати аналогічних переваг в своїй продукції. Це виключно економічний силовий агрегат для виробників вантажівок і автобусів, створений на базі платформи двигуна Cummins B, що славиться своєю високою функціональною надійністю. Останні

					КРБ.142.4221.25.08.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		8

вдосконалення, додані в конструкцію двигуна, лягли в основу стратегії компанії Cummins по внесенню передових змін в продукцію, завдяки яким компанія як і раніше буде значно випереджати всіх своїх конкурентів. Щоб забезпечити відповідність вимогам стандарту за викидами вихлопних газів Euro 6, компанією були внесені значні удосконалення в конструкцію двигуна і одночасно досягнуто найкращих показників продуктивності і експлуатаційних витрат. Для цього компанія використовувала перевірені на практиці технології забезпечення безпеки викидів, до яких відносяться рециркуляція охолоджених вихлопних газів (EGR), турбонаддув із змінною геометрією (VGT), фільтр сажі дизельного двигуна (DPF) і селективне каталітичне відновлення (SCR), причому всі ці технології адаптовані під конструкцію, особливості експлуатації та норми викидів європейських автотранспортних засобів.

У 2017 році двигун ISBE 3.9 був додатково вдосконалений, що підвищило його цінність на ринку, для успішної присутності на якому критично важливими факторами є конкурентоспроможна економія палива і загальна вартість експлуатації. Новий піковий крутний момент 1200 Н · м з поліпшеним обертовим моментом при низьких оборотах забезпечує підвищену продуктивність. Нові показники номінальної потужності 130 л. с. для автобусів підвищують можливості двигуна, що дозволяє розширити сферу застосування двигуна і використовувати його для вирішення нових завдань, в транспортних засобах вищою маси і в більш важких умовах експлуатації.

1.2 Технічна характеристика двигуна

Завдяки високому крутному моменту і високою для двигунів такого розміру потужності двигун ISBE 3.9 ідеально підходить для вантажних автомобілів без причепа, автобусів і спеціалізованих автотранспортних засобів. Він використовується в таких сферах, які традиційно пов'язують із застосуванням двигунів з більш високим робочим об'ємом, і при цьому він

					КРБ.142.4221.25.08.01.ПЗ.	Лист
						9
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

так само надійний і довговічний, як і всі інші двигуни Cummins. Технічна характеристика двигуна типу 4ЧН 10,2/12 представлена в табл. 1.2.

Таблиця 1.1. *Технічна характеристика двигуна 4ЧН 10,2/12*

Технічні характеристики	Параметр
Марка двигуна	ISBE 3.9
Тип двигуна	дизельний
Вид палива	дизель
Число тактів	4
Число циліндрів	4
Розташування циліндрів	рядне
Порядок роботи циліндрів двигуна	1-3-4-2
Діаметр циліндра, мм	102
Хід поршня, мм	120
Робочий об'єм двигуна, л	3.900
Ступінь стиску	14
Номинальна потужність, кВт (к.с.)	96.5 (130)
Максимальна частота обертання колінчатого валу, хв ⁻¹	3000
Максимальний обертовий момент, Н·м	307
Частота обертання, котра відповідає максимальному обертовому моменту, хв ⁻¹	2400
Мінімальна частота обертання холостого ходу, хв ⁻¹	600 ± 50

Завдяки своїм характеристикам двигун ISB підійде для використання в автотранспортних засобах, чутливих до надмірної ваги, таких як багатовісних вантажних автомобілів без причепа, і автотранспортних засобах с обмеженим обсягом корисного простору, таких як великогабаритні і двоповерхові автобуси. Двигун використовується в цілому ряді гібридних дизель-електричних автотранспортних засобів.

Двигун функціонує з високим рівнем якості у всіх автотранспортних засобах, в яких він встановлений. Двигун ISB відрізняється виключно тихою і плавною для дизельних двигунів такого розміру роботою, при цьому рівень

шуму був ще більше зменшено зі стандарту Euro 5 до стандарту Euro 6.

Інтеграція електроніки – стандартний канал передачі даних приймає дані від всіх компонентів силових агрегатів, включаючи коробку передач з електронним управлінням, гальма з антиблокувальною системою (ABS) і противибуксовочну систему (ASR). Забезпечує безперебійну передачу інформації з високошвидкісної мережі.

Електронний модуль управління (ECM) – підвищені можливості забезпечують оптимальний баланс між дотриманням вимог по навантаженню, досягненням ефективності використання палива і мінімізацією викидів. Модуль ECM дозволяє забезпечити дотримання двигуном і системою подальшої обробки більш строгих вимог рівня Euro 6 до моніторингу системи бортової діагностики (OBD).

Електронний захист – датчики, встановлені в різних вузлах двигуна, безперервно передають дані в модуль ECM з метою проведення самодіагностики і забезпечення захисту. Передбачені режим швидкої діагностики і функція завантаження даних, що допомагає домогтися максимального часу безвідмовної роботи транспортних засобів.

Паливна система високого тиску акумуляторного типу – функціонує при підвищеному тиску і забезпечує точніше управління процесом згорання. Система здатна створювати тиск упорскування аж до 1800 бар, що дозволяє поліпшити і прискорити передачу потужності, знизити шум і вдосконалити холодний пуск.

Турбокомпресор із змінною геометрією – розроблений підрозділом Cummins Turbo Technologies турбокомпресор із змінною геометрією (VGT) має оптимальний високий крутний момент і оптимальну низьку частоту оборотів, що дозволяє значно підвищити продуктивність двигуна і поліпшити загальні характеристики керованості автомобіля.

Новітні технології фільтрації для двигунів – новий фільтруючий матеріал для паливних фільтрів, створений на основі нанотехнологій, забезпечує неперевершений захист паливної системи двигуна, видаляючи до

					КРБ.142.4221.25.08.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		11

98,7 % часток розміром всього 4 мікрона. Змінний елемент фільтра чинить менший вплив на навколишнє середовище в порівнянні зі своїм попередником, а унікальна запатентована конструкція, що запобігає запуск двигуна при відсутності фільтра, не допускає запуск двигуна без фільтруючого елемента, що усуває ризик потрапляння сміття в двигун.

Нова система подальшої обробки – конструкція з перемиканням, яка передбачає компактний монтаж і комплектну поставку системи, що дозволяє виробникам встановлювати її безпосередньо в шасі. Дана система управляється модулем ЕСМ двигуна і використовує фільтр сажі Cummins (CPF) з селективним каталітичним відновленням (SCR), щоб забезпечити наднизькі рівні викидів відповідно до вимог Euro 6. Запатентована конструкція з селективним каталітичним відновленням (SCR) використовує технологію Copper Zeolite, яка дозволяє досягти високої ефективності перетворення навіть при низьких температурах.

Контроль за викидами – між системами EGR і SCR підтримується оптимальне співвідношення, що дозволяє відповідати чинним вимогам за рівнем оксиду азоту (NO_x), забезпечувати максимальну економію палива і використовувати реагент Adblue при найнижчих експлуатаційних витратах.

Технологія двигуна EPA 2010 – технології рециркуляції охолоджених вихлопних газів і турбонаддува зі змінною геометрією були адаптовані під 4-циліндровий двигун і вимоги до експлуатації автотранспортних засобів в Європі.

Закрита вентиляція картера (CCV) – нова запатентована конструкція, вбудована в розподільний вал і не вимагає обслуговування.

Конструкція блоку двигуна і головки циліндрів має меншу вагу в порівнянні з традиційними конструкціями, що не погіршує показники терміну служби. У порівнянні з попереднім двигуном вага блоку двигуна менше на 10 %, а вага головки циліндрів – на 20 %. Додаткові переваги включають в себе поліпшену витрату охолоджувача і поліпшений тиск в циліндрі, а також зниження шуму, вібрацій і несправностей.

					КРБ.142.4221.25.08.01.ПЗ.	Лист
						12
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Композитні матеріали – використовуються для таких компонентів, як клапанна кришка і піддон картера для зниження ваги і шуму.

Масляний насос – приводиться в дію колінчастим валом через героторний вузол, а не традиційним чином, тобто шестерінчастим приводом колінчастого валу. Більш проста конструкція знижує шум і оптимізує витрати масла під час холодного пуску.

Модуль охолодження – поєднує водяний насос, масляний фільтр і охолоджувач масла, що дозволяє поліпшити управління тиском і підвищити надійність і термін служби двигуна.

1.3 Висновок до розділу

У першому розділі дипломної роботи було проаналізовано загальні конструктивні особливості та технічні характеристики автомобільного дизельного двигуна типу 4CH 10,2/12 (Cummins ISBE 3.9). Визначено, що цей двигун поєднує в собі низку сучасних інженерних рішень, спрямованих на підвищення його надійності, економічності, екологічної безпеки та зниження експлуатаційних витрат.

Особливу увагу приділено системам рециркуляції відпрацьованих газів (EGR), турбонаддуву зі змінною геометрією (VGT), електронному керуванню, сучасним паливним фільтрам, вдосконаленій паливній системі високого тиску та модулям охолодження. Завдяки застосуванню зазначених рішень двигун відповідає нормам викидів до рівня Euro 6, забезпечує високий крутний момент і ефективну роботу при різних режимах навантаження.

Таким чином, розглянутий двигун є актуальним прикладом сучасного дизельного силового агрегату, який придатний для широкого спектру автотранспортних засобів і відповідає сучасним технічним, екологічним і експлуатаційним вимогам. Зібрана інформація про його конструкцію та характеристики слугуватиме базою для подальших розрахунків у наступних розділах роботи.

					КРБ.142.4221.25.08.01.ПЗ.	Лист
						13
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА АНАЛІЗ КІНЕМАТИКИ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА ТИПУ 4ЧН 10,2/12

2.1 Вступ

Забезпечення високих показників ефективності, надійності та економічності сучасних дизельних двигунів потребує ґрунтовного аналізу як робочого процесу в циліндрах, так і кінематики й динаміки рухомих частин кривошипно-шатунного механізму (КШМ). Тому в межах цього розділу поєднано два ключові етапи дослідження – моделювання робочого циклу та перевірочний розрахунок кінематичних і динамічних параметрів двигуна 4ЧН 10,2/12 (Cummins ISBE 3.9), що дозволяє всебічно охарактеризувати його функціонування.

У першій частині розділу на основі методу теплового розрахунку виконано моделювання робочого циклу, яке включає визначення основних параметрів (ступінь стиску, тиск наддуву, коефіцієнт надлишку повітря, ефективна витрата пального тощо), побудову теоретичної індикаторної діаграми, а також розрахунок індикаторного та ефективного ККД. Це дозволяє оцінити теплотехнічну ефективність двигуна та перевірити відповідність заявленим характеристикам.

Друга частина розділу присвячена кінематичному та динамічному аналізу роботи КШМ. Розраховано зміну шляху, швидкості та прискорення поршня, а також сили інерції і тиску газів, що діють на основні елементи механізму. Особливу увагу приділено побудові діаграм дотичних сил і оцінці перекидаючих моментів, що виникають під час роботи двигуна. Визначено ступінь неврівноваженості системи та обґрунтовано необхідність встановлення маховика для зменшення коливань і забезпечення стабільної роботи силової установки.

					КРБ.142.4221.25.08.02.ПЗ.	Лист
						14
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів для моделювання робочого циклу

Для проведення теплового розрахунку робочого циклу двигуна типу 4ЧН 10,2/12 було обрано набір параметрів, що найбільш повно відображають реальні умови його експлуатації. Ці параметри визначено на основі стандартних умов, технічних характеристик двигуна та загальноприйнятих методик розрахунку.

Температура та тиск навколишнього середовища були прийняті як стандартні: температура повітря – 300 К, тиск – 0,101 МПа. Ці значення відповідають нормальним умовам, у яких зазвичай експлуатується автомобільна техніка.

Ступінь стиску ε обрано рівним 14, що відповідає конструкції дизельного двигуна зі звичайним процесом сумішоутворення та забезпечує необхідні умови для згорання паливної суміші.

Коефіцієнт надлишку повітря α було визначено на рівні $\alpha = 2,6$. Це дозволяє одночасно досягти необхідної потужності та забезпечити оптимальну економічність і екологічність роботи двигуна

Показник адіабати повітря прийнято рівним $k_b = 1,41$, що відповідає фізичним властивостям сухого повітря.

Механічний та адіабатний ККД турбіни були прийняті як $\eta_{t,m} = 0,97$ та $\eta_{t,ад} = 0,76$ відповідно, на основі статистичних даних і технічної документації.

Коефіцієнт залишкових газів $\gamma_r = 0,04$, що відображає тип двигуна та особливості його газообміну.

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.

Приймаємо $\xi_z = 0,85$; $\xi_b = 0,9$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda = 1,35$.

					КРБ.142.4221.25.08.02.ПЗ.	Лист
						15
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Приймаємо $\Delta T_a = 5$ К. Це значення є характерним для наддувних двигунів та впливає на початкову температуру суміші.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми $\zeta = 0,96$, що відповідає реальним умовам протікання процесів у циліндрі, враховуючи тип наддуву та характеристики газообміну.

Механічний ККД двигуна η_m . Приймаємо $\eta_m = 0,78$, що відображає частку енергії, яка передається від циліндрів до колінчастого валу

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ox} = 0,004$ МПа – це типовий показник втрат на опір у цьому елементі системи наддуву.

Температура залишкових газів T_r . Приймаємо $T_r = 740$ К, що базується на результатах випробувань аналогічних двигунів.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу: С = 0,866 кг – кількість вуглецю; Н = 0,130 кг – кількість водню;

С = 0 кг – кількість сірки; О = 0,004 кг – кількість кисню.

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

Нижча теплота згоряння палива. Приймаємо $Q_n = 42716,61$ (кДж/кг), що відповідає стандартному дизельному паливу.

Частка ходу поршня втраченого на продувку φ_n . Приймаємо $\varphi_n = 0$.

Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою персонального комп'ютера в програмі MathCAD, що забезпечує точність обчислень та наочність отриманих результатів, і приводиться далі в якості роздруківки.

					КРБ.142.4221.25.08.02.ПЗ.	Лист
						16
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок робочого циклу

- | | |
|---|--|
| 1.1 Ефективна потужність, кВт | $N'_e = 96.5$ |
| 1.2. Частота обертання, хв ⁻¹ | $n = 3000$ |
| 1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа | $P_0 = 0.101$ |
| 1.4 Температура навколишнього середовища, К | $T_0 = 300$ |
| 1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі | $Пк = 2.2$ |
| 1.6 Коефіцієнт продувки | $\phi_a = 1.2$ |
| 1.7 Коефіцієнт залишкових газів | $\gamma_r = 0.04$ |
| 1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z | $\xi_z = 0.85$ |
| 1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b | $\xi_b = 0.9$ |
| 1.10 Ступінь стиску | $\varepsilon_{\text{sw}} = 14$ |
| 1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні | $\lambda = 1.35$ |
| 1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К | $\Delta T_a = 5$ |
| 1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку | $\phi_n = 0$ |
| 1.14 Коефіцієнт скручення індикаторної діаграми | $\zeta = 0.96$ |
| 1.15 Механічний ККД двигуна | $\eta_m = 0.78$ |
| 1.16 Адіабатний ККД компресора | $\eta_{k.ad} = 0.74$ |
| 1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа | $\Delta P_{ox.} = 0.004$ |
| 1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря | $\eta_o = 0.97$ |
| 1.19 Температура залишкових газів, К | $T_r = 740$ |
| 1.20 Масовий склад палива (кг/кг): | $\underset{\text{sw}}{C} = 0.866$
$\underset{\text{sw}}{H} = 0.130$
$\underset{\text{sw}}{S} = 0$
$O = 0.004$ |
| 1.21 Нижча теплота згорання палива, (кДж/кг) | $Q_H = 42716.61$ |
| 1.22 Кількість циліндрів | $i = 4$ |
| 1.23 Діаметр циліндру, м | $D_c = 0.102$ |
| 1.24 Хід поршня, м | $S_c = 0.12$ |
| 1.25 Коефіцієнт тактності | $z = 0.5$ |

- 1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.6$
- 1.27 Показник адіабати для повітря $k_g = 1.41$
- 1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.97$
- 1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.76$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.222$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 402.546$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 303.076$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 324.689$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.218$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.212$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_H = 0.938$$

3. Розрахунок процесу стиску

3.1 Середня мольна ізохорна теплоємність повітря, кДж/(моль*К)

$$c'_{\nu} = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

3.2 Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згоряння кДж/(моль*К)

$$c''_{\nu} = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

3.3 Теплоємність суміші повітря та залишкових газів на ході стиску кДж/(моль*К)

$$c''_{\nu c} = \frac{\gamma_r \cdot c''_{\nu} + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_{\nu}}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = a_{\nu c} - b_c \cdot T$$



$$b_c = 0.002516 \quad a_{\nu c} = 19.278$$

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_I - 1 = \frac{8.13}{a_{\nu c} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_I - 1})} \quad n_I = 1.366$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_I} \quad P_c = 7.776$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_I - 1} \quad T_c = 852.048$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L_{\text{вв}} = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.294$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0252$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0242$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.944$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.023$$

4.6 Середня мольна ізохорна теплоємність в точці z, кДж/(моль*К)

$$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = a_{vz} + b_z \cdot T$$

$$\text{де} \quad \Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad \Delta M = 0.0326$$

$$L_0 = 0.495 \quad \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$$

$$m_{\text{вв}} = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1.066$$

$$a_{vz} = 19.71784$$

$$b_z = 0.00292$$

4.7 Середня мольна ізохорна теплоємність в точці b, кДж/(моль*К)

$$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} = a_{vb} + b_b \cdot T$$

$$a_{vb} = 19.7431$$

$$b_b = 0.002939$$

4.8 Максимальна температура згоряння, К
- знаходимо з наступного рівняння:



$$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c = \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$$

звідки: $T_z = 1638.405$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 10.497$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$$

$$\rho = 1.457$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 9.609$$

5.3 Середній показник політропи розширення та температура в кінці процесу розширення, К. (знаходимо зі слідуючої системи рівнянь, методом послідовних наближень):

$$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{vz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$$



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

$$n_2 = 1.287$$

$$T_b = 855.106$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$$

$$P_b = 0.57$$

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_I - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_I - 1}} \right) \right]$$

$$P'_i = 1.314$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 1.261$$

6.3 Індикаторна питома витрата палива, кг/(кВт*г)

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad b_i = 0.18$$

6.4 Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0.468$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 0.984$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0.365$$

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

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} \quad b_e = 0.2309$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 96.521$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = 0.022 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

8. Визначення дійсного P_k компресора на даном режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

-Універсальна газова стала для повітря $\frac{Дж}{кг \cdot K}$

$$R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_n \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 0.277$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 0.283$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.211$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 684.996$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.32$$

8.6 Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, $\frac{Дж}{кг \cdot K}$

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.725$$

8.7 Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.382$$

8.8 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{k\partial} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\frac{k_t - 1}{k_t}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_g}{k_g - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_{k\partial} = 2.206$$

8.9 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{k\partial} - P_k}{P_{k\partial}} \quad \Delta P_k = 0.256 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

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

– 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 теоретичної індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,366
Показник політропи розширення n_2	1,287
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	7,776
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	10,497
Ступінь попереднього розширення ρ	1,457
Ступінь стиснення ϵ	14

Таблиця 1

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1,00	10,50	
1,00	7,78	10,50
1,46	4,65	10,50
2,08	2,85	6,62
2,71	1,99	4,72
3,34	1,50	3,61
3,97	1,18	2,89
4,59	0,97	2,40
5,22	0,81	2,03
5,85	0,70	1,76
6,47	0,61	1,54
7,10	0,53	1,37
7,73	0,48	1,23
8,36	0,43	1,11
8,98	0,39	1,01
9,61	0,35	0,93
10,24	0,32	0,85
10,86	0,30	0,79
11,49	0,28	0,74
12,12	0,26	0,69
12,75	0,24	0,64
13,37	0,23	0,61
14,00	0,21	0,57
14,00	0,21	0,21

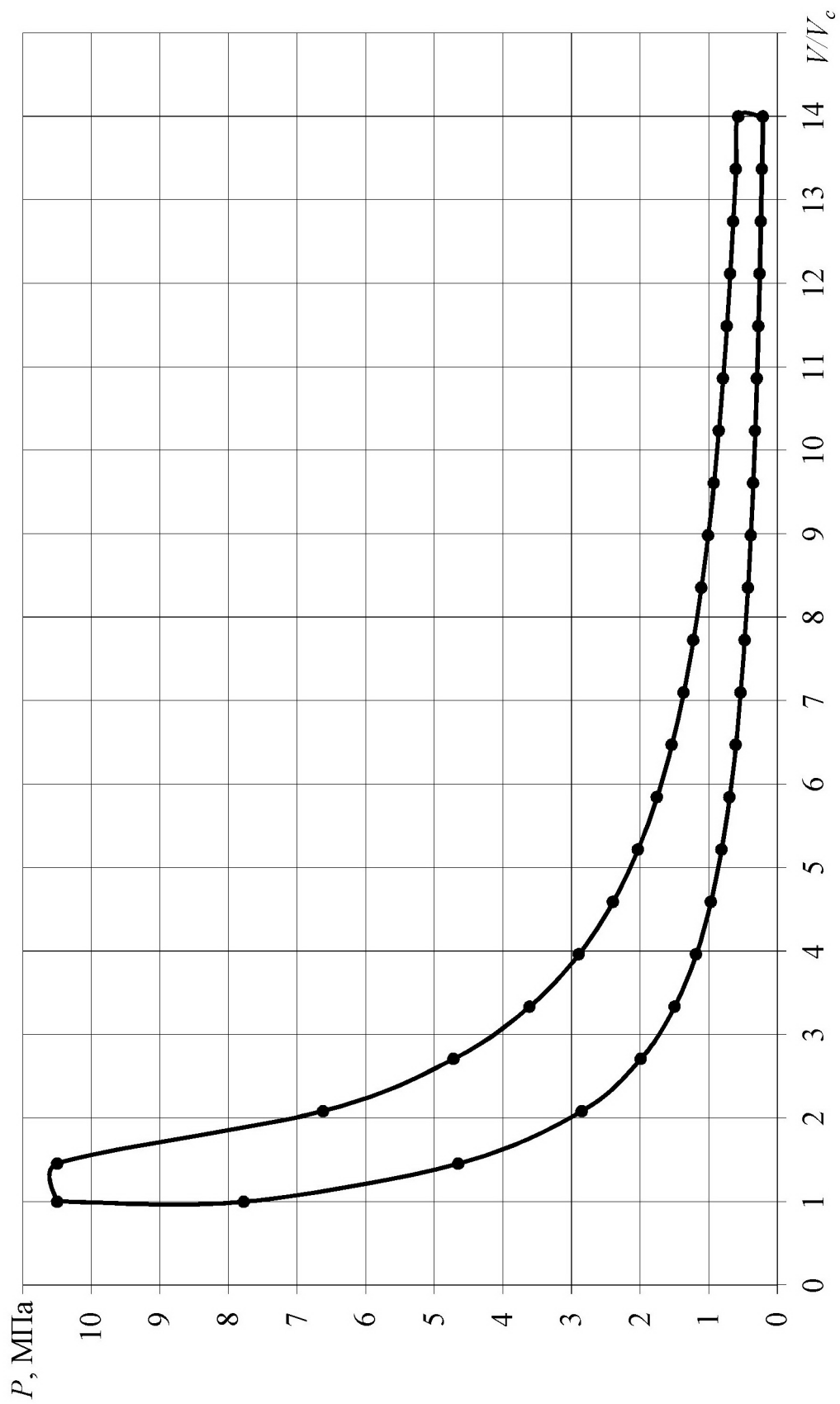


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна типу 4ЧН 10,2/12

2.5 Кінематичний розрахунок КШМ

Кінематичний розрахунок кривошипно-шатунного механізму двигуна дозволяє визначити зміну шляху, швидкості, прискорення поршня в залежності від кута повороту кривошипа колінчастого валу.

Переміщення поршня визначається з виразу

$$S_{n\varphi} = R \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right],$$

де R – радіус кривошипа ($R = S_n / 2 = 0,12 / 2 = 0,06$), м;

λ – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна, ($\lambda = R / l_{ш} = 0,3$), м.

Швидкість поршня – це похідна від шляху за часом. Отже, швидкість поршня дорівнює

$$C_{\varphi} = R \cdot \omega \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right),$$

де ω – кругова швидкість кривошипа ($\omega = \pi \cdot n / 30 = 314$), рад/с.

Прискорення поршня є першою похідною швидкості поршня по часу

$$j_{\varphi} = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi).$$

На основі наведених формул визначимо зміну шляху, швидкості, прискорення поршня для різних значень кута повороту колінчастого валу двигуна. Результати розрахунку зведені в табл. 2.2.

Графічне представлення переміщення, швидкості і прискорення поршня представлені на рис. 2.2 – 2.4.

Таблиця 2.2. Результати кінематичного розрахунку

φ , град	$S_{n\varphi}$, м	C_{φ} , м/с	j_{φ} , м/с ²
0	0	0	7690,49
15	0,0026	6,2260	7251,14
30	0,0103	11,4542	6010,56
45	0,0221	15,1631	4183,07
60	0,0368	17,3987	2070,52
75	0,0529	18,5123	-5,85
90	0,0690	18,8400	-1774,73
105	0,0839	18,5123	-3068,07
120	0,0968	17,3987	-3845,24
135	0,1069	15,1631	-4183,07
150	0,1142	11,4542	-4235,83
165	0,1186	6,2260	-4177,23
180	0,1200	0	-4141,03
195	0,1186	-6,2260	-4177,23
210	0,1142	-11,4542	-4235,83
225	0,1069	-15,1631	-4183,07
240	0,0968	-17,3987	-3845,24
255	0,0839	-18,5123	-3068,07
270	0,0690	-18,8400	-1774,73
285	0,0529	-18,5123	-5,85
300	0,0368	-17,3987	2070,52
315	0,0221	-15,1631	4183,07
330	0,0103	-11,4542	6010,56
345	0,0026	-6,2260	7251,14
360	0	0	7690,49

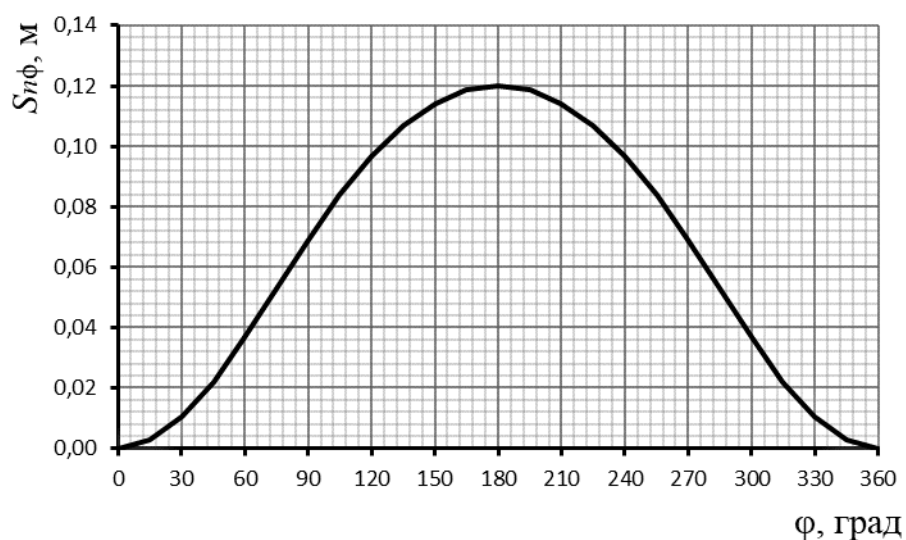


Рис. 2.2. Зміна переміщення поршня

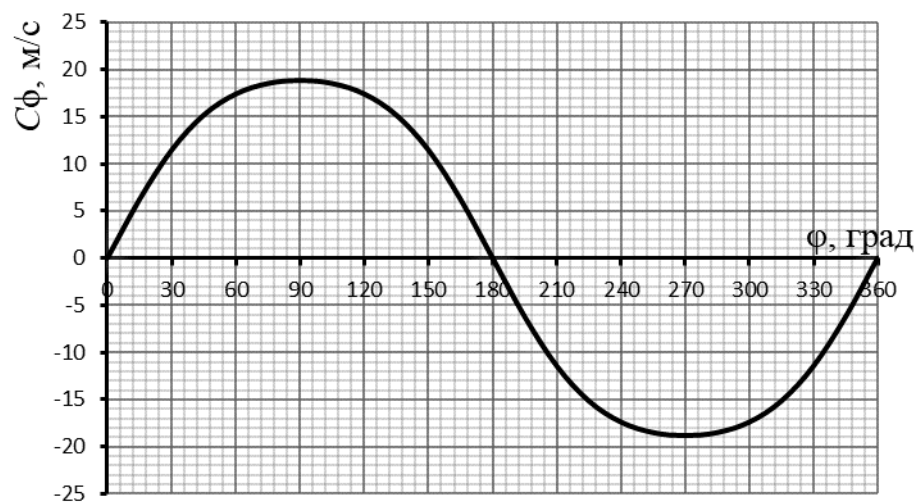


Рис. 2.3. Зміна швидкості поршня

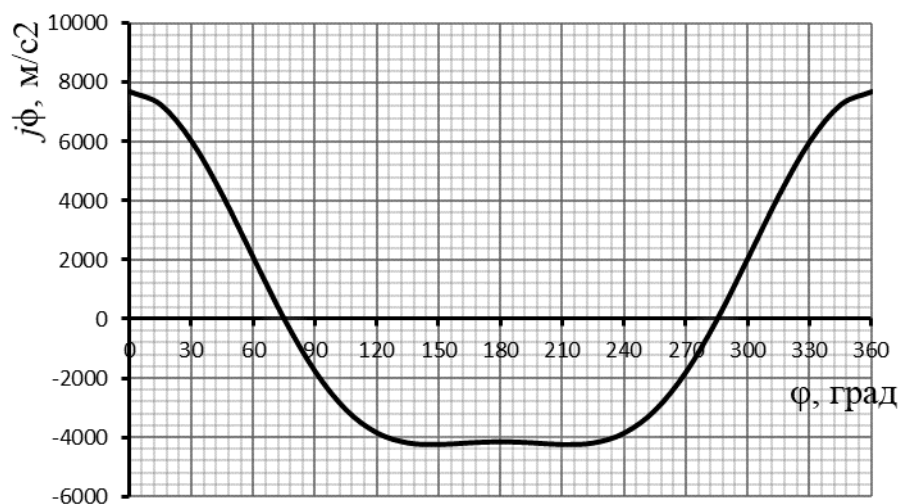


Рис. 2.4. Зміна прискорення поршня

Залежність ходу поршня від кута повороту колінчастого валу необхідна для визначення положення поршня в циліндрі, що важливо для оцінки поточного значення тиску на тактах стиску і розширення.

Значення швидкості поршня необхідно для розрахунку впускної системи. За середньої швидкості поршня визначають швидкість повітряного

потоків в каналах впускної системи і втрати тиску в місцевих опорах, що необхідно для оцінки величини тиску свіжого заряду у кінці такту впуску.

Залежність прискорення поршня від кута повороту колінчастого валу необхідна для розрахунку сил інерції від поступально рухомих мас.

2.6 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна

При вивченні динамічних явищ у ДВЗ у першу чергу розглядають сили від тиску газів P_r і сили інерції P_j . Запишемо, що сумарна сила, що діє на поршень

$$P = P_r + P_j$$

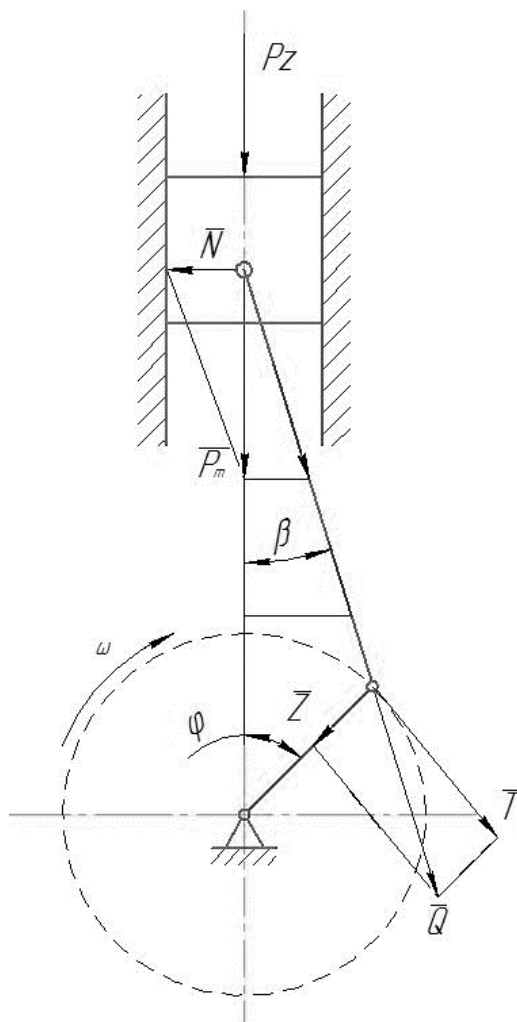


Рис. 2.5. Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

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 радіусу.

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, який через колінчастий вал передається споживачу:

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

У той же час опори двигуна сприймають перекидаючий момент

$$M_{\text{опр.}} = -N \cdot h,$$

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

Перекидаючий момент в точності дорівнює крутному моменту 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 крутного моменту по годинній стрілці прийнято вважати додатніми. Зворотні ним – відмінними.

Для одержання кількісних величин сил, що діють у КШМ, використовують індикаторну діаграму, за допомогою якої визначаємо силу тиску газів при будь-якій положенні кривошипа, і аналітичні залежності для визначення сил інерції. Силу інерції, яка діє на поршень, знаходимо на

підставі рівняння другого закону Ньютона:

$$P_j = -m_n j.$$

Величину j визначаємо з рівняння:

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

Як масу m_n оберемо 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 виконаних конструкцій ДВЗ показує, що на частку маси, що відноситься до вісі поршневого пальця, приходить 0,25...0,33 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 куту повороту колінчастого валу.

Дані для розрахунку та побудови діаграм динаміки.

Кривошипно-шатунне відношення λ0,3.

Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально m_n114 кг

Розрахунок динаміки зроблений на ПК в середовищі *Microsoft Office Excel*. Результати розрахунку представлені в табл. 2.3.

За даними табл. 2.3 були побудовані діаграми P_r , P_j , P_{dv} , N , T , Z , які представлені на рис. 2.6, 2.7.

					КРБ.142.4221.25.08.02.ПЗ.	Лист
						32
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 2.3. Результати динамічного розрахунку

φ	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,2180	-1,6008	-1,3828	0,0000	-1,3828	0,0000
15	0,2180	-1,5093	-1,2913	-0,1006	-1,2213	-0,4314
30	0,2180	-1,2511	-1,0331	-0,1567	-0,8163	-0,6523
45	0,2180	-0,8707	-0,6527	-0,1417	-0,3614	-0,5617
60	0,2180	-0,4310	-0,2130	-0,0573	-0,0569	-0,2131
75	0,2180	0,0012	0,2192	0,0664	-0,0074	0,2289
90	0,2180	0,3694	0,5874	0,1847	-0,1847	0,5874
105	0,2180	0,6386	0,8566	0,2594	-0,4722	0,7603
120	0,2180	0,8004	1,0184	0,2740	-0,7465	0,7450
135	0,2180	0,8707	1,0887	0,2363	-0,9369	0,6027
150	0,2180	0,8817	1,0997	0,1668	-1,0358	0,4054
165	0,2180	0,8695	1,0875	0,0847	-1,0724	0,1997
180	0,2180	0,8620	1,0800	0,0000	-1,0800	0,0000
195	0,2153	0,8695	1,0848	-0,0845	-1,0697	-0,1992
210	0,2257	0,8817	1,1074	-0,1680	-1,0430	-0,4082
225	0,2452	0,8707	1,1160	-0,2422	-0,9604	-0,6178
240	0,2780	0,8004	1,0784	-0,2901	-0,7904	-0,7888
255	0,2315	0,6386	0,8701	-0,2635	-0,4797	-0,7723
270	0,2208	0,3694	0,5902	-0,1856	-0,1856	-0,5902
285	0,2769	0,0012	0,2781	-0,0842	-0,0094	-0,2904
300	0,4697	-0,4310	0,0387	-0,0104	0,0103	-0,0388
315	0,9705	-0,8707	0,0998	-0,0217	0,0552	-0,0859
330	2,2034	-1,2511	0,9523	-0,1445	0,7525	-0,6013
345	5,3253	-1,5093	3,8160	-0,2972	3,6090	-1,2747
360	9,9970	-1,5905	8,4065	-0,2199	8,3554	-0,9517
375	10,4970	-1,5093	8,9877	0,7000	8,5003	3,0023
390	6,4994	-1,2511	5,2483	0,7963	4,1470	3,3137
405	3,5388	-0,8707	2,6681	0,5792	1,4771	2,2962
420	2,1576	-0,4310	1,7266	0,4645	0,4610	1,7275
435	1,4656	0,0012	1,4668	0,4441	-0,0493	1,5317
450	1,0887	0,3694	1,4581	0,4586	-0,4586	1,4581
465	0,8696	0,6386	1,5082	0,4566	-0,8314	1,3386
480	0,7366	0,8004	1,5370	0,4135	-1,1266	1,1243
495	0,6546	0,8707	1,5253	0,3311	-1,3127	0,8444
510	0,6053	0,8817	1,4870	0,2256	-1,4006	0,5481
525	0,5789	0,8695	1,4484	0,1128	-1,4283	0,2659
540	0,5707	0,8620	1,4326	0,0000	-1,4326	0,0000
555	0,2110	0,8695	1,0805	-0,0841	-1,0655	-0,1984
570	0,2110	0,8817	1,0927	-0,1658	-1,0292	-0,4028
585	0,2110	0,8707	1,0817	-0,2348	-0,9309	-0,5989
600	0,2110	0,8004	1,0114	-0,2721	-0,7414	-0,7398
615	0,2110	0,6386	0,8496	-0,2572	-0,4684	-0,7541
630	0,2110	0,3694	0,5804	-0,1825	-0,1825	-0,5804
645	0,2110	0,0012	0,2122	-0,0643	-0,0071	-0,2216
660	0,2110	-0,4310	-0,2200	0,0592	-0,0587	0,2201
675	0,2110	-0,8707	-0,6597	0,1432	-0,3652	0,5677
690	0,2110	-1,2511	-1,0401	0,1578	-0,8219	0,6567
705	0,2110	-1,5093	-1,2983	0,1011	-1,2279	0,4337
720	0,2110	-1,6008	-1,3898	0,0000	-1,3898	0,0000

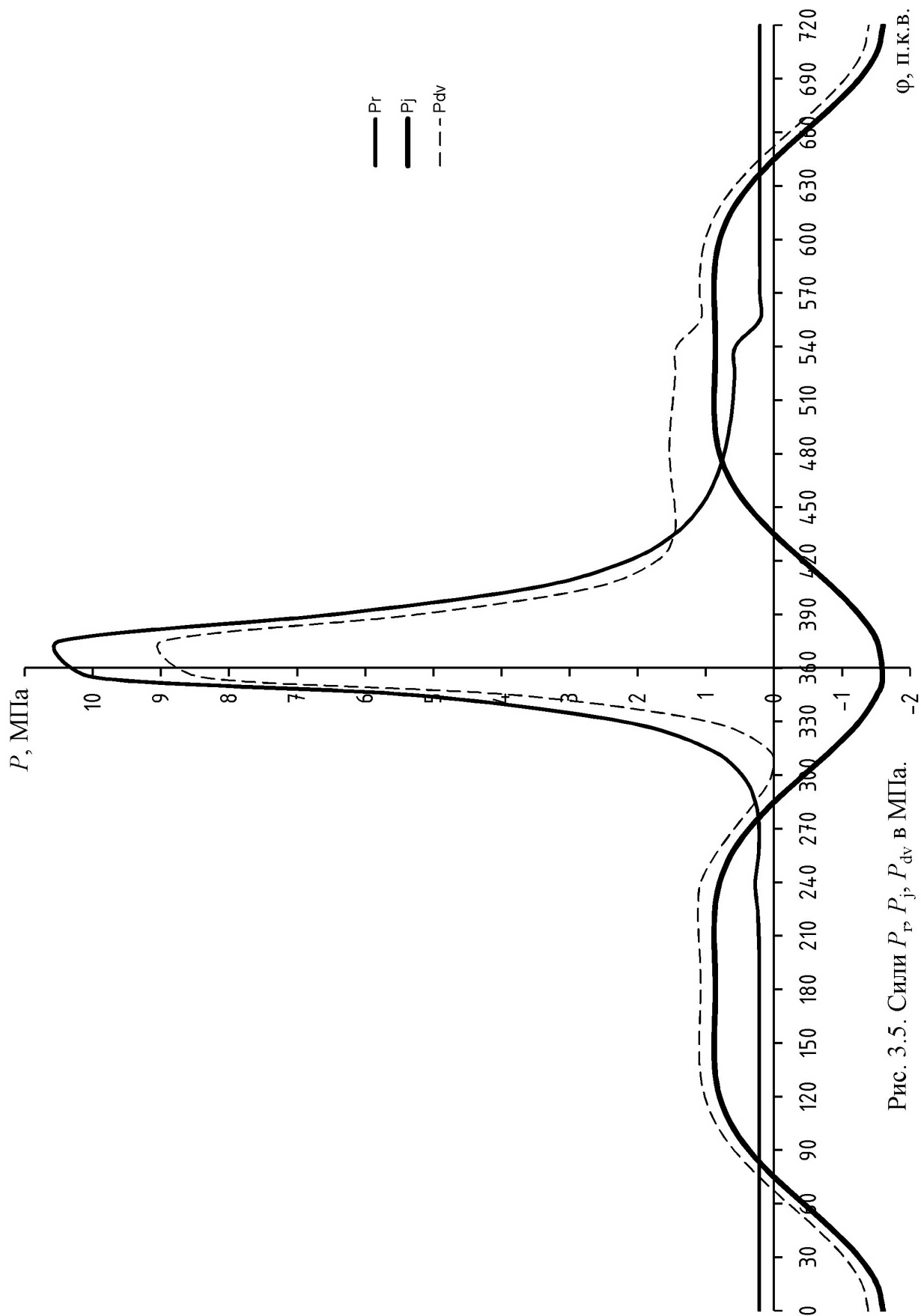


Рис. 3.5. Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа.

φ , П.К.В.

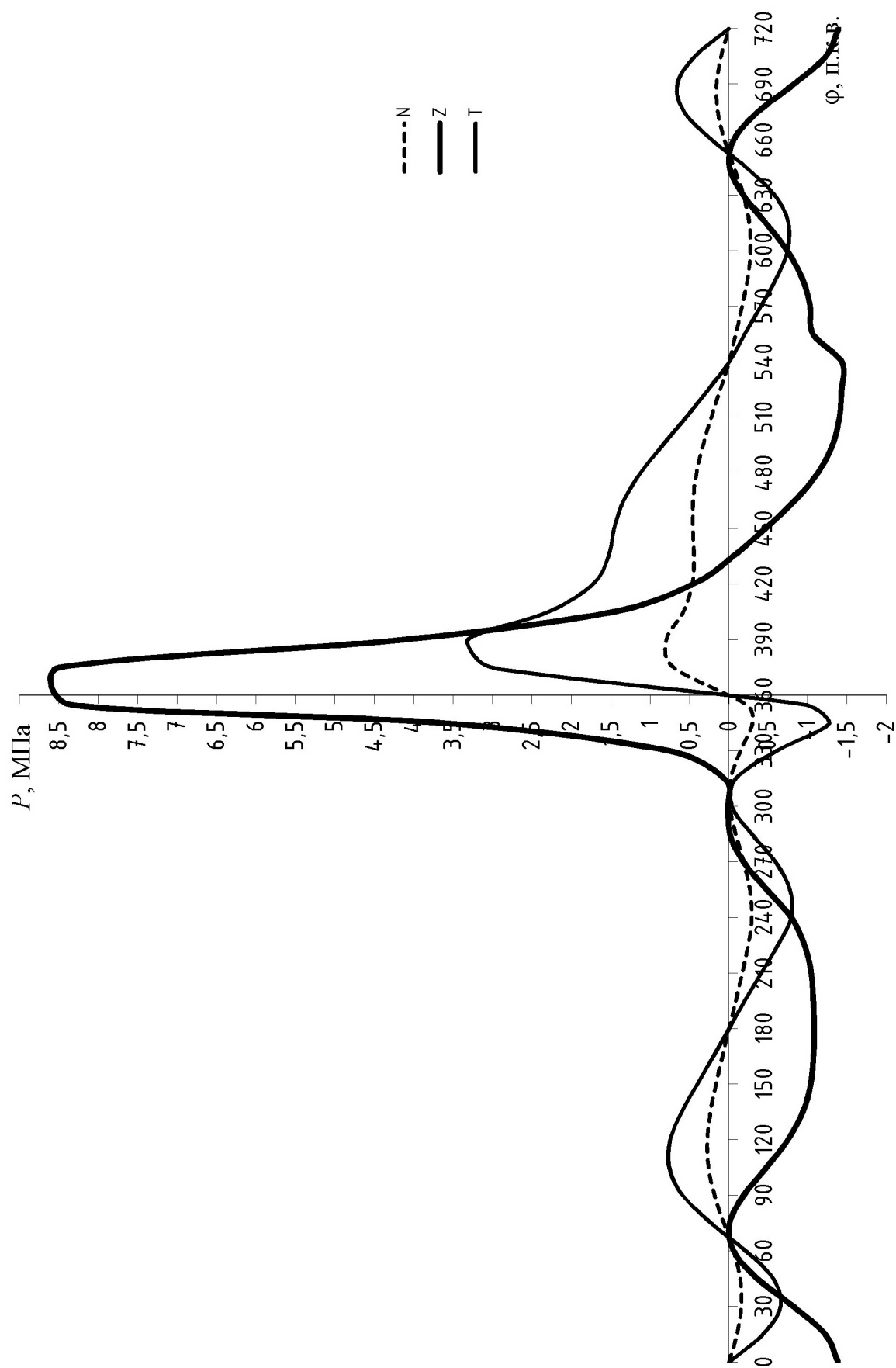


Рис. 3.6. Сили N , Z , T в МПа

2.7 Розрахунок діаграми сумарних дотичних сил

Діаграма сумарних дотичних сил являє собою в деякому масштабі сумарний момент, що знімають, на вихідному фланці колінчастого вала дизеля.

Хід розрахунку будемо робити з наступним порядком роботи циліндрів двигуна:

$$1 - 3 - 4 - 2.$$

Визначимо максимальний кут повороту кривошипа, що відповідає періоду зміни сумарної дотичної діаграми,

$$\alpha_{\Sigma} = \frac{360}{zi}$$

де $z = 0,5$ – коефіцієнт тактності двигуна;

$i = 4$ – число циліндрів.

тоді $\alpha_{\Sigma} = 180^\circ$.

Після цього останній стовпець табл. 2.4 (значення дотичної сили одного циліндра) поділяється на 4 рівні ділянки, що відповідають $\alpha_{\Sigma} = 180^\circ$, і значення дотичного зусилля кожної ділянки заносяться в табл. 2.4 у виді вертикальних стовпців відповідно до порядку роботи циліндрів. Отримані дані вносимо в табл. 2.4. На підставі отриманих даних будується діаграма сумарної дотичної сили.

Таблиця 2.4 Розрахунок сумарних дотичних зусиль

Кут повороту колінчастого валу α°	Номер циліндру				Сумарні дотичні зусилля, МПа
	1	2	3	4	
0	0	0	0	0	0
20	-0,334	-0,137	-0,142	3,295	2,682
40	-0,407	-0,275	-0,294	2,718	1,742
60	-0,175	-0,379	-0,431	1,775	0,79
80	0,166	-0,362	-0,488	1,354	0,67
100	0,378	-0,148	-0,423	1,097	0,904
120	0,392	0,193	-0,367	0,818	1,036
140	0,283	0,421	-0,636	0,521	0,589
160	0,141	0,341	-1,216	0,247	-0,487
180	0	0	0	0	0

Розрахункова величина індикаторної потужності:

$$N_{id} = \Sigma T_{CP} \cdot \mu_T \cdot F_{Ц} \cdot (\pi \cdot n / 30) \cdot R \cdot 10^3$$

де ΣT_{CP} – середнє сумарне дотичне зусилля, мм;

$\mu_T = 0,06$ МПа /мм – масштаб діаграми;

$F_{Ц}$ – площа поперечного перерізу циліндра, м²;

$R = 0,06$ м – радіус кривошипа;

$n = 3000$ хв⁻¹ – частота обертання колінчастого валу.

Середнє сумарне дотичне зусилля знаходиться по формулі:

$$T_{cp} = \frac{\Sigma T_1 + T_2 + \dots + T_n}{n}, \text{ (МПа) },$$

$\mu_T = 0,02$ – масштаб діаграми, МПа/мм;

$$\Sigma T_{cp} = \left(\frac{0 + 2,682 + 1,742 + 0,79 + 0,67 + 0,904 + 1,036 + 0,589 - 0,487 + 0}{10} \right) = 0,792 \text{ МПа}$$

2.8 Визначення діаметру маховика та його маси

Діаметр ободу маховика визначається за формулою:

$$D_{M,max} = \frac{60 \cdot [v_M]}{\pi \cdot n}$$

де: $[v] = 30$ м/с – допустима лінійна швидкість на ободі маховика.

$$D_M = 60 \cdot 30 / 3,14 \cdot 3000 = 0,19 \text{ м}$$

$$D_{M,K} = 1,7 \cdot S$$

$$D_{M,K} = 1,7 \cdot 0,12 = 0,204 \text{ м}$$

Маховий момент маховика:

$$M_M = \frac{I_M \cdot D_M}{D_M^2}$$

де D_M – діаметр маховика;

$I_M = 0,2$ кг/м² – моменту інерції маховика.

$$M_M = 4 \cdot 0,2 / 0,204^2 = 19,2 \text{ кг.}$$

Визначення основних розмірів ободу маховика:

					КРБ.142.4221.25.08.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		37

$$H = \sqrt{\frac{M_M}{\pi \cdot k_M \cdot D_M \cdot \rho}}$$

де M_M – маховий момент;

$$k_M = B/H;$$

D_m – діаметр ободу маховика;

ρ – щільність металу.

Згідно розрахунку $H = 0,062$ м

$$B = 0,25 \cdot H,$$

$$B = 0,25 \cdot 0,062 = 0,015 \text{ м}$$

Маса ободу маховика:

$$M_M = \pi \cdot D_M \cdot B \cdot H \cdot \rho,$$

де D_m – діаметр ободу маховика;

H – висота ободу;

B – ширина маховика;

ρ – щільність металу.

$$M_M = 3,14 \cdot 0,204 \cdot 0,015 \cdot 0,062 \cdot 7800 = 4,6 \text{ кг.}$$

За отриманими даними побудовано конструктивну схему маховика рис.

2.8.

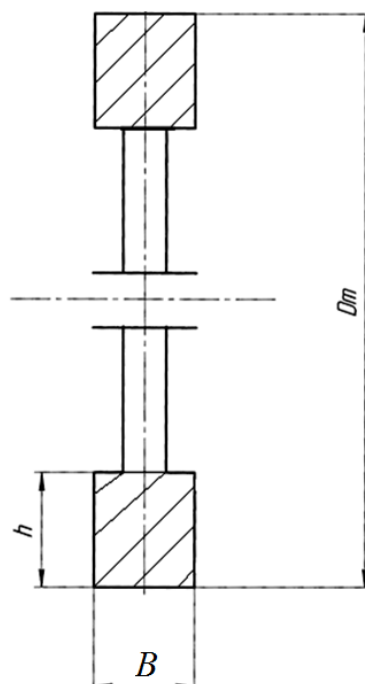


Рис. 2.8. Конструктивна схема маховика двигуна типу 4ЧН 10,2/12

2.9 Висновок до розділу

У цьому розділі було виконано моделювання робочого циклу двигуна 4ЧН 10,2/12 (Cummins ISBE 3.9) та проведено кінематичний і динамічний аналіз кривошипно-шатунного механізму. В результаті теплового розрахунку визначено основні параметри робочого процесу, включаючи ефективну потужність, тиск наддуву, коефіцієнт надлишку повітря, середній ефективний тиск, витрату пального та коефіцієнти корисної дії. Побудована теоретична індикаторна діаграма підтвердила ефективність згоряння та високу економічність двигуна – питома ефективна витрата пального становить 0,231 кг/(кВт·год), що є хорошим показником у своєму класі.

Кінематичний розрахунок дозволив дослідити зміну переміщення, швидкості та прискорення поршня, що стало основою для подальшого динамічного аналізу. Розраховані сили газового тиску та інерції, побудовані діаграми дотичних сил і сумарного крутного моменту. Аналіз динаміки КШМ показав наявність неврайонованого моменту другого порядку, який потребує компенсації шляхом встановлення маховика. Також було визначено основні геометричні та масові параметри маховика, необхідного для згладжування нерівномірності крутного моменту.

Отримані результати підтверджують узгодженість теплотехнічної та механічної складових функціонування двигуна, дозволяють комплексно оцінити його роботу в номінальному режимі та створюють основу для подальшого удосконалення конструкції або оптимізації режимів експлуатації.

					КРБ.142.4221.25.08.02.ПЗ.	Лист
						39
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ТА КОНСТРУЮВАННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ

3.1 Вступ

Згідно з технічним завданням, у цьому розділі розглядається проектування відцентрового насоса, який забезпечує циркуляцію охолоджувальної рідини в системі охолодження двигуна типу 4ЧН 10,2/12. Основною метою є виконання теплогідравлічного розрахунку, визначення основних геометричних параметрів елементів проточної частини (робочого колеса та спірального відвідного каналу), а також побудова конструктивної схеми насоса.

Розрахунки виконано з використанням автоматизованих методів у програмному середовищі LibreOffice Calc, що дозволило значно підвищити точність та оперативність визначення параметрів. Проектований насос має відповідати всім вимогам щодо продуктивності, надійності та сумісності з тепловим навантаженням двигуна, що досліджувався у попередніх розділах..

3.2 Визначення початкових даних для розрахунку

Розрахунок розходу води виконуємо згідно з рівнянням теплового балансу

$$Q_w = G_w \cdot C_{p_w} \cdot (T_1 - T_2), \text{ кВт},$$

З нього

$$G_w = \frac{Q_w \cdot 10^3}{C_{p_w} \cdot \Delta T} \text{ кг/с},$$

де Q_w – теплота, яка відводиться від двигуна охолоджуючою водою, кВт;

$C_{p_w} = 4190 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність води;

$\Delta T = T_2 - T_1$ – температурний перепад води на вході та виході з дизеля, К.

Перепад температур води на двигуні обирається в межах 10...15 К з урахуванням статистичних даних з розходів води по двигунах наближеної потужності та класу.

					КРБ.142.4221.25.08.03.ПЗ.	Лист
						40
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Кількість теплоти, яка надходить у воду (теплова потужність потоку теплоти, яка надходить у воду)

$$Q_w = \frac{0,98 \cdot Q_\Sigma - Q_\Gamma - N_e}{1,1}, \text{ кВт},$$

де Q_Σ – теплота згоряння введена у циліндр від згоряння палива, кВт;

Q_Γ – теплота випускних газів, кВт;

N_e – ефективна потужність двигуна, кВт;

Визначимо загальну кількість теплоти (теплову потужність циклу), що виділяється у циліндрі

$$Q_\Sigma = \frac{N_e}{\eta_e} = \frac{96,5}{0,365} = 264,4 \text{ кВт}.$$

Визначимо кількість теплоти, яка відходить з відхідними газами (теплову потужність потоку відхідних газів)

$$Q_\Gamma = G_t \cdot c_{p_\Gamma} \cdot (T_{3T} - T_o), \text{ Вт},$$

де G_t – розхід газів через турбіну, кг/с;

c_{p_Γ} – ізобарна теплоємність газів, Дж/(кг·К);

T_{3T} – температура газів за турбіною, К.

Ізобарна теплоємність газів обчислюється згідно з рівнянням Майера

$$c_{p_\Gamma} = \frac{k_t}{k_t - 1} \cdot R_t, \text{ Дж/(кг·К)},$$

де k_t – показник адіабати розширення газу в турбіні;

R_t – універсальна газова стала для відпрацьованих газів, Дж/(кг·К).

$$c_{p_\Gamma} = \frac{1,382}{1,382 - 1} \cdot 287,725 = 1040,9 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Температура газів за турбіною обчислюється на підставі виразу ККД турбіни

$$T_{3T} = T_t - \eta_{t,ад} \cdot (T_t - T_{3T}^{ад}), \text{ К},$$

де T_t – температура газу перед турбіною, К

$\eta_{t,ад}$ – адіабатний ККД турбіни.

$$T_{3T}^{ad} = T_t \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{P_a}{P_o}} \right)^{\frac{k_t-1}{k_t}}, \text{ К}$$

Після підстановки

$$T_{3T}^{ad} = 684,996 \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{0,212}{0,101}} \right)^{\frac{1,382-1}{1,382}} = 572,8 \text{ К.}$$

Тож

$$T_{3,T} = 684,996 - 0,76 \cdot (684,996 - 572,8) = 599,7 \text{ К.}$$

Таким чином кількість теплоти, яка відходить з відхідними газами

$$Q_T = 0,283 \cdot 1040,9 \cdot (599,7 - 300) = 88,3 \text{ кВт}$$

Після підстановки

$$Q_W = \frac{0,98 \cdot 264,4 - 88,3 - 96,5}{1,1} = 67,6, \text{ кВт.}$$

Якщо задати перепад температури охолоджуючої рідини на виході та на вході в двигун на рівні 8 К, то згідно рівняння теплового балансу можна визначити продуктивність відцентрового насоса, який відведе тепло від двигуна та забезпечить заданий перепад температур води.

$$G = \frac{67,6 \cdot 10^3}{4190 \cdot 8} = 2,0 \text{ кг/с, або } Q \approx 7 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Приймемо, що питома робота насоса повинна складати $L = 40 \text{ Дж/кг}$.

При заданому набір вихідних даних визначаємо частоту обертання ротора n (кутової швидкості його обертання ω). Для цього спільно вирішуємо два рівняння: критичного кавітаційного запасу енергії насоса $\Delta I_{\text{кр}}$

$$\Delta I_{\text{кр}} = L(1,54 \frac{n_s}{C})^{\frac{4}{3}},$$

та рівняння для обчислення кутової швидкості ротора насоса

$$\omega = \frac{C \Delta I_{\text{кр}}^{\frac{3}{4}}}{298 \sqrt{Q}}.$$

					КРБ.142.4221.25.08.03.ПЗ.	Лист
						42
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Значення n_s спочатку визначаємо заздалегідь, а потім коригуємо відповідно до рекомендацій. Вибір і подальша корекція n_s визначає частоту обертання ротора. Вибір і можлива корекція параметра C вихідних даних впливає тільки на $\Delta L_{кр}$ і, відповідно, на висоту всмоктування насоса. Параметри n_s і ω зі зміною C залишаються постійними.

Тож приймаємо $n_s = 120$, а $C = 800$.

Тоді

$$\Delta L_{кр} = 40 \cdot \left(1,54 \cdot \frac{120}{800}\right)^{\frac{4}{3}} = 5,67 \text{ Дж/кг}.$$

При відомих $\Delta L_{кр}$, Q , C обчислюємо частоту обертів ротору насосу ω

$$\omega = \frac{C \Delta L_{кр}^{\frac{3}{4}}}{298 \sqrt{Q}}, \quad \omega = \frac{800 \cdot 5,67^{\frac{3}{4}}}{298 \cdot \sqrt{0,001944}} = 223,7 \text{ с}^{-1},$$

де $Q = 0,001944 \text{ м}^3/\text{с} = 7/3600$.

Частота обертання ротору

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}, \quad n = \frac{30 \cdot 223,7}{3,14} = 2137 \text{ об/хв}.$$

Відкоригуємо значення n_s так, щоб частота обертання дорівнювала би частоті обертання колінчатого валу двигуна. Для цього використовуємо процедуру «Підбір параметру».

Таким чином, для насоса остаточно обчислені наступні параметри:
 $n_s = 117,9$; $C = 800$; $\Delta L_{кр} = 5,5 \text{ Дж/кг}$; $\omega = 219,8 \text{ с}^{-1}$; $n = 2100 \text{ об/хв}$.

3.3 Визначення основних розмірів робочого колеса

Розрахунок робочого колеса насоса можна умовно розділити на дві частини: визначення вхідних і вихідних розмірів колеса.

Вхідні параметри:

D_0 – діаметр входу в робоче колесо;

D_1 – діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса;

Δ_1 – товщина лопаті на вході;

β_1 – кут установки лопаті на вході.

					КРБ.142.4221.25.08.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		43

Вихідні параметри:

D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса;

Δ_2 – товщина лопаті на виході з колеса;

β_2 – кут установки лопаті на виході.

Зазначені параметри визначаються з використанням рівнянь витрати рідини та основного рівняння лопатевих насосів (рівняння Ейлера).

Для визначення основних розмірів робочого колеса (рис. 3.1) маємо наступні значення Q , L , ω , C , n_s .

Розрахунок слід розпочинати з визначення ККД насоса

$$\eta = \eta_{\Gamma} \cdot \eta_o \cdot \eta_{м.в.н} \cdot \eta_{с.п.},$$

де η_{Γ} – гідравлічний ККД. Значення η_{Γ} сучасних насосів залежить від n_s і дорівнює 0,85...0,95;

η_o – об'ємний ККД. Середнє значення $\eta_o = 0,9...0,98$;

$\eta_{м.в.н}$ – коефіцієнт, який враховує тертя дисків колеса о воду;

$\eta_{с.п.}$ – коефіцієнт, який враховує втрати в сальниках та підшипниках.

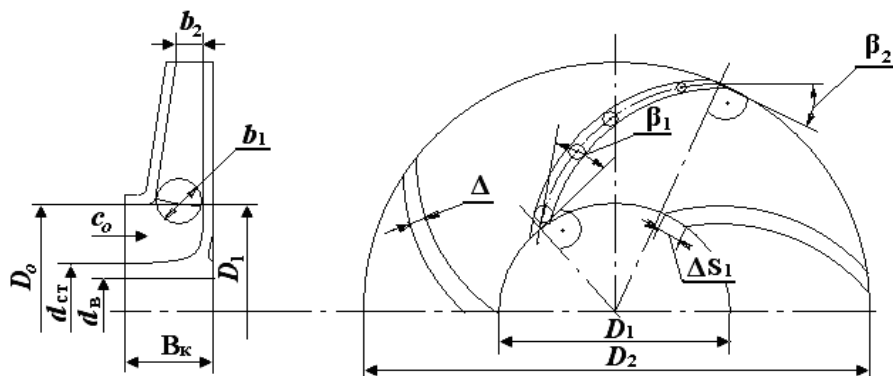


Рис. 3.1. Схема робочого колеса відцентрового насоса

Гідравлічний ККД знаходиться по $D_{1пр}$ спочатку в першому наближенні, а потім уточнюється з врахуванням зміни діаметрів.

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,4}{\left(1 - \frac{D_{2п}}{D_{1п}} - 0,1\right)^2}$$

$D_{1пр}$ – приведений (середньоквадратичний) діаметр на вході в колесо, мм.

Приведений діаметр в першому наближенні обчислюється за формулою:

$$D_{1\text{нр}} = k_{D_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{\pi \cdot Q_1}{3 \cdot \omega}},$$

де k_{D_1} – коефіцієнт вхідного діаметру;

Q_1 – розхід рідини через одне колесо, м³/с.

$$k_{D_1} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \frac{1}{\sqrt{k_{C_0}}},$$

де k_{C_0} – коефіцієнт, який залежить від C (рис. 3.2.)

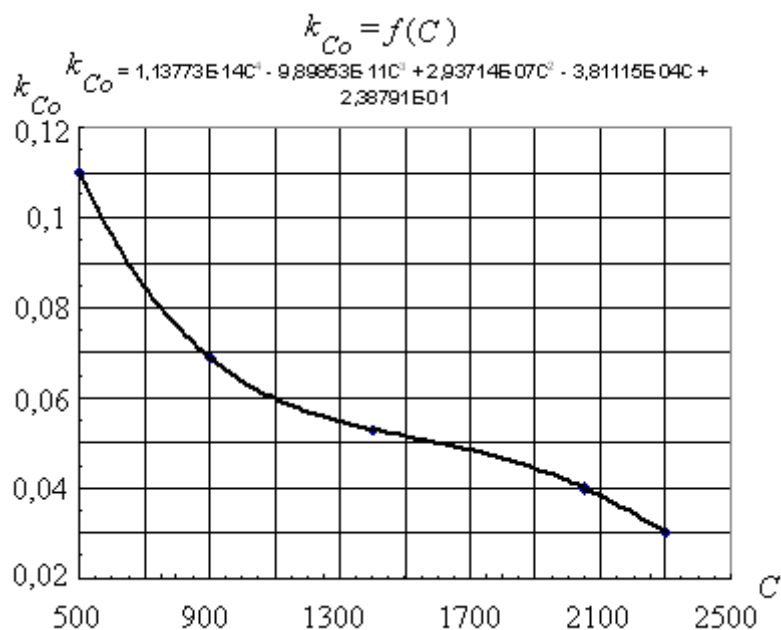


Рис. 3.2. графік залежності $k_{C_0} = f(C)$.

Приймаємо $k_{C_0} = 0,076$.

$$k_{D_1} = \frac{2}{\sqrt{3,14}} \cdot \frac{1}{\sqrt{0,076}} = 4,1.$$

Розхід рідини через одне колесо дорівнює:

$$Q_1 = \frac{Q}{z_{\text{п}}},$$

де $z_{\text{п}}$ – кількість потоків (коліс) в насосі, шт. Приймаємо $z_{\text{п}} = 1$.

$$Q_1 = \frac{0,002}{1} = 0,002 \text{ (м}^3\text{/с)}.$$

$$D_{1\text{нр}} = 4,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{3,14 \cdot 0,002}{30 \cdot 219,8}} = 0,0404 \text{ (м)}.$$

Приведений діаметр в другому наближенні обчислюється після остаточного визначення $d_{\text{ст}}$ і D_1 за формулою:

$$D_1^{**} = \sqrt[3]{0,5(d_{\text{ст}}^2 + D_1^2)},$$

де $d_{\text{ст}}$ – діаметр маточини робочого колеса, м;

D_1 – діаметр середини вхідної кромки лопаті робочого колеса, м.

Діаметр маточини робочого колеса залежить від діаметру вала ротору насоса і приймається конструктивно:

$$d_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,8) \cdot d_{\text{в}},$$

де $d_{\text{в}}$ – діаметр вала ротора насосу, м.

Зазвичай діаметр вала ротору насоса визначають при конструктивній проробці схеми насосу з врахуванням критичної частоти обертів. Орієнтовно $d_{\text{вс}}$ визначаємо спрощеним розрахунком на скручування з заздалегідь заниженими допустимими напруженнями:

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{1,6 M_{\text{к}}}{\pi \cdot [\tau_{\text{кр}}]}},$$

де $M_{\text{к}}$ – крутний момент на валу ротора насосу, Н·м;

$[\tau_{\text{кр}}] = (300 \dots 500) \cdot 10^5$ Па – допустиме напруження на скручування для вала круглого перетину виготовленого зі сталі.

Приймаємо $[\tau_{\text{кр}}] = 300 \cdot 10^5$ Па

Розрахунок ступеня насоса вимагає вдаватися до ряду наближень, ітерацій. Завдяки машинним розрахункам необхідна кількість таких ітерацій не має великого значення. Надалі в роботі перші наближення розрахункових параметрів не приводяться, а вказуються лише їх остаточні значення.

Крутний момент на валу ротора насосу обчислюється за формулою:

$$M_{\text{к}} = \frac{N_{\text{в}}}{\omega},$$

де $N_{\text{в}}$ – потужність на привід вала ротора насосу, Вт.

$$N_{\text{в}} = \frac{\rho \cdot Q \cdot L}{\eta},$$

$$N_{\text{в}} = \frac{1000 \cdot 0,002 \cdot 40}{0,652} = 123 \text{ (Вт)},$$

					КРБ.142.4221.25.08.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		46

$$M_k = \frac{123}{219,8} = 0,56 \text{ (Н·м)},$$

$$d_b = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 0,56}{3,14 \cdot 300 \cdot 10^5}} = 0,0046 \text{ (м)},$$

$$d_{ct} = 1,2 \cdot 0,0046 \approx 0,0056 \text{ (м)}.$$

Діаметр середини вхідної кромки лопаті робочого колеса для насосів з $n_s = 80 \dots 120$ згідно з [3] знаходиться у межах:

$$D_1 = (0,9 \dots 1,0) \cdot D_0,$$

де D_0 – діаметр входу в робоче колесо, м.

Діаметр входу в робоче колесо обчислюється за формулою:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_p}{\pi \cdot c_o} + d_{ct}^2},$$

де Q_p – розрахунковий розхід через робоче колесо насоса з врахуванням об'ємних втрат рідини через ущільнення, м³/с;

c_o – швидкість рідини в кільцевому прийомному отворі робочого колеса, м/с. Ця швидкість повинна знаходитися в межах 2...6 м/с.

Розхід рідини через робоче колесо насоса з урахуванням додаткових паразитних течій обчислюється за формулою:

$$Q_p = \frac{Q_1}{\eta_o},$$

$$Q_p = \frac{0,002}{0,973} = 0,002 \text{ (м}^3\text{/с)}.$$

Швидкість рідини в кільцевому прийомному отворі робочого колеса згідно з теорією подібності повинна дорівнювати:

$$c_o = k_{c_o} \cdot \left(\frac{3}{\pi}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \sqrt[3]{Q_1 \cdot \omega^2},$$

$$c_o = 0,076 \cdot \left(\frac{30}{3,14}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \sqrt[3]{0,002 \cdot 219,8^2} = 1,58 \text{ (м/с)}.$$

Згідно з такою швидкістю

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 1,58} + 0,0056^2} = 0,0411 \text{ (м)}.$$

Приймаємо $D_0 = 0,04$ м і $D_1 = D_0 = 0,04$ м.

То ж приведений діаметр в другому наближенні дорівнюватиме:

$$D_{\text{лп}}^{**} = \sqrt{0,5 \cdot (0,0056^2 + 0,04^2)} = 0,0286 \text{ (м)}.$$

Значення гідравлічного ККД:

$$\eta_r = 1 - \frac{0,4}{(1 - \frac{0,4}{2})^2} = 0,7$$

Об'ємний ККД обчислюється за формулою:

$$\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{n_s^2}}}$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{1,779}}} = 0,97$$

Коефіцієнт, який враховує тертя дисків колеса об воду, розраховується за формулою:

$$\eta_{\text{м в н}} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}}$$

$$\eta_{\text{м в н}} = \frac{1}{1 + \frac{820}{1,779}} = 0,9$$

Коефіцієнт, який враховує втрати в сальниках та підшипниках, лежить в межах 0,95...0,98 [4]. Приймаємо $\eta_{\text{сп}} = 0,95$.

Результуюче значення ККД насоса дорівнюватиме:

$$\eta = 0,7 \cdot 0,97 \cdot 0,9 \cdot 0,95 = 0,6$$

Кут установки лопаті на вході визначається за формулою:

$$\beta_1 = \beta_{10} + \delta,$$

де β_{10} – кут безударного входу, град;

δ – кут атаки, град.

Значення кута знаходиться в межах від 0 до 15°[1]. Враховуючи особливості застосування насоса, що проектується, в нашому випадку доцільно прийняти δ як величину, яка доповнює кут β_1 до цілого числа градусів. Вве-

					КРБ.142.4221.25.08.03.ПЗ.	Лист
						48
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

дення кута атаки міняє конфігурацію вхідного трикутника, перетворюючи його в косокутний трикутник.

Кут безударного входу визначається за формулою:

$$\beta_{10} = \arcsin \frac{c_{1m}}{u_1},$$

де c_{1m} – меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході в робоче колесо, м/с;

u_1 – колова швидкість потоку рідини на діаметрі D_1 , м/с.

$$u_1 = \frac{\omega \cdot D_1}{2},$$

$$u_1 = \frac{2 \cdot 18 \cdot 0,0}{2} = 4,4 \text{ (м/с)}.$$

Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході обчислюється як:

$$c_{1m} = c'_{1m} \cdot k_1,$$

де c'_{1m} – швидкість рідини в районі повороту протока в робочому колесі, м/с;

k_1 – коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями на вході.

$$c'_{1m} = c_o = 1,5 \text{ (м/с)}.$$

$$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot \Delta S_1}{\pi \cdot D_1}},$$

де z – число лопатей робочого колеса насоса;

ΔS_1 – перетин лопаті на вході, нормальний до радіуса, м.

Оптимальна кількість лопатей робочого колеса обчислюється за формулою:

$$z = k \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2},$$

де $k = 6,5$ для литих коліс з відносно великою товщиною лопаті і $k = 8$ для робочих коліс з лопатями з листового матеріалу. Приймаємо $k = 6,5$.

Попереднє значення зовнішнього діаметру робочого колеса визначається згідно з теорією подібності за формулою:

					КРБ.142.4221.25.08.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		49

$$D_2^* = \frac{D_0}{0,0002n_s^2 + 0,27}$$

$$D_2^* = \frac{0,0002 \cdot 10^4}{12 \cdot 0,27} = 0,76 \text{ (м)}$$

Виходячи із забезпечення мінімальних втрат, попереднє значення величини кута β_2 повинно бути обране з табл. 3.1 (орієнтовно).

Таблиця 3.1. Залежність β_2 від n_s

n_s	від 40 до 100	до 100	до 200
β_2 , град	30...36	25...30	20...22

Приймаємо в першому наближенні $\beta_2 = 42^\circ$

$$z = 6,5 \cdot \frac{0,0002 \cdot 10^4}{12 \cdot 0,27} \cdot \sin 42^\circ = 1,2$$

Розраховане значення кількості лопатей робочого колеса є орієнтовним і може бути зміненим в певному діапазоні значень. Тож для відцентрових насосів загального призначення кількість лопатей робочого колеса лежить в межах 6...12. Для отримання більш стабільної характеристики більш доцільно мати $z = 6...8$ [3].

Приймаємо $z = 11$.

$$\Delta S_1 = \frac{\Delta_1}{\sin \beta_1},$$

де Δ_1 – товщина лопаті на вході, м. Зазвичай $\Delta_1 = 1...4$ мм [2], обирається за умови жорсткості та стійкості матеріалу, але так, щоб забезпечити умову $1,1 \leq k_1 \leq 1,25$.

Приймаємо $\Delta_1 = 1$ мм.

$$\Delta S_1 = \frac{0,001}{\sin 42^\circ} = 0,0015 \text{ (м)},$$

$$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{1}{3,14 \cdot 0,0015}} = 1,2$$

Значення коефіцієнту захаращення k_1 повинно знаходитися в межах 1,1...1,25. Умова виконується.

$$c_{1m} = 1,5 \cdot 8 \quad , \quad 2 = 26 \quad , \quad (M/c),$$

$$\beta_1 = a + r \frac{2-c-t}{4}, \quad \frac{0}{4} \leq \frac{1}{4}.$$

Значення кута атаки обираємо таким, щоб доповнити кут β_1 до цілого числа градусів. Приймаємо $\delta = 0,44^\circ$

$$\beta_1 = 2 \quad 4 +,054 \quad 642 \quad ^\circ.$$

Зовнішній діаметр робочого колеса у другому наближенні визначається за формулою:

$$D_2 = \frac{2}{\omega} \cdot \left[\frac{c_2}{2 \cdot t_{\beta_2}} + \sqrt{\left(\frac{c_2}{2 \cdot t_{\beta_2}} \right)^2 + L_\infty} \right],$$

де L_{∞} – питома робота колеса з нескінченним числом лопатей, Дж/кг.

$$L_{\infty} = (1 + p) \cdot L_T,$$

де p – поправка на скінчену кількість лопатей робочого колеса. Зазвичай лежить в межах $0,2 \dots 0,4$ [1];

L_T – теоретична питома робота колеса, Дж/кг.

$$L_{\text{T}} = \frac{L}{\eta_{\text{T}}},$$

$$L_T = \frac{4}{0} \frac{0}{7} = 5 \frac{3}{4} \text{ (Дж/кг)}.$$

$$p = 2 \cdot \frac{\Psi}{Z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2},$$

де ψ – коефіцієнт, яким оцінюється форма лопаті і якість її поверхні.

Для литих робочих коліс величину даного коефіцієнта можна визначити за формулою:

$$\psi = k_3 + 0,6 \cdot s \text{ i } \beta_{n_2}.$$

де k_3 – коефіцієнт. Лежить в межах $0,55 \dots 0,65$ [1]. Приймаємо $k_3 = 0,55$.

$$\psi = 0,5 + 0,6 \cdot s \quad 4 \quad n=20$$

$$p = 2 \cdot \frac{0,9}{1} \cdot \frac{7}{1} \frac{1}{1 - \left(\frac{0,0}{0}, \frac{0}{0} \right)^2} = 0, \quad \frac{4}{8} \quad \frac{2}{2}$$

$$L_{\infty} = (1 + 0,2) \cdot 35 \cdot 13 = 6,66 \text{ (Дж/кг)}.$$

$$D_2 = \frac{2}{2} \cdot \left[\frac{1}{12 \cdot 498} + \sqrt{\left(\frac{5}{2 \cdot 84} \right)^2 + \frac{5}{2}} \right] \cdot 498, \quad \text{(м)}.$$

Ширина маточини робочого колеса B_k (рис. 1.) визначається з наступного співвідношення:

$$B_k = (0,2 \div 0,4) \cdot D_2,$$

$$B_k = 0,3 \cdot 0,4 = 0,12 \text{ (м)}.$$

Відносні швидкості потоку рідини при вході на лопать робочого колеса обчислюється за формулами:

$$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_1}; \quad w_{10} = \frac{c_{10m}}{\sin \beta_{10}},$$

$$w_1 = \frac{2,0}{\sin 25^\circ} = 4,7 \text{ (м/с)}.$$

$$w_{10} = \frac{2,0}{\sin 40^\circ} = 3,1 \text{ (м/с)}.$$

Після визначення необхідних швидкостей потоку рідини, будуюмо трикутники швидкостей на вході в робоче колесо насоса (рис. 3.3.).

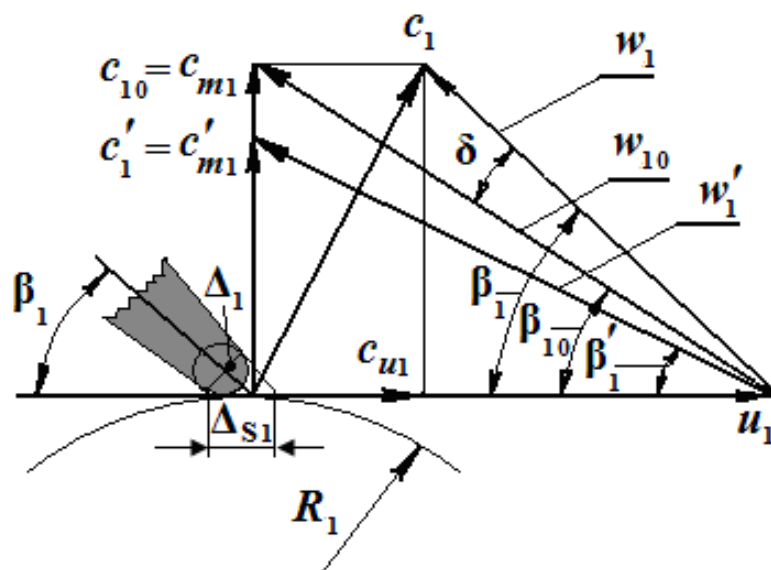


Рис. 3.3. Суміщені трикутники швидкостей на вході в робоче колесо насоса

Визначення колової швидкості потоку рідини на діаметрі D_2 , м/с.

$$u_2 = \frac{\omega \cdot D_2}{2},$$

$$u_2 = \frac{2 \cdot 109,088}{2} = 109,088 \text{ (м/с)}.$$

Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса визначається з наступного співвідношення:

$$c_{2m} = (0,7 \cdot 51,1) \cdot c_{1n},$$

тож:

$$c_{2m} = 0,7 \cdot 51,1 = 35,771 \text{ (м/с)}.$$

Визначення меридіанної складової абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса з врахуванням коефіцієнта захаращення каналу колеса лопатями:

$$c'_{2m} = \frac{c_{2m}}{k_2},$$

де k_2 – коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями.

$$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot \Delta S_2}{\pi \cdot D_2}},$$

де ΔS_2 – перетин лопаті на виході, нормальний до радіуса, м.

$$\Delta S_2 = \frac{\Delta_2}{\sin \beta_2},$$

де Δ_2 – товщина лопаті на виході, м. Зазвичай $\Delta_2 = 1 \dots 3$ мм.

Приймаємо $\Delta_2 = 1$ мм.

$$\Delta S_2 = \frac{0,001}{\sin 40^\circ} = 0,00156 \text{ (м)}.$$

$$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{1 \cdot 0,00156}{3,14 \cdot 0,082}} = 1,0031,$$

$$c'_{2m} = \frac{35,771}{1,0031} = 35,657 \text{ (м/с)}.$$

Проекція абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при скінченному числі лопатей визначається за формулою:

$$c_{2u} = \frac{53,62}{9,04} = 5,94 \text{ (м/с)}.$$

Визначення проекції абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей:

$$c_{2\infty} = \frac{L_T \cdot (1 + p)}{u_2},$$

$$c_{2\infty} = \frac{5 \cdot 3 \cdot (1 + 0,06)}{9} = 1,73 \text{ (м/с)}.$$

Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса обчислюється за формулою:

$$w_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + (u_2 - c_{2u})^2},$$

$$w_2 = \sqrt{5,94^2 + (9 - 5,94)^2} = 6,8 \text{ (м/с)}.$$

Оптимальне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі зі скінченим числом лопатей $(w_1/w_2)_{\text{opt}}$ знаходиться з графіка (рис. 3.4) або з виразу:

$$(w_1/w_2)_{\text{opt}} = 3 \cdot 10^{-1} \cdot n_s^{-0,1} + 1,6 \cdot 10^{-1} \cdot n_s^{-0,6} + 8,04 \cdot 10^{-8} \cdot n_s^{-0,1} + 2,052 \cdot 10^{-6} \cdot n_s^{-0,3} + 3 \cdot 10^{-10} \cdot n_s^{-2,493} + 1,8 \cdot 10^{-2}$$

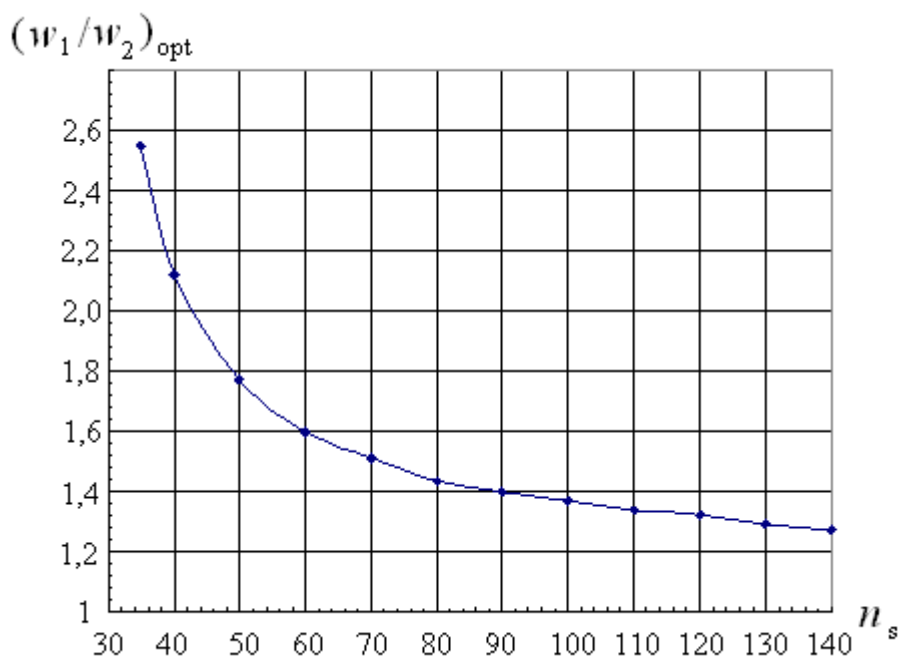


Рис. 3.4. Залежність $(w_1/w_2)_{\text{opt}}$ від n_s

Згідно з графіком оптимальне співвідношення відносних швидкостей буде дорівнювати 1,38.

Дійсне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі:

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{4}{3}, \frac{7}{4} = 1,75.$$

Дійсне співвідношення (w_1/w_2) задовольняє оптимальному значенню при $\beta_2 = 31^\circ$. Розрахункове значення кута β_2 встановлене після ряду послідовних наближень. Відповідно значення всіх параметрів і кутів приводиться в даному прикладі в останньому наближенні.

Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса при нескінченній кількості лопатей обчислюється за формулою:

$$w_{2\infty} = \frac{c_{2m}}{\sin \beta_2},$$

$$w_{2\infty} = \frac{1}{\sin 31^\circ} = 1,92, \text{ (м/с)}.$$

Після визначення колової швидкості u_2 і проєкцій абсолютної швидкості c_{2m} , c_{2u} , $c_{2\infty}$ можуть бути побудовані трикутники швидкостей на виході з робочого колеса насосу для $z = \infty$ і $z \neq \infty$ за схемою (рис. 3.5.). Креслення трикутників приведено далі.

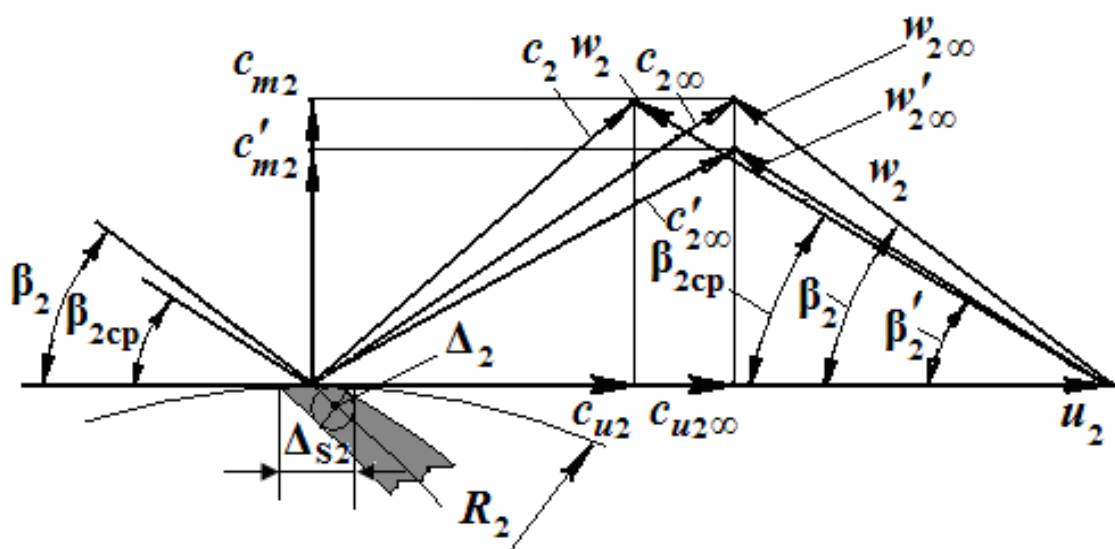


Рис. 3.5. Суміщені трикутники швидкостей на виході з робочого колеса насоса

В результаті визначення основних параметрів робочого колеса насосу були встановлені наступні конструктивні числові значення, за якими можлива ескізна проробка робочого колеса:

Діаметр входу в робоче колесо $D_0 = 41,1$ мм

Діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса $D_1 = 40$ мм

Товщина лопаті на вході в колесо $\Delta_1 = 1$ мм

Кут установки лопаті на вході $\beta_1 = 25^\circ$

Зовнішній діаметр робочого колеса $D_2 = 82,25$ мм

Товщина лопаті на виході з колеса $\Delta_2 = 1$ мм

Кут установки лопаті на виході $\beta_2 = 42^\circ$

3.4 Розрахунок меридіанного перетину робочого колеса

Особливістю зображення лопатей в меридіанному перетині є те, що лопаті не розтинаються площиною, а в цій площині поєднуються їх вхідні і вихідні кромки. Контур меридіанного перетину плавно міняється таким чином, щоб забезпечити плавний перехід меридіанної складової абсолютної швидкості від величини c_{1m} до c_{2m} по певному закону, який задається графіком. При малій зміні c_m доречно прийняти лінійний закон зміни цього параметра по радіусу (рис. 3.6).

Розрахунок меридіанного перетину робочого колеса виконується в табличній формі. Табл. 3.2 робиться як копія відповідної форми, що представлена в розрахунковій програмі на окремому листі.

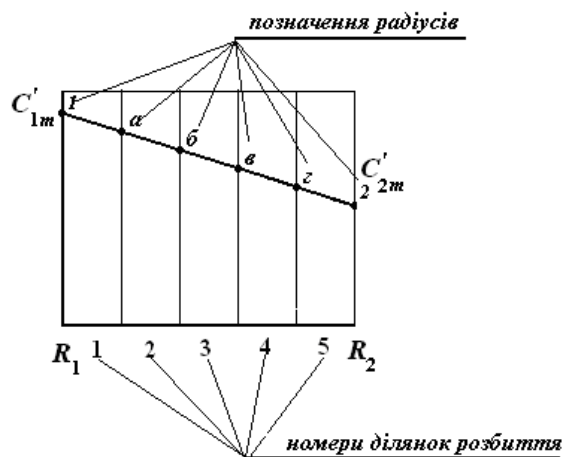


Рис. 3.6. Графік зміни меридіанній складовій абсолютної швидкості C'_{2m} по радіусу (з позначеннями радіусів і номерів ділянок розбиття)

Побудова меридіанного перетину робочого колеса виконується наступним чином. На лінії, яка перпендикулярна вісі робочого колеса, відкладаємо точки, які відповідають значенням радіусів $R_1, \dots, R_i, \dots, R_2$. Через ці точки ці точки проводимо відрізки, на яких відкладаємо значення ширини каналу відповідно $b_1, \dots, b_i, \dots, b_2$. Потім на відрізках шириною b_i , як на діаметрах, будуюмо кола. Проводимо лінії, паралельні вісі робочого колеса і які відповідають діаметрам $D_0, d_{ст}, d_v$ (рис. 3.1). Після чого будуємо бокові стінки каналу, які огинають кола з діаметрами b_i .

Таблиця 3.2. Розрахунок меридіанного перетину робочого колеса

Параметр та одиниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
D_1 , м	Діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса	0,04	
D_2 , м	Зовнішній діаметр робочого колеса	0,0822456	
i	Кількість ділянок розбивки	5	
ΔR , м	Крок по радіусу	0,004225	
b_i , м	Ширина каналу робочого колеса на різних діаметрах: $b_i = \frac{Q_p}{\pi \cdot D_i \cdot c'_{1m}}$	0,010358	1
		0,008706	a
		0,007549	б
		0,006696	в
		0,006042	г
		0,005527	2
c'_{1m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини в районі повороту в робочому колесі	1,58	1

Параметр та одиниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
c'_{2m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса з врахуванням коефіцієнта захаращення каналу колеса лопатями	1,44	2
c'_{1m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на різних діаметрах: $c'_{1m} = k \cdot R_1 + b$	1,552	a
		1,524	б
		1,496	в
		1,468	г
k	Коефіцієнт лінійного рівняння: $k = \frac{c'_{2m} - c'_{1m}}{R_2 - R_1}$	-6,62704	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння: $b = c'_{1m} - k \cdot R_1$	1,712541	

В результаті розрахунку меридіанного перетину робочого колеса була отримана таблиця результатів (табл. 3.3.), за даними якої можлива його ескізна проробка.

Таблиця 3.3. *Результати розрахунку меридіанного перетину робочого колеса*

Радіуси, м	R_1	a	б	в	г	R_2
	0,0200	0,0242	0,0285	0,0327	0,0369	0,0411
Ширини каналів, м	0,0104	0,0087	0,0075	0,0067	0,0060	0,0055
	b_1	a	б	в	г	b_2

3.5 Розрахунок середньої лінії лопаті робочого колеса в плані

Побудова середньої лінії лопаті в плані виконується по координатах точок, які лежать на цій лінії. Положення цих точок визначається в циліндричній системі координат $R - \varphi$ (рис. 3.7). Розрахунок проводиться в табличній формі. Таблиця розрахунків 3.4 та таблиця результатів розрахунку 3.5 представлена як копія відповідної форми, що представлена в розрахунковій

програмі на окремому листі. За таблицею результатів будуються точки на плані робочого колеса. Через ці точки проводиться лекальна крива і визначається вид середньої лінії лопаті робочого колеса в плані.

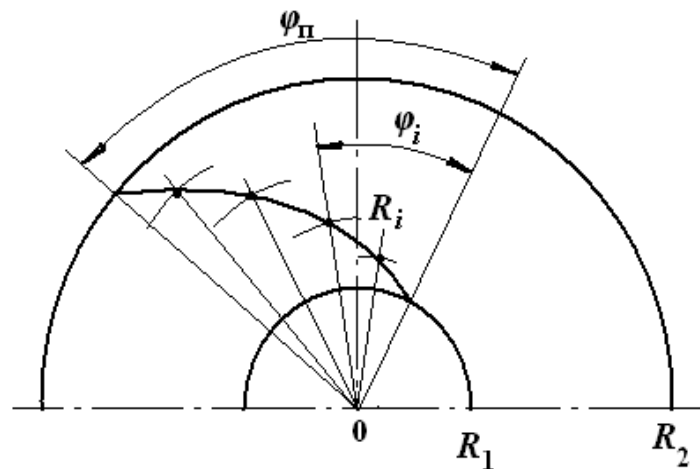


Рис. 3.7. Схема побудови лопаті робочого колеса насосу в плані

Таблиця 3.4. Розрахунок середньої лінії лопаті робочого колеса в плані

Параметр та одиниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
D_1 , м	Діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса	0,04	
D_2 , м	Зовнішній діаметр робочого колеса	0,082246	
i	Кількість ділянок розбивки	10	
ΔR , м	Крок по радіусу	0,002112	
R_1 , м	Радіус середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса	0,0200	1
R_i , м	Проміжні значення радіусів: $R_i = R_1 + n_i \cdot \Delta R$	0,0221	<i>a</i>
		0,0242	<i>б</i>
		0,0263	<i>в</i>
		0,0284	<i>г</i>
		0,0306	<i>д</i>
		0,0327	<i>е</i>
		0,0348	<i>ж</i>
		0,0369	<i>з</i>
		0,0390	<i>и</i>
R_2 , м	Зовнішній радіус робочого колеса	0,0411	2
k	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення c_{im} : $k = \frac{c_{2m} - c_{1m}}{R_2 - R_1}$	-22,25	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення c_{im} :	2,45	

Параметр та одиниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
	$b = c_{1m} - k \cdot R_1$		
c_{1m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході в робоче колесо	2,01	1
c_{im} , м/с	Проміжні значення меридіанної складової абсолютної швидкості потоку рідини в робочому колесі на різних радіусах: $c_{im} = k \cdot R_i + b$	1,963	<i>a</i>
		1,916	<i>б</i>
		1,869	<i>в</i>
		1,822	<i>г</i>
		1,775	<i>д</i>
		1,728	<i>е</i>
		1,681	<i>ж</i>
		1,634	<i>з</i>
		1,587	<i>и</i>
c_{2m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса	1,54	2
k	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення w_i : $k = \frac{w_{2\infty} - w_1}{R_2 - R_1}$	-115,988	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення w_i : $b = w_1 - k \cdot R_1$	7,079768	
w_1 , м/с	Відносна швидкість потоку рідини при вході на лопатку робочого колеса	4,76	1
w_i , м/с	Проміжні значення відносної швидкості потоку рідини в робочому колесі на різних радіусах: $w_i = k \cdot R_i + b$	4,515	<i>a</i>
		4,27	<i>б</i>
		4,025	<i>в</i>
		3,78	<i>г</i>
		3,535	<i>д</i>
		3,29	<i>е</i>
		3,045	<i>ж</i>
		2,8	<i>з</i>
		2,555	<i>и</i>
$w_{2\infty}$, м/с	Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса при нескінченній кількості лопатей	2,31	2

Таблиця 3.5. Результати розрахунку середньої лінії лопаті робочого колеса в плані

№ точки	$\beta_i = \arcsin \frac{c_{in}}{w_{100}}$	$B_i = \frac{1}{R_i \cdot t \beta_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$		$\Delta \varphi_i = \frac{180}{\pi} \times$ $\times \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R$	$\varphi_i = \frac{1}{\pi} \cdot 8 \cdot \sum_1^i \Delta \varphi_i$	$R_i,$ м
1	24,99	107,33	100,5		0	0	0,02
a	25,78	93,67		87,94	12,17	12,17	0,022
b	26,67	82,22	77,32		10,65	22,82	0,024
в	27,68	72,42		68,16	9,36	32,18	0,026
г	28,83	63,89	60,12		8,25	40,43	0,028
д	30,16	56,35		52,97	7,28	47,71	0,031
e	31,70	49,59	46,5		6,41	54,13	0,033
жс	33,52	43,42		40,56	5,63	59,76	0,035
з	35,72	37,71	35,03		4,91	64,67	0,037
и	38,42	32,34		29,76	4,24	68,91	0,039
2	41,83	27,19			3,6	72,51	0,041

На кресленні перетину лопаті робочого колеса у плані крім середньої лінії зображується й тіло лопаті. Для цього на середній лінії відкладаються товщини лопаті на вході, виході та в середині. Для довгих лопатей профіль перетину звичайно відповідає пластині з постійною товщиною. Для відносно коротких лопатей можуть застосовуватися стандартні гідродинамічні профілі з відповідних довідників.

3.6 Розрахунок спірального відвідного каналу трапецієвидної форми

Відвідний канал охоплює робоче колесо по зовнішньому периметру і призначений для прийняття рідини від робочого колеса та направлення її до напірного патрубку (дифузору) і далі в напірну магістраль. Відводи не приймають участь в створенні напору, а перетворюють частину швидкісного напру в статичний напір насосу.

При профілюванні задано спосіб, відповідно до якого:

$$R \cdot c_u = R_2 \cdot c_2 \quad \bar{u} = c \quad o \quad .$$

Розхід рідини через елементарну площадку поперечного перетину відводу знаходиться за формулою:

$$d Q = c_u \cdot b_1 \cdot d l$$

Спіральний відвід являє собою криволінійний дифузорний канал, який зазвичай закінчується дифузором з прямою віссю (прямовісним дифузором).

Форма поперечних перетинів спірального відводу для обраного закону зміни швидкості води за радіусом може бути тільки трапецієвидною. Така форма поперечного перетину каналу дозволяє реалізувати закон постійності моменту швидкості рідини $R \cdot c_u = const$ по всій площі кожного перетину що, в свою чергу, забезпечує мінімальне радіальне навантаження на колесо. Спіральний відвід трапецієвидного перетину забезпечує менші втрати за рахунок зменшення вихроутворення під час надходження потоку з колеса в канал. Нахил бічних стінок поперечного перетину каналу зазвичай приймається однаковим для всіх перетинів. Кут сходження (розкриття) стінок $\alpha = 30 \dots 40^\circ$ [1].

Приймаємо $\alpha = 40^\circ$.

Площі перетинів спірального каналу, незалежно від їх форми, починаючи від кромки язика, поступово збільшуються відповідно збільшенню розходу рідини. Незалежно від форми перетину відводу, розхід рідини через перетин, виділений на довільному куті починаючи від язика, пропорційний цьому куту:

$$Q_\varphi = \frac{\varphi_i}{360} \cdot Q.$$

Інтегруючи вираз методом трапецій отримаємо:

$$Q_\Sigma = \sum_{i=1}^n \Delta Q_i,$$

де ΔQ_i – розхід через елементарну площадку, $\text{м}^3/\text{с}$.

$$\Delta Q_i = \frac{L_i}{\omega} \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R_i,$$

де

$$B_i = \frac{b_i}{R_i}; \quad B_{i+1} = \frac{b_{i+1}}{R_{i+1}}.$$

Ці вирази використовуються для побудови графіка пропускної спроможності каналу – $Q_\Sigma = f(R_i)$. Обчислення координат графіка виконуються в табличній формі (таблиці 3.6, 3.7, 3.8, 3.9). Величина ΔR приймається $(0,05 \dots 0,1) \cdot R_3$, а значення Q_Σ при додаванні до ΔQ_i повинне бути доведене до значення $\sim 1,1 \cdot Q$ за рахунок відповідного числа кроків ΔR .

					КРБ.142.4221.25.08.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		62

Розрахунок відвідного каналу виконується по восьми перетинах, віддалених на 45° один від одного.

Для розрахунку перетинів і побудови теоретичного креслення спірального відводу необхідно прийняти значення початкового радіусу R_3 , ширини, приросту радіусу ΔR і кут сходження (розкриття) стінок α .

Приріст радіусу і кут сходження стінок приймається на основі приведених вище рекомендацій.

Початковий радіус спіралі R_3 приймаємо за умови, що нерівномірність поля швидкостей потоку за колесом, викликана кінцевим числом лопатей колеса, встигає вирівнятися до надходження в спіральний канал.

$$R_3 = (1,0 \dots 1,05) R_2,$$

де R_2 – радіус робочого колеса, м

$$R_2 = \frac{D_2}{2},$$

$$R_2 = \frac{0,0822}{2} = 0,0411 \text{ (м)},$$

$$R_3 = 1,03 \cdot 0,0411 = 0,042 \text{ (м)}.$$

Приросту радіусу ΔR дорівнюватиме:

$$\Delta R = 0,06 \cdot 0,042 = 0,0026 \text{ (м)}.$$

Ширину вхідного перетину спірального каналу b_3 приймаємо за умови, що вона повинна бути більше ширини робочого колеса на виході b_2 на товщину переднього і заднього дисків і має забезпечити достатні зазори між робочим колесом і внутрішніми стінками корпусу. Відносно широкі зазори дозволяють частково використовувати енергію дискового тертя і створити певні зручності під час зборки насосу.

$$b_3 = b_2 + (0,0 \dots 0,05) D_2,$$

$$b_3 = 0,0055 + 0,03 \cdot 0,0822 = 0,008 \text{ (м)}.$$

Товщина язика ΔY приймається з конструктивних і технологічних міркувань. Для спірального відводу зазвичай ΔY лежить в межах 3...5 мм.

Приймаємо $\Delta Y = 0,005$ м.

					КРБ.142.4221.25.08.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		63

Необхідні конструктивні значення спіральної поверхні відводу для побудови графіків на рис. 3.9 і 3.10 приведені в табл. 3.8, яка є вибіркою результатів розрахунків обчислених в табличній формі (табл. 3.6, 3.7).

Таблиця 3.6. Проміжні значення радіусів і ширин каналу на цих радіусах

Параметр та одиниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
$R_i, \text{ м}$	Проміжні значення радіусів: $R_i = R_3 + \Delta R \cdot i$, де i – номер ділянки.	0,042	R_3
		0,045	a
		0,047	$б$
		0,050	$в$
		0,052	$г$
		0,055	$д$
		0,058	e
		0,060	$ж$
		0,063	$з$
		0,065	$и$
		0,068	$к$
		0,071	$л$
		0,073	$м$
		0,076	$н$
		0,078	$о$
		0,081	$п$
		0,084	$р$
$b_i, \text{ м}$	Проміжні максимальні значення ширин перетинів відвідного каналу на різних радіусах: $b_i = b_3 + 2 \cdot (R_i - R_3) \cdot t \frac{\alpha}{2}$	0,008	b_3
		0,010	a
		0,012	$б$
		0,014	$в$
		0,016	$г$
		0,017	$д$
		0,019	e
		0,021	$ж$
		0,023	$з$
		0,025	$и$
		0,027	$к$
		0,029	$л$
		0,031	$м$
		0,033	$н$
		0,034	$о$
		0,036	$п$
		0,038	$р$

Таблиця 3.7. Розрахунок розходу рідини через перетини каналу відводу

Перетини	$B_1 = \frac{b_1}{R_1}$	$\frac{B_1 + B_{1+1}}{2}$	$\Delta Q = \frac{L_T}{\omega} \cdot \frac{B_1 + B_{1+1}}{2} \cdot \Delta R,$ м ³ /с	$Q_\Sigma = \sum_{i=1}^i \Delta Q,$ м ³ /с	
<i>B₃</i>	0,1904	0,2061	0,2357	0,0000	0,0000
<i>a</i>	0,2217			0,0001	0,0001
<i>б</i>	0,2496	0,2621	0,2858	0,0001	0,0003
<i>в</i>	0,2745			0,0002	0,0004
<i>г</i>	0,297	0,3072	0,3267	0,0002	0,0006
<i>д</i>	0,3174			0,0002	0,0008
<i>e</i>	0,3359	0,3444	0,3606	0,0002	0,0010
<i>жс</i>	0,3528			0,0002	0,0012
<i>з</i>	0,3683	0,3755	0,3892	0,0002	0,0015
<i>и</i>	0,3826			0,0002	0,0017
<i>к</i>	0,3958	0,4019	0,4137	0,0002	0,0020
<i>л</i>	0,408			0,0003	0,0022
<i>м</i>	0,4193	0,4247	0,4444	0,0003	0,0025
<i>н</i>	0,4299			0,0003	0,0027
<i>о</i>	0,4398	0,4444	0,4534	0,0003	0,0030
<i>п</i>	0,449			0,0003	0,0033
<i>р</i>	0,4577			0,0003	0,0036

В табл. 3.7 відмічаємо строку зі значенням розходу рідини через спіральний відвід, яке не перевищує більше ніж на 10% від заданого в завданні значення розходу. В нашому випадку табличне значення $Q = 0,002$ м³/с дорівнює заданому. Тож його відмічаємо як граничне. Результати розрахунків значень розходів, радіусів і ширин з табл. 3.6 і 3.7 переносяться в табл. 3.8 до виділеного значення Q .

Таблиця 3.8. Результати розрахунку

Перетини	$Q,$ м ³ /с	$R_i,$ м	$b_i,$ м
0	0,0000	0,042	0,0080
<i>a</i>	0,0001	0,0446	0,0099
<i>б</i>	0,0003	0,0472	0,0118
<i>в</i>	0,0004	0,0498	0,0137
<i>г</i>	0,0006	0,0524	0,0156
<i>д</i>	0,0008	0,055	0,0175
<i>e</i>	0,0010	0,0576	0,0193
<i>жс</i>	0,0012	0,0602	0,0212
<i>з</i>	0,0015	0,0628	0,0231
<i>и</i>	0,0017	0,0654	0,0250

κ	0,0020	0,068	0,0269
λ			

Таблиця 3.9. Розміри поперечних перетинів відводу для різних кутів обхвату

φ_i	0°	45°	90°	135°	180°	225°	270°	315°	360°
R_φ , мм	42,10	46,53	50,44	53,91	57,04	59,91	62,61	65,24	67,87
b_φ , мм	8,03	11,25	14,09	16,62	18,90	20,98	22,95	24,86	26,78
h_φ , мм	0,1	4,2	7,3	53,9	57,0	59,9	62,6	65,2	67,9

За даними табл. 3.9 можуть бути побудовані контури перетинів спірального відводу в масштабі для вибраних кутів обхвату φ .

При проектуванні перетинів відвідного каналу гострі кути профілю перетину, особливо в верхній його частині, округлюються відповідно до рекомендацій [2], коли площі f_a і f_b рівні між собою (див. ескіз).

Далі контури поперечних перетинів відводу розміщуються (накладаються) по радіусу R_2 , проведених під вибраними кутами обхвату φ_i (на ескізі ці радіуси проведені через 90°), після чого через точки перетину осевих ліній цих перетинів з лініями максимальної ширини перетинів проводиться плавна крива, яка утворює внутрішню поверхню перетину спірального відводу, перпендикулярного вісі обертання робочого колеса насосу.

Для завершення побудови внутрішнього контуру спірального відводу в плані необхідно мати конструктивні параметри профілю відвідного дифузора. Дифузор слугує для сполучення спірального каналу з відвідним трубопроводом. Для його побудови необхідно знати діаметр або радіус початкового перетину дифузора r_{360} , радіус кінцевого перетину $R_{тр}$ і його довжину L_d .

Початковий перетин дифузора формується за допомогою пластичної деформації перетину каналу за останнім перетином відводу (на куті обхвату 360°) від форми трапеції до форми рівновеликого за площею круга. Радіус цього круга визначається за формулою:

$$R_3 = \sqrt{\frac{(R_m - R_3) \cdot (b_m + b_3)}{2 \cdot \pi}},$$

Данні максимальних і мінімальних значень R і b беремо з табл. 3.8.

$$\rho_{360} = \sqrt{\frac{(0,068 - 0,042) \cdot (0,027 + 0,008)}{2 \cdot 3,14}} = 0,0116 \text{ (м)}.$$

Кінцевий перетин розраховується з умови забезпечення необхідної швидкості рідини на виході з насосу $c_{тр}$. Згідно з [1] швидкості рідини на виході з насосу повинна бути в межах 2...5 м/с.

Приймаємо $c_{тр} = 4$ м/с.

Радіус кінцевого перетину дифузору визначається за формулою:

$$R_{тр} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot c_{тр}}},$$

$$R_{тр} = \sqrt{\frac{0,002 \cdot 4}{3,14 \cdot 4}} = 0,025 \text{ (м)}.$$

Кут розкриття дифузора σ приймається згідно рекомендації [2] 8...12 градусів, щоб забезпечити безвідривну течію рідини.

Приймаємо $\sigma = 8^\circ$.

Довжина визначається по куту розкриття і розмірам початкового і кінцевого перетинів за формулою:

$$L_d = \frac{R_{тр} - \rho_{360}}{\operatorname{tg} \frac{\sigma}{2}},$$

$$L_d = \frac{0,025 - 0,0116}{\operatorname{tg} \frac{8}{2}} = 0,015 \text{ (м)}.$$

Рекомендується, щоб довжина дифузора не перевищувала 1,5 максимального діаметру відводу. В даному випадку він рівний 138 мм, а довжина дифузора 150 мм. Умова виконана.

На підставі розрахунків перетинів відводу і дифузора виконується остаточна побудова внутрішнього контуру спірального відводу в плані. Загальний вигляд цього контуру представлений кресленням.

3.7 Оцінка дійсної (допустимої) висоти всмоктування насосу

На основі початкових даних визначався коефіцієнт C , який використовується для обчислення вхідні розмірів проточної частини та визначення конфігурації робочих органів насосу. Коефіцієнт C входить до емпіричних залежностей для визначення ряду розрахункових величин. Методика розрахунку з емпіричними залежностями містить ряд неминучих округлень і поправок, які не виключають розходження кінцевих результатів з запланованими спочатку. Так, допустима висота всмоктування рідини, яка дійсно забезпечується конструкцією спроектованого насосу, тепер повинна визначатися на основі отриманих конкретних параметрів за формулою:

$$H_{\text{в}} = \frac{1}{c} \cdot \left(\frac{P_a - P_{\text{п}}}{\rho} - \Delta I_{\text{к}} - I_{\text{т}} \right),$$

Критичний кавітаційний запас енергії насосу $\Delta I_{\text{кр}}$ обчислюємо за новою формулою:

$$\Delta I_{\text{к}} = \lambda_{\text{ш}} \cdot \frac{(\omega \cdot D_1)^2}{8} + \frac{c_1^2}{2} \cdot (\lambda_{\text{ш}} + \lambda_1),$$

Коефіцієнт $\lambda_{\text{ш}}$ знаходимо за формулою:

$$\lambda_{\text{ш}} = 1,2 \cdot \frac{c_1}{u_1} + (0,07 + 0,42 \cdot \frac{c_1}{u_1} \cdot (\frac{\Delta_1}{\Delta} - 0,6))$$

де $\frac{\Delta_1}{\Delta} = 0,15 \dots 0,9$ – відношення товщини лопаті робочого колеса на вході до її найбільшої товщини.

Приймаємо $\frac{\Delta_1}{\Delta} = 0,15$.

$$\lambda_{\text{ш}} = 1,2 \cdot \frac{2,01}{4,4} + (0,07 + 0,42 \cdot \frac{2,01}{4,4}) \cdot (0,15 - 0,615) = 0,43,$$

$\lambda_1 = 1,0 \dots 1,2$ [1].

Приймаємо $\lambda_1 = 1,2$.

$$\Delta I_{\text{кр}} = 0,43 \cdot \frac{(219,8 \cdot 0,04)^2}{8} + \frac{2,01^2}{2} \cdot (0,43 + 1,2) = 7,45 \text{ (м}^2\text{/с}^2\text{)}.$$

За отриманим значенням $\Delta I_{\text{кр}}$ визначаємо дійсну висоту всмоктування, на якій може працювати спроектований насос:

					КРБ.142.4221.25.08.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		69

$$H_{\text{всд}} = \frac{1}{9,8} \cdot \left(\frac{100000 - 44528,9}{1000} - 1,3 \cdot 7,45 - 4 \right) = 4,264 \text{ (м)}.$$

Оскільки дійсна висота всмоктування не менше заданої, розрахунок можна вважати завершеним.

3.8 Опис конструкції спроектованого насоса та оцінка його придатності для використання за функцією призначення

Спроекований насос (рис. 3.12) можна класифікувати за наступними ознаками:

- за принципом підведення енергії потоку рідини – динамічний або лопатевий;
- по вигляду робочих органів і по особливості робочого процесу – відцентровий;
- по числу ступіней (послідовно включених коліс) – одноступінчатий;
- за призначенням – циркуляційний насос для системи охолодження двигуна;
- по роду приводу – навісний;
- по розташуванню колеса щодо опор – консольний.

Насос приводиться в дію клиновим ременем від шківа колінчастого вала. Для регулювання натягу ремня ведений шків, насаджений на передній кінець валика насоса, виконаний роз'ємним. Задня боковина шківа виконана як одне ціле з маточиною 23, передня 24 – штампована з листової сталі. Обидві боковини скріплюються трьома шпильками через регулювальні прокладки 25. Кількість прокладок дорівнює 8, товщина кожної прокладки 1 мм. При регулюванні натягу ремня частина прокладок переставляється на зовнішню сторону передньої боковини шківа. Викидати прокладки не можна, так як вони знову використовуються при установці нового ремня.

Чавунний литий корпус 2 насоса в задній частині виконаний по спіралі для направлення потоку води, що сховався з лопатей крильчатки насоса.

У розточення передній частині на шарикопідшипниках 15 і 16 встановлюється валик 11 насоса. Від осьового переміщення валик фіксується корпу-

					КРБ.142.4221.25.08.03.ПЗ.	Лист
						70
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

сом 18 сальника, який кріпиться до переднього торця корпусу гвинтами. Для ущільнення порожнини підшипників в корпусі насоса також встановлений войлочний сальник.

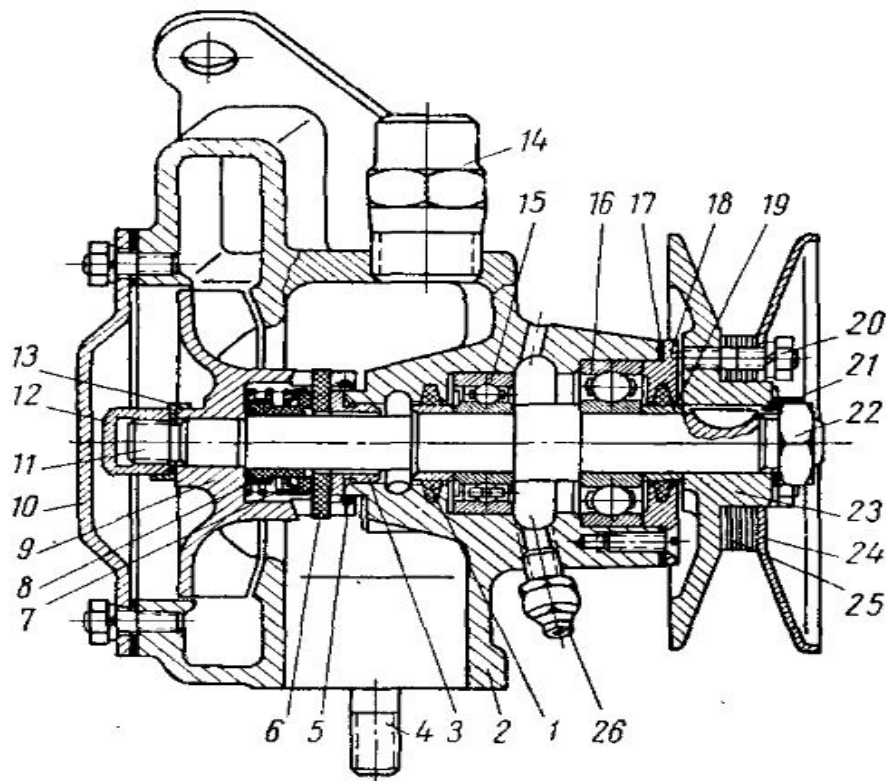


Рис. 3.12. Відцентровий насос:

1 – сальник; 2 – корпус насоса; 3 – втулка; 4 – шпилька кріплення підвідного патрубку; 5 – стопорне кільце сальника; 6 – кільце сальника; 7 – пружина сальника; 8 – манжет сальника; 9 – крильчатка; 10 – кришка; 11 – валик; 12 – гайка; 13 – стопорна шайба; 14 – перепускний ніпель трубки водяних термостатів; 15, 16 – шарикопідшипник; 17 – прокладка; 18 – корпус сальника; 19 – втулка сальника; 20 – гайка кріплення передньої боковини шківа; 21 – замкова шайба; 22 – гайка; 23 – маточина шківа; 24 – передня боковина шківа; 25 – регулювальні прокладки; 26 – прес-маслянка

Порожнини підшипників заповнюються консистентним мастилом через спеціальну прес-маслянку 26 шприцом до появи свіжого мастила з контрольного отвору.

До корпусу насоса через прокладку кріпиться всмоктуючий патрубок, що сполучається трубопроводом з нижнім бачком радіатора. Зверху в корпус закручений ніпель 14 (див. рис. 3.12), до якого дюритовим шлангом приєднується перепускна трубка. На задньому кінці валика насоса встановлена лита чавунна крильчатка 9, в якій змонтований торцевий сальник, що з гумової манжети 8 з латунними обоймами, пружини 7 і кільця ущільнювача 6 з графі-

тованого текстоліту. Хрестоподібні виступи кільця входять у пази крильчатки, і, таким чином, при обертанні крильчатки кільце обертається разом з нею. Сальник в крильчатці утримується стопорним кільцем 5. Крильчатка кріпиться на валу колпачковою гайкою 12 зі спец. стопорною шайбою 13.

Для зменшення зносу торця корпусу, що стикається з кільцем ущільнювача, в корпус між його торцем і кільцем запресована сталева втулка 3 з буртом. Робочий торець втулки полірується. Для відводу проникаючої через торцевий сальник охолоджуючої рідини в корпусі насоса є дренажний отвір, через яке прникла рідина вільно витікає назовні. Виділення окремих крапель рідини з дренажного отвору при роботі двигуна не є ознакою поганої роботи насоса.

Задній фланець корпусу закривається штампованою кришкою з паронітовою прокладкою, закріпленої шістьма шпильками з гайками.

У разі порушення торцевого ущільнення водяного насоса і появи течії води з дренажного отвору корпусу насоса необхідно, знявши задню кришку водяного насоса, расконтріть і відвернути болт крильчатки і зняти крильчатку з сальником. Зношені або зруйновані деталі сальника замінити новими і встановити крильчатку на місце.

3.9 Висновок до розділу

Результати розрахунку підтвердили можливість застосування відцентрового насосу для системи охолодження двигуна типу ISBE 3.9 потужністю 96,5 кВт. На підставі розрахунку визначені основні конструктивні розміри насосу з можливими відхиленнями, які несуттєві для проведення компоновочного конструювання.

Спроекований відцентровий насос має розхід рідини $Q = 7 \text{ м}^3/\text{год}$ при температурі 80°C , яку спроможний всмоктувати з висоти 4,5 м. ККД насосу $\eta = 0,652$ (що допустиме для таких насосів). Насос має привод від двигуна ISBE 3.9 і споживає 0,123 кВт енергії при 2100 об/хв. На виході з насосу рідина має швидкість 4 м/с.

					КРБ.142.4221.25.08.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		72

РОЗДІЛ 4

Організація охорони праці

4.1 Вступ

Необхідність забезпечення здорових і безпечних умов праці, формування ціннісних орієнтацій пріоритетності життя і здоров'я людей по відношенню до результатів виробничої діяльності, зумовлює потребу належної підготовки фахівців усіх освітньо-кваліфікаційних рівнів з питань охорони праці

Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних та лікувально-профілактичних заходів і засобів, спрямованих на збереження здоров'я та працездатності людини в процесі праці.

Об'єктом охорони праці є здоров'я і працездатність людини, а предметом – засоби і заходи, спрямовані на їхнє збереження.

Правовою основою законодавства щодо охорони праці є Конституція України, Закони України "Про охорону праці", "Про охорону здоров'я", "Про пожежну безпеку", "Про використання ядерної енергії та радіаційний захист", "Про забезпечення санітарного та епідеміологічного благополуччя населення", а також Кодекс законів про працю України (КЗпП).

Основоположним законодавчим документом в галузі охорони праці є Закон України "Про охорону праці",

Верховна Рада України 14 жовтня 1992 року прийняла Закон України „Про охорону праці”. Цей Закон визначає основні положення щодо реалізації конституційного права громадян про охорону їх життя і здоров'я в процесі трудової діяльності, регулює за участю відповідних державних органів відносини між власником підприємства, установи і організації або уповноваженим ним органом і працівником з питань безпеки, гігієни праці та виробничого середовища і встановлює єдиний порядок організації охорони праці в Україні.

					КРБ.142.4221.25.08.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		73

4.2 Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів при експлуатації двигуна типу 4ЧН 10,2/12

Під час експлуатації дизельного двигуна внутрішнього згорання типу 4ЧН 10,2/12 (Cummins ISBE 3.9) на робочому місці можуть виникати різноманітні небезпечні та шкідливі виробничі фактори, які впливають на безпеку обслуговуючого персоналу. Їх аналіз є необхідною складовою системи охорони праці та передумовою для реалізації заходів безпечної експлуатації. Виконано аналіз та інформацію занесено до табл. 4.1.

Таблиця 4.1. Групи небезпечних та шкідливих виробничих факторів

Види потенційно можливих небезпечних і шкідливих виробничих факторів	Наявність факторів
1. Фізичні небезпечні і шкідливі виробничі фактори: - шум, - вібрація, - підвищене виділення тепла, - підвищена вологість, - наявність електромагнітних полів, - наявність електростатичних полів, - небезпека вибуху, - небезпека виникнення пожежі, - небезпека ураження електрострумом, - підвищена загазованість, - відкрито рухаються й обертаються частини машин.	+ + + + - - + + + + +
2. Хімічні небезпечні і шкідливі виробничі фактори: - токсичні речовини: пари ртуті, пари свинцю і його сполук та ін., - подразнюючі речовини: пральні засоби, кислоти, луги, газита - канцерогенні речовини: сполуки алюмінію, бензин,	- - -
3. Біологічні небезпечні і шкідливі виробничі фактори: - мікроби, віруси, бактерії, - комахи, - гриби, найпростіші, - інші мікроорганізми.	- - - -
4. Психофізіологічні небезпечні і шкідливі виробничі фактори: - малорухомість роботи, - фізична втома, - нервова напруга, - напруга аналізаторів (зорового-слухового-тактильного) - напруга рук, ніг, спини	- + + + +

Захист від шуму та вібрації. Захист від шуму та вібрації є важливим елементом системи охорони праці при експлуатації дизельного двигуна типу

4ЧН 10,2/12, оскільки ці фізичні фактори мають тривалий кумулятивний вплив на організм людини та можуть призводити до професійних захворювань. Джерелом шуму є насамперед процеси згоряння у циліндрах, механічна робота кривошипно-шатунного механізму, а також обертання допоміжних агрегатів – компресора, вентилятора, насоса. Вібрація виникає через дисбаланс обертових деталей, імпульси газодинамічного тиску та коливання елементів конструкції двигуна. Надмірні рівні шуму (понад 85 дБ) можуть спричинити втрату слуху, підвищену втомлюваність, порушення серцево-судинної та нервової системи. Вплив вібрації призводить до порушення кровообігу, втрати чутливості в пальцях, ураження суглобів і хребта.

Для ефективного захисту від шуму та вібрації необхідно поєднувати інженерно-технічні, організаційні та індивідуальні заходи. На конструктивному рівні доцільно застосовувати звукопоглинальні кожухи, демпфуючі матеріали, гнучкі вставки в системах трубопроводів, балансувальні вали та антивібраційні опори двигуна. У разі роботи в приміщеннях або моторних відсіках потрібно забезпечити звукоізоляцію стін та встановлення шумоглушників на впуску й випуску повітря. Організаційні заходи передбачають дотримання режимів роботи, чергування працівників на шумному обладнанні, обмеження часу перебування в зоні підвищеної вібрації. Особлива увага приділяється використанню засобів індивідуального захисту – протишумових навушників, вкладишів, віброізолювальних рукавиць та спеціального взуття. Усі ці заходи в комплексі дозволяють знизити рівень впливу шкідливих чинників до допустимих норм, забезпечуючи збереження здоров'я обслуговуючого персоналу та підвищення безпеки виробничого процесу..

Регулювання параметрів мікроклімата. Регулювання параметрів мікроклімату є важливою складовою забезпечення безпечних та комфортних умов праці при експлуатації двигуна типу 4ЧН 10,2/12, особливо у закритих приміщеннях або майстернях. Під час роботи двигуна в навколишнє середовище виділяється значна кількість теплоти, яка призводить до підвищення температури повітря, а також можливе зростання вологості внаслідок випа-

					КРБ.142.4221.25.08.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		75

ровування технологічних рідин і недостатнього повітрообміну. В умовах підвищеної температури й вологості знижується працездатність працівників, збільшується ризик перегріву організму, знижується концентрація уваги, що може призвести до помилок і нещасних випадків.

З метою регулювання параметрів мікроклімату необхідно забезпечити ефективну загальнообмінну та місцеву вентиляцію. Вона має забезпечувати видалення надлишкового тепла, вологи та забрудненого повітря, а також надходження свіжого повітря ззовні. У випадку, коли природна вентиляція є недостатньою, використовують примусову припливно-витяжну вентиляцію з можливістю фільтрації та охолодження повітря. У холодний період року важливим є також підігрів припливного повітря до допустимих температур, щоб уникнути переохолодження персоналу.

Крім вентиляції, до засобів підтримання оптимального мікроклімату відносяться кондиціонери, теплові завіси, зволожувачі та осушувачі повітря. Температура, вологість і швидкість руху повітря мають відповідати діючим санітарним нормам, зокрема ДСН 3.3.6.042-99. Для постійного контролю параметрів мікроклімату слід застосовувати відповідні прилади – термометри, психрометри, анеометри, а результати періодично фіксувати в журналі. Усі ці заходи дозволяють створити сприятливе мікросередовище, зменшити теплове навантаження на організм працівників і підвищити загальну ефективність та безпеку виробничого процесу.

Пожежобезпека. Пожежобезпека при експлуатації дизельного двигуна типу 4ЧН 10,2/12 є одним із ключових аспектів загальної безпеки, оскільки робота такого обладнання пов'язана з використанням горючих речовин, високими температурами та наявністю джерел запалювання. Дизельне паливо, моторні оливи, охолоджувальні рідини та інші технологічні рідини за певних умов можуть стати джерелом займання, особливо у разі витоків або порушення герметичності систем. До потенційних причин пожежі також належать перегрів вузлів, коротке замикання в електропроводці, наявність гарячих поверхонь і іскроутворення.

					КРБ.142.4221.25.08.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		76

Для забезпечення належного рівня пожежної безпеки насамперед необхідно дотримуватися вимог технічної експлуатації двигуна, своєчасно проводити огляд паливної та масляної систем на предмет витоків, забезпечувати справність електрообладнання та термоізоляцію нагрітих елементів. Поверхні, що розігріваються до високих температур (турбокомпресор, випускний колектор тощо), мають бути теплоізольовані або обладнані екранами для запобігання потраплянню на них палива чи оливи.

Приміщення, де експлуатується двигун, повинно бути оснащене первинними засобами пожежогасіння – вогнегасниками (порошковими, вуглекислотними або піноутворювальними, залежно від класу пожежної небезпеки), протипожежними щитами та системою вентиляції для видалення займистих парів. Обов'язковою є наявність інструкції з пожежної безпеки, чітко розміщеної на робочому місці, а також проведення регулярних інструктажів і навчань персоналу щодо дій у разі пожежі.

Важливим є також запобігання електричному іскроутворенню – для цього всі електроустановки мають бути вибухозахищеного або іскробезпечного виконання, а корпус двигуна й обладнання мають бути надійно заземлені. Застосування автоматичних систем виявлення й гасіння пожеж у моторних відсіках (наприклад, газових або аерозольних установок) значно підвищує рівень пожежної безпеки.

Комплексне дотримання зазначених заходів дозволяє ефективно знизити ризики виникнення пожежі під час роботи дизельного двигуна та забезпечити захист як обладнання, так і персоналу.

Захист від запиленості і загазованості. Захист від запиленості і загазованості при експлуатації дизельного двигуна типу 4ЧН 10,2/12 має важливе значення для забезпечення безпечних умов праці та охорони здоров'я обслуговуючого персоналу. Під час роботи двигуна, особливо в закритих приміщеннях або недостатньо вентильованих зонах, у повітрі можуть накопичуватися шкідливі газоподібні речовини – продукти згоряння пального, а також пил від зношення деталей, повітряних фільтрів або навколишнього середо-

					КРБ.142.4221.25.08.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		77

вища. Основними компонентами загазованості є оксиди вуглецю (CO), азоту (NO_x), вуглеводні (C_nH_m), сажа та аерозолі, що мають токсичну дію на організм і при перевищенні гранично допустимих концентрацій можуть викликати отруєння, подразнення дихальних шляхів, головний біль, запаморочення або хронічні захворювання.

Для запобігання негативному впливу запиленості та загазованості насамперед слід забезпечити ефективну загальнообмінну та місцеву вентиляцію. У місцях стаціонарної роботи двигуна необхідно обладнати витяжні зони поблизу джерела вихлопу — це можуть бути витяжні зонти, локальні аспіраційні системи або гнучкі відвідні повітроводи, підключені безпосередньо до випускної системи. У випадках мобільного використання двигуна (наприклад, на транспорті) слід працювати в добре провітрюваних місцях або на відкритому повітрі.

Важливим є регулярний контроль складу повітря в робочій зоні за допомогою газоаналізаторів, особливо в замкнених приміщеннях. У разі перевищення допустимих концентрацій необхідно негайно припинити роботу та вжити заходів щодо очищення повітря. Для персоналу, який перебуває в умовах підвищеної загазованості або запиленості, обов'язкове використання засобів індивідуального захисту органів дихання — респіраторів, фільтрувальних масок або ізолювальних апаратів у залежності від рівня небезпеки. Робочий одяг також повинен захищати від осідання пилу та легко очищуватись.

З технічної точки зору, важливим є підтримання справності системи впуску повітря, своєчасна заміна повітряних фільтрів, контроль герметичності паливної системи, а також технічне обслуговування двигуна з метою зниження рівня шкідливих викидів. Додатково, для зменшення токсичності вихлопу можуть застосовуватись системи нейтралізації — каталізатори або фільтри твердих часток.

Таким чином, дотримання вимог щодо вентиляції, використання ЗІЗ, регулярного технічного обслуговування та контролю повітряного середови-

					КРБ.142.4221.25.08.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		78

ща дозволяє мінімізувати шкідливий вплив запиленості та загазованості і забезпечити безпечні умови експлуатації дизельного двигуна.

4.3 Заходи з охорони праці та техніки безпеки при обслуговуванні дизельного двигуна

З метою запобігання травмам та професійним захворюванням під час експлуатації та технічного обслуговування дизельного двигуна типу 4ЧН 10,2/12 необхідно впроваджувати комплекс організаційних, технічних і санітарно-гігієнічних заходів. Працівники повинні проходити попередній та періодичний інструктаж з охорони праці, мати відповідну кваліфікацію та допуск до виконання робіт із підвищеною небезпекою. Робоче місце має бути обладнане відповідно до норм безпеки: освітлення, вентиляція, огороження рухомих частин, легкий доступ до вимикачів і аварійних зупинок. Особлива увага приділяється використанню засобів індивідуального захисту — захисних рукавиць, одягу, протишумових навушників, респіраторів. Під час виконання робіт забороняється перебувати в зоні дії відкритих гарячих поверхонь або обертових деталей без захисних елементів. Також слід регулярно перевіряти справність інструменту, фіксуючих механізмів, електрообладнання та засобів пожежогасіння. Усі технічні регламенти обслуговування мають дотримуватись згідно з інструкцією заводу-виробника. У випадку виявлення витоків пального, мастил або охолоджувальної рідини необхідно негайно припинити роботу двигуна й усунути несправності до відновлення експлуатації. Комплексна реалізація цих заходів є запорукою зниження рівня виробничого ризику.

4.4 Висновок до розділу

У розділі проаналізовано основні потенційно небезпечні та шкідливі фактори, що виникають під час експлуатації дизельного двигуна типу 4ЧН 10,2/12, зокрема шум, вібрація, загазованість, запиленість, термічні та хімічні ризики. Визначено, що забезпечення безпеки праці вимагає системно-

					КРБ.142.4221.25.08.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		79

го підходу, який включає в себе ефективну вентиляцію, технічне обслуговування, регулювання мікроклімату, контроль за станом електрообладнання, а також застосування засобів індивідуального захисту. Окрему увагу приділено пожежній безпеці та заходам із недопущення витоків пального і мастил. У межах підрозділу 4.3 наведено перелік практичних заходів для мінімізації професійних ризиків, що можуть виникати при роботі з двигуном. Реалізація зазначених заходів сприяє створенню безпечного і здорового виробничого середовища для персоналу.

					КРБ.142.4221.25.08.04.ПЗ.	Лист
						80
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

В кваліфікаційній роботі проведено комплексне дослідження дизельного двигуна внутрішнього згоряння типу 4ЧН 10,2/12 (Cummins ISBE 3.9), що дозволило всебічно оцінити його конструкцію, теплотехнічні характеристики, динаміку роботи та питання безпечної експлуатації.

У першому розділі здійснено загальний аналіз конструктивних особливостей двигуна, описано принцип дії, склад та функціональні можливості його основних систем. Встановлено, що досліджуваний двигун відповідає сучасним вимогам щодо потужності, паливної економічності та екологічності.

У другому розділі проведено тепловий розрахунок робочого циклу та кінематико-динамічний аналіз кривошипно-шатунного механізму. Визначено показники ефективності двигуна, зокрема середній індикаторний та ефективний тиск, коефіцієнт корисної дії, витрату пального, побудовано теоретичну індикаторну діаграму. Розраховано зміну переміщення, швидкості та прискорення поршня, сили інерції та газового тиску, визначено крутні моменти та обґрунтовано необхідність застосування маховика з певними інерційними параметрами.

В третьому розділі спроектовано водяний відцентровий насос для системи охолодження, визначено його основні геометричні параметри та перевірено працездатність за гідравлічними критеріями.

У розділі з охорони праці проаналізовано вплив основних шкідливих і небезпечних факторів на персонал при експлуатації двигуна – зокрема шуму, вібрацій, загазованості, пожежонебезпеки, а також умов мікроклімату. Запропоновано практичні заходи з техніки безпеки, пожежної профілактики та організації захисту працівників.

Таким чином, поставлені у роботі цілі досягнуто: досліджено конструкцію і роботу дизельного двигуна, виконано необхідні інженерні розрахунки,

					КРБ.142.4221.25.08.00.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		81

розроблено конструкцію основного елементу системи охолодження двигуна та обґрунтовано умови його безпечної експлуатації. Отримані результати можуть бути використані для модернізації даного, або аналогічних двигунів або при виконанні подальших науково-дослідних робіт.

					КРБ.142.4221.25.08.00.ПЗ.	Лист
						82
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Cummins ISB 3.9/4.5 – Operation and Maintenance Manual. Cummins Inc.
2. Огляд дизельних двигунів Cummins – Інтернет ресурс. Режим доступу: <https://krupaik.com.ua/articles/obzor-dizelnykh-dvigatellejj-cummins?srsltid=afmbooqn5y7sbkhsniul1qvpyscluumgf3jyry0roak2tbygh6rpqpnrc>
3. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
4. 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.
5. Woodyard, D. F. Pounder’s marine diesel engines and gas turbines - 8th edn. / Elsevier Ltd., 2004. – 914 p.
6. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. Handbook of Diesel Engines / Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
7. Kirkpatrick A. T. Internal combustion engines: Applied thermosciences (4th ed.). Wiley, 2020. – 656 p.
8. Pounder’s. Marine Diesel Engine and Gas Turbines. Eighth edition, 2004. – 914 p.
9. Мошенцев Ю. Л. Проектування відцентрового насосу: Методичні вказівки / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко. – Миколаїв: НУК, 2009. – 52 с.
10. Кондусь В. Ю. Лопатеві насоси: навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. – Суми: Сумський державний університет, 2021. – 293 с.
11. Герасимов Г. Г. Гідравлічні та аеродинамічні машини: Підручник / Г. Г. Герасимов. – Рівне: НУВГП, 2008. – 241 с.
12. Омельченко О. В. Гідравлічні машини: навч. посіб. / О. В. Омельченко, О. О. Цвіркун. – Кривий Ріг: ДонНУЕТ, 2020. – 100 с.

					КРБ.142.4221.25.08.00.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		83

13. Мандрус В. І. Гідравлічні та аеродинамічні машини (насоси, вентилятори, газодуви, компресори): Підручник. – Львів: “Магнолія плюс”, видавець В. М. Піча, 2004. – 340 с.

14. Закон України «Про охорону праці» // Відомості Верховної Ради України, 1992, № 49, ст. 668.

15. 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.

					КРБ.142.4221.25.08.00.ПЗ.	Лист
						84
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кількість.	Примітки
				<u>Документація</u>		
			КРБ.142.4221.25.08.03	Складальне креслення		
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1		Вал	1	
		2		Втулка	1	
		3		Втулка сальника	1	
		4		Гайка	1	
		5		Гайка обтікаюча	1	
		6		Гайка кріплення передньої боковини шківів	1	
		7		Замкова шайба	1	
		8		Кільце сальника	1	
		9		Корпус насоса	1	
		10		Корпус сальника	1	
		11		Крильчатка	1	
		12		Кришка	1	
		13		Маточина шківів	1	
		14		Передня боковина шківів	1	
		15		Перепускний ніпель трубки водяних термостатів	1	
		16		Прес-маслянка	1	
		17		Пружина сальника	1	
		18		Регулювальні прокладки	1	
		19		Сальник	1	
		20		Стопорна шайба	1	
		21		Стопорне кільце сальника	1	
		22		Шарикопідшипник	2	
		23		Шпилька кріплення підвідного патрубків	1	
				КРБ.142.4221.25.08.03		
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		
Розроб.		Митник В.О.				
Перевір		Гогоренко О.А.				
Т.контр.						
Н.контр.						
Затв.		Гогоренко О.А.				
					Літера	Лист
					Н	1
					Листів	
					1	
					НУК	