

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО

« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН 18/28 (YANMAR 8EY18ALW)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Здобувач освіти



Олексій ГОГОРЕНКО

Михайло ІСАЄВ

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
Олексій ГОГОРЕНКО

« » 20 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Ісаєву Михайлу Вікторовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи *Розрахунок суднового двигуна типу 8ЧН 18/28 (Yanmar 8EY18ALW)*

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 – 1060 кВт; частота обертання колінчатого валу – 1000 хв⁻¹; ступінь стиску – 16; коефіцієнт надлишку повітря – 2,1; ступінь підвищення тиску в компресорі – 3,6; питома робота відцентрового насосу – 260 Дж/кг; допустима висота всмоктування насосу не менше 7 м.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Опис конструкції двигуна; перевірочний розрахунок робочого циклу та динаміки двигуна; розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграм; побудова діаграм динаміки; розрахунок відцентрового насосу системи охолодження; охорона праці на судні

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Поперечний переріз двигуна типу 8ЧН 18/28;
Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ;
Насос відцентровий.

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) /Михайло ІСАЄВ/
(прізвище та ініціали)

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

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 1060 кВт при номінальній частоті обертання колінчатого валу 1000 хв^{-1} . В якості базового двигуна був обраний двигун Yanmar 8EY18ALW (8ЧН 18/28).

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

Кваліфікаційна робота викладена українською мовою на 78 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 14 джерел інформації. Графічна частина представлена на 3 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двигун судновий, компресор відцентровий, освітлення машинного відділення.

The qualification project presents the results of calculations for a marine internal combustion engine with a power output of 1060 at a nominal crankshaft rotational speed of 1000 rpm. The Yanmar 8EY18ALW (8ЧН 18/28) 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 78 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, engine room lighting.

					КРБ.142.4227ст.25.08.00.ПЗ	Лист
						3
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1. Опис конструкції двигуна Yanmar 8EY18ALW	7
1.1. Технічна характеристики двигуна. Сфера його застосування	7
1.2. Конструкція основних елементів двигуна	10
1.3. Висновок до розділу.....	15
2. Перевірочний розрахунок робочого циклу та динаміки двигуна	
Yanmar 8EY18ALW.....	17
2.1. Вступ	17
2.2. Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна	17
2.3. Розрахунок робочого циклу двигуна	19
2.4. Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми	28
2.5. Кінематичний розрахунок КШМ.....	30
2.6. Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна.....	33
2.7. Висновок до розділу.....	39
3. Розрахунок відцентрового насоса системи охолодження двигуна	
Yanmar 8EY18ALW	40
3.1. Вступ.....	40
3.2. Визначення початкових даних для розрахунків	40
3.3. Визначення основних розмірів робочого колеса	43
3.4. Розрахунок меридіанного перетину робочого колеса	54
3.5. Розрахунок середньої лінії лопаті робочого колеса в плані.....	55
3.6. Розрахунок спірального відвідного каналу.....	57
3.7. Оцінка допустимої висоти всмоктування насосу.....	63
3.8. Опис конструкції відцентрового насоса	65
3.9. Висновок до розділу.....	68

4. Охорони праці на судні.....	69
4.1. Загальні вимоги охорони праці на судні	69
4.2. Аналіз небезпечних та шкідливих факторів у машинному відділенні.....	70
4.3. Заходи забезпечення безпеки праці	72
4.4. Розрахунок освітлення в машинному відділенні.....	73
4.5. Висновок до розділу.....	75
Висновки до роботи.....	76
Список використаної літератури	77

ВСТУП

У сучасному морському транспорті дизельні двигуни залишаються основним джерелом енергії як для руху суден, так і для забезпечення їхньої енергетичної автономності. Особливої актуальності набуває застосування високоефективних чотиритактних високообертових двигунів, які поєднують у собі компактність, надійність та високу питому потужність. Одним із таких представників є судновий дизельний двигун YANMAR 8EY18ALW, що широко використовується як допоміжний двигун на вантажних і пасажирських судах.

Згідно з завданням кафедри, темою кваліфікаційної роботи визначено «Розрахунок суднового двигуна 8ЧН 18/28 (YANMAR 8EY18ALW)», що передбачає комплексний аналіз основних параметрів двигуна та одного з його ключових агрегатів – відцентрового насоса системи охолодження.

Робота включає розрахунок робочого циклу двигуна, що дозволяє визначити термодинамічні параметри процесів згоряння та розширення. Отримані результати використовуються як вихідні дані для проектування відцентрового насоса, який забезпечує необхідну витрату охолоджуючої рідини. Особлива увага приділена розрахунку динамічних навантажень, що діють на основні деталі кривошипно-шатунного механізму, а також аналізу систем змащення та охолодження, які відіграють ключову роль у забезпеченні надійності двигуна.

Результати виконаних розрахунків дають змогу оцінити ступінь форсування двигуна, його ефективність та конструктивні особливості, що визначають характеристики проходження робочих процесів. Отримані дані можуть бути використані як основа для подальших технічних розробок та оптимізації енергетичних установок суден.

					КРБ.142.4227ст.25.08.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА YANMAR 8EY18ALW

1.1. Технічні характеристики двигуна. Сфера його застосування

Дизельний двигун YANMAR 8EY18ALW був вперше представлений японською компанією YANMAR Co., Ltd. у 2014 році. Ця модель належить до серії сучасних судових двигунів середньої потужності, що активно використовуються у світовій практиці морських перевезень. Зокрема, двигуни типу 8EY18ALW набули широкого застосування як допоміжні двигуни на вантажних і пасажирських судах комерційного флоту. Основними функціями таких двигунів є забезпечення електроенергією бортових систем і обладнання, а також робота в якості приводу для генераторних установок.

YANMAR Co., Ltd. – один із провідних світових виробників дизельних силових агрегатів, з головним офісом у Японії. Компанія була заснована ще в 1912 році (за іншими джерелами – в 1914 році) і має понад столітній досвід у розробці, виробництві та вдосконаленні високоякісних дизельних двигунів. Асортимент продукції охоплює двигуни для суден, сільськогосподарської та будівельної техніки, а також дизельні й газові генератори. Виробництво YANMAR вирізняється високою надійністю, паливною економічністю та екологічною відповідністю сучасним стандартам.

Серія двигунів EY18 представлена у двох основних модифікаціях – 6EY18 (шестициліндровий) та 8EY18 (восьмициліндровий). Залежно від варіанту виконання, двигуни можуть мати індекс LW або ALW, що вказує на їхні швидкісні характеристики. Модифікації типу LW працюють у діапазоні частот обертання 720–750 об/хв і мають середню потужність від 400 до 800 кВт, тоді як ALW — це високошвидкісні варіанти з частотою обертання 900–1000 об/хв і потужністю від 455 до 1060 кВт [1].

YANMAR 8EY18ALW (рис. 1.1) – це чотиритактний восьмициліндровий дизельний двигун з рідинним охолодженням і паливною системою з високим тиском упорскування (ПНВТ). Основне призначення двигуна – використання у ролі допоміжного джерела енергії, а також як головного приводу

					КРБ.142.4227ст.25.08.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		7

суднових електрогенераторів, що забезпечують безперебійну роботу усіх систем корабля під час рейсів і стоянки..



Рис. 1.1. Двигун 8EY18ALW

Основні параметри та технічна характеристика двигуна представлена в табл. 1.1 та 1.2.

Таблиця 1.1. Основні параметри двигуна 8EY18ALW

Параметр	Одиниця виміру	Величина
Кількість циліндрів	шт	8
Потужність на циліндр	кВт	132
Тиск повітря за компресором	МПа	0,37
P (середній ефективний тиск)	МПа	2,2
Тиск згорання	МПа	20
Витрата палива	гр/(кВт·год)	0,20
Витрата масла	гр/(кВт·год)	0,30

Габаритні розміри двигуна представлені на рис. 1.2.

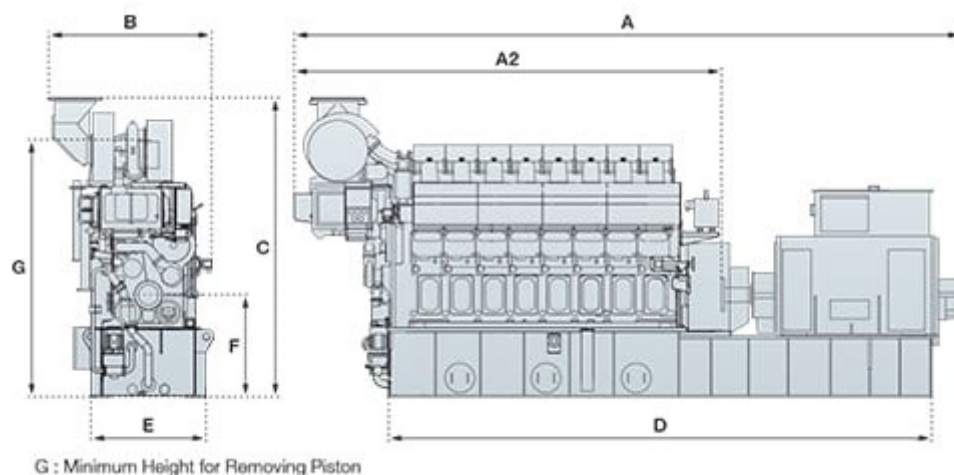


Рис. 1.2. Габаритні розміри двигуна

Engine	A	A2	B	C	D	E	F	G	A
	мм								тон
8EY18ALW	8258	5290	2030	3665	6720	1420	1250	3150	7.40

Таблиця 1.2. Технічні параметри двигуна 8EY18ALW

Параметр	Одиниця виміру	Величина
Максимальна потужність	кВт	1060
Швидкість	хв ⁻¹	1000
Мінімальна швидкість	хв ⁻¹	600
Тиск повітря за компресором	bar	3,7
Коефіцієнт стиску		16
Тиск згоряння	bar	190
Максимальна швидкість циліндра	м/с	9,3
Діаметр циліндра	мм	180
Хід циліндра	мм	280

Двигун YANMAR 8EY18ALW оснащений комплексом сучасних систем, які забезпечують його надійну та ефективну роботу в умовах експлуатації на морських судах. До основних систем входять: водяна система охолодження, що забезпечує підтримання оптимального теплового режиму; система мащення, яка відповідає за зменшення тертя та зношування рухомих частин; система температурного захисту, що запобігає перегріванню двигуна; а також система регулювання частоти обертання, яка дозволяє підтримувати стабільну роботу двигуна при змінному навантаженні.

Силова установка також включає турбокомпресорну групу, яка складається з високопродуктивного турбокомпресора патронного типу і інтеркулера (охолоджувача наддувного повітря). Така конфігурація дозволяє збільшити подачу повітря в циліндри, що сприяє кращому згорянню палива та, відповідно, підвищенню ефективності двигуна.

Управління всіма функціональними системами двигуна здійснюється як безпосередньо з пульта керування, розташованого на самому двигуні, так і дистанційно з головного командного поста, що значно підвищує зручність експлуатації та безпеку.

Однією з ключових переваг двигуна 8EY18ALW є його висока енергоефективність, що поєднується з простотою конструкції та зручністю обслуго-

					КРБ.142.4227ст.25.08.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		9

ування. Водночас двигун демонструє низький рівень викидів оксидів азоту (NO_x) навіть при роботі на високих потужностях, що свідчить про його екологічну відповідність сучасним міжнародним стандартам, зокрема вимогам MARPOL Annex VI.

1.2. Конструкція основних елементів двигуна

Блок двигуна (рис. 1.3) виготовлений із чавуну та має порожнисту конструкцію. Він оснащений збільшеними оглядовими отворами, що забезпечують зручність інспекції та технічного обслуговування без потреби демонтажу двигуна. Повітря, необхідне для процесу згоряння, подається до блоку циліндрів із охолоджувача наддувного повітря. Внутрішній повітряний канал, інтегрований у блок двигуна, забезпечує рівномірний розподіл повітря до кожного циліндра. Мастильна система працює за рахунок подачі оливи до мастильного каналу, який розташований у блоці циліндрів, звідки вона надходить до кожного корінного підшипника.

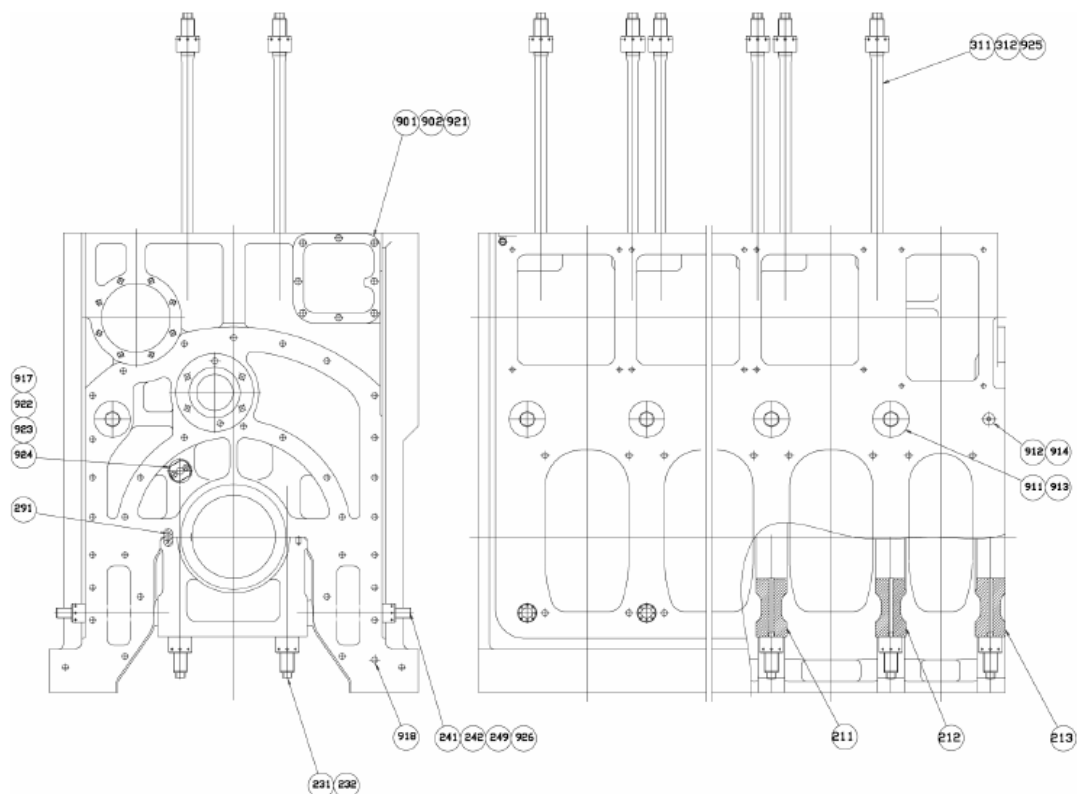


Рис. 1.3. Блок двигуна Yanmar 8EY18ALW

					КРБ.142.4227ст.25.08.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		10

Головка циліндрів у зборі (рис. 1.4) складається з головки циліндра, впускних і випускних клапанів, а також коромисел, що забезпечують їх роботу. Крім того, на головці встановлені паливна форсунка та індикаторний клапан, які служать для впорскування палива та контролю робочого процесу відповідно. Головка циліндра монтується безпосередньо на циліндрову втулку і надійно закріплюється на блоці двигуна за допомогою чотирьох гідравлічно затягуваних шпильок.

Конструкція головки виготовлена з високоміцного чавуну, що забезпечує її довговічність та стійкість до високих температур і тисків. У корпусі головки передбачені вбудовані канали для подачі охолоджувальної води, наддувного повітря, а також для відведення вихлопних газів, що забезпечує компактність і ефективність тепловідведення.

На кожній головці встановлено два впускних і два випускних клапани, які працюють під дією клапанних пружин і поворотних пристроїв. Всі клапани управляються через систему коромисел, яка перетворює обертальний рух розподільного вала на поступальний рух клапанів, забезпечуючи точну синхронізацію газорозподілу.

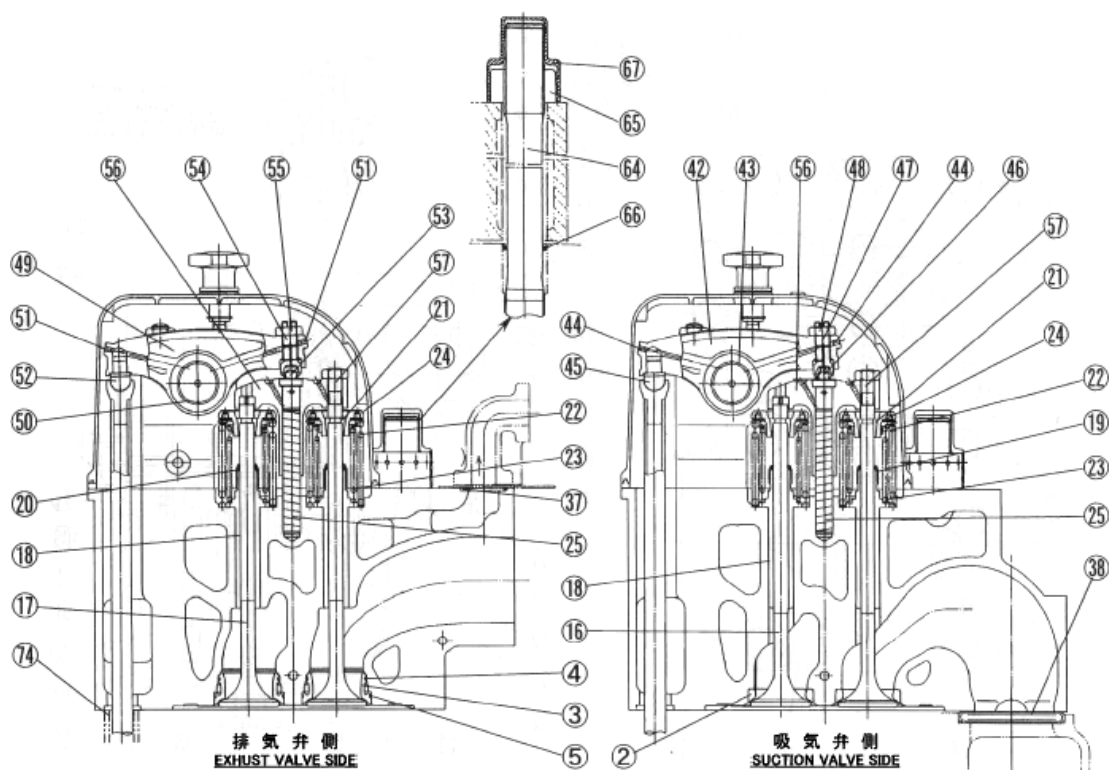


Рис. 1.4. Головка двигуна Yanmar 8EY18ALW

					КРБ.142.4227ст.25.08.01.ПЗ	Аркуш 11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Втулка циліндра (рис. 1.5) виготовлена зі спеціального високоміцного чавунного сплаву, який має підвищену зносостійкість, що дозволяє ефективно витримувати високі температури та навантаження в процесі експлуатації. Охолодження втулки здійснюється прісною водою, причому тільки верхня частина втулки, яка зазнає найінтенсивнішого теплового впливу, охоплена водяною сорочкою, що сприяє підтриманню стабільного теплового режиму.

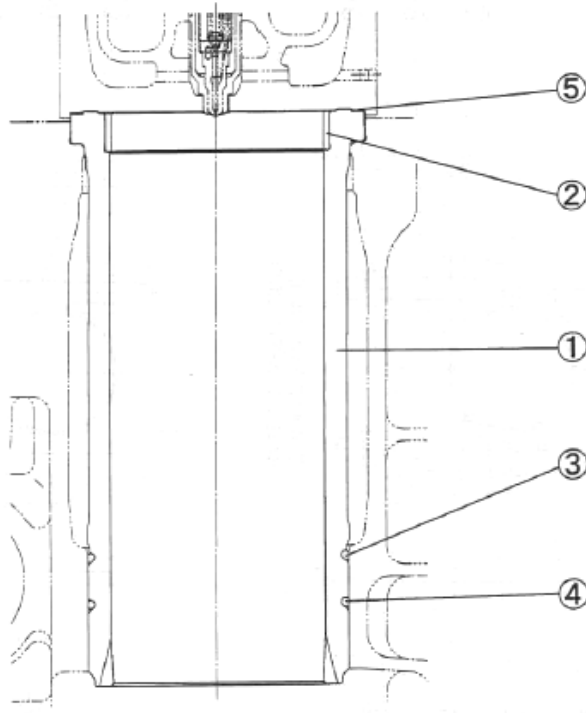


Рис. 1.5. Втулка двигуна та водяна рубашка двигуна Yanmar 8EY18ALW

На верхній частині втулки встановлюється вогневе кільце, яке виконує функцію захисту кромки втулки від ерозії і надмірного зносу під дією полум'я та високотемпературних газів, що утворюються під час згоряння палива.

Водяна сорочка, виготовлена з високоміцного чавуну, монтується безпосередньо на блоці циліндрів. Вона виконує подвійну функцію: з одного боку, забезпечує інтенсивне охолодження проміжку між сусідніми циліндрами, з іншого – сприяє охолодженню наддувного повітря, що подається до камери згоряння, чим підвищує ефективність процесу згоряння і загальну теплотехнічну ефективність двигуна..

Поршень (рис. 1.6) виготовляється з високоміцної кованої легованої сталі, що забезпечує йому високу термостійкість, міцність та зносостійкість у складних умовах роботи всередині камери згоряння. Конструктивно поршень складається з двох основних частин: сталевої головки, яка безпосередньо контактує з гарячими газами згоряння, та спідниці, що забезпечує пряме ковзання всередині циліндрової втулки.

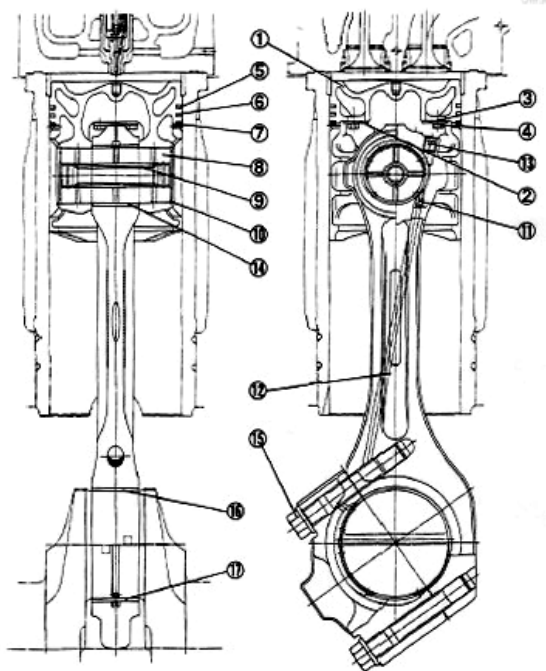


Рис. 1.6. Поршень та шатун двигуна Yanmar 8EY18ALW

На головці поршня передбачені загартовані кільцеві канавки, в які встановлено два компресійні кільця і одне маслоснімне кільце. Компресійні кільця виконують функцію герметизації камери згоряння, перешкоджаючи проливу газів до картера, тоді як маслоснімне кільце забезпечує контроль за масилом на стінках циліндра, знімаючи його надлишок і запобігаючи витраті оливи.

Така конструкція поршня забезпечує оптимальний баланс між міцністю, теплостійкістю і надійною герметизацією, що є критично важливим для забезпечення стабільної роботи дизельного двигуна при високих навантаженнях.

Шатун (рис. 1.6) виконаний зі спеціальної сталі об'ємним штампуванням, який складається з двох частин. Всі кріплення затягнуті гідравлічно для

кращої надійності та обслуговування. Великий підшипник і основний підшипників зроблені з алюмінієвого матеріалу. Це достатньо для гідродинамічної масляної плівки з широким діапазоном температури масла.

Колінчатий вал (рис. 1.7) виготовляється з високоякісної легованої сталі, що забезпечує йому необхідну міцність і довговічність при експлуатації в умовах значних механічних навантажень. Для забезпечення динамічного балансування на кожному корінному підшипнику встановлено по два противаги, які компенсують масові сили обертання. Противаги надійно фіксуються за допомогою двох шпильок, що гарантує стабільність їх положення під час роботи двигуна.

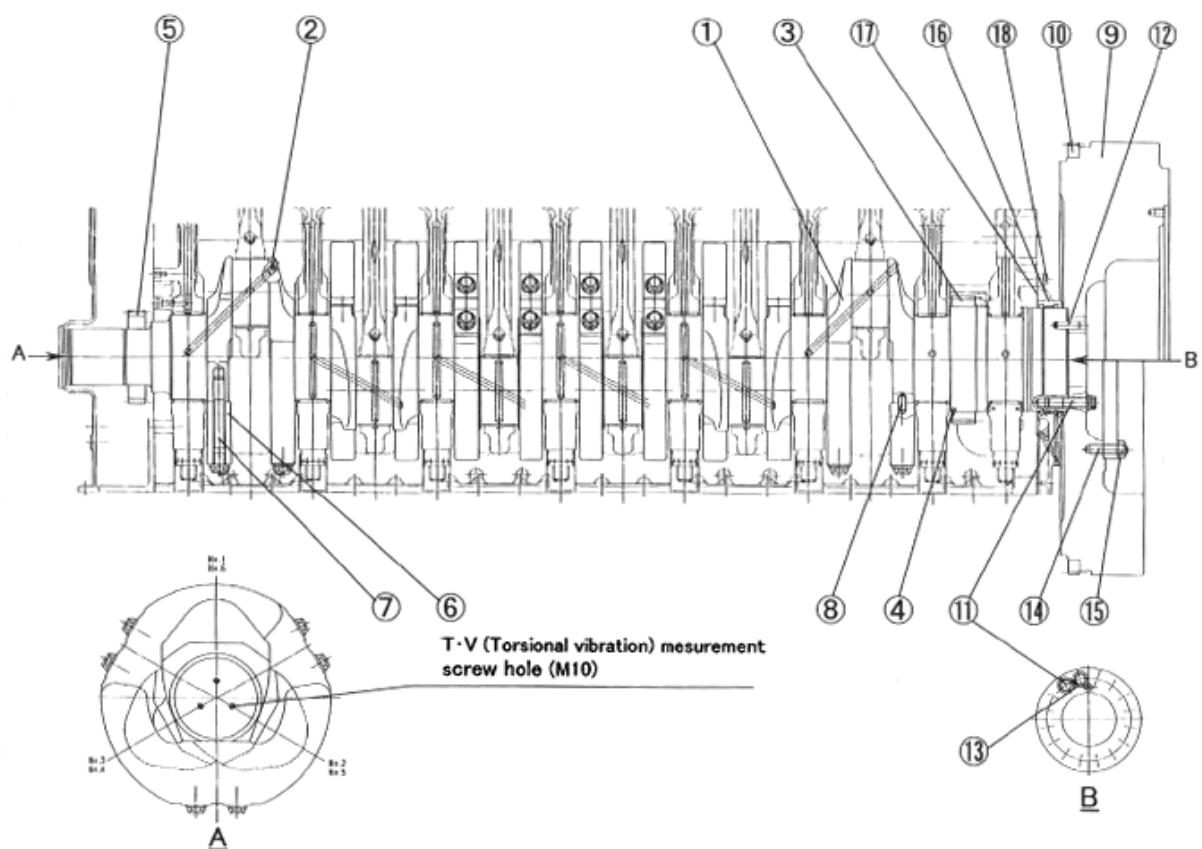


Рис. 1.7. Колінчатий вал двигуна Yanmar 8EY18ALW

Масило надходить до системи змащення через масляний канал, що проходить у блоці двигуна, і подається в центральний отвір кожного циліндра. Звідти мастило розподіляється далі – до колінчастого валу, зокрема в отвори, що ведуть до основних підшипників, шатунних шийок, головок шатунів та поршнів, забезпечуючи надійне змащення всіх критичних вузлів, які

зазнають тертя.

На вільному кінці колінчатого валу встановлено шестерню, яка забезпечує привід до допоміжних агрегатів, таких як масляний насос, насос системи охолодження та демпфер крутильних коливань. Останній відіграє важливу роль у зменшенні амплітуди крутильних коливань вала, що сприяє підвищенню надійності та плавності роботи двигуна.

Розподільний вал (рис. 1.8) виконаний за сегментним принципом – кожен циліндр має власну секцію розподільного валу, і всі секції з'єднані між собою гвинтовими з'єднаннями. Кожна секція оснащена кулачками, що відповідають за керування впускними та випускними клапанами, забезпечуючи точну синхронізацію процесів газообміну в кожному циліндрі.

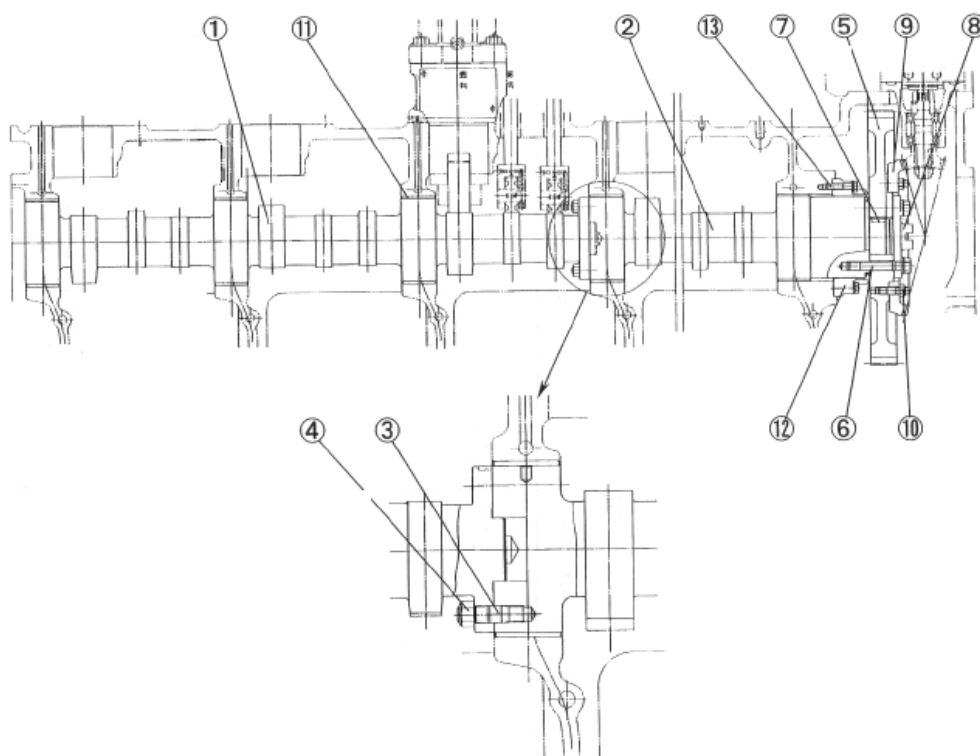


Рис. 1.8. Розподільний вал двигуна Yanmar 8EY18ALW

1.3. Висновок до розділу

У цьому розділі було детально розглянуто конструкцію основних вузлів і систем дизельного двигуна YANMAR 8EY18ALW. Проаналізовано будову блоку циліндрів, головки, втулки, поршневої групи, колінчастого та розподільного валів, а також систем змащення та охолодження. Особливу увагу

приділено технологічним рішенням, які забезпечують високу надійність, зносостійкість і ефективність роботи двигуна в умовах тривалої експлуатації на морському транспорті.

Розглянуті конструктивні елементи підтверджують, що двигун 8EY18ALW є високотехнологічним і оптимально адаптованим для використання як допоміжний агрегат на вантажних і пасажирських судах.

					КРБ.142.4227ст.25.08.01.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ ДВИГУНА YANMAR 8EY18ALW

2.1. Вступ

Однією з основних стадій при аналізі та проектуванні суднового дизельного двигуна є перевірочний розрахунок його робочого циклу та оцінка динамічного навантаження на основні елементи конструкції. Такі розрахунки дозволяють не лише перевірити відповідність заданих параметрів реальним умовам роботи, а й виявити резерви підвищення ефективності двигуна, його економічності та надійності.

У цьому розділі розглядається перевірочний термодинамічний розрахунок робочого циклу високообертового чотиритактного дизельного двигуна YANMAR 8EY18ALW, який широко використовується у складі суднових енергетичних установок. Розрахунок здійснюється із врахуванням реальних умов роботи двигуна, коефіцієнтів наповнення, згоряння та відведення теплоти, що дозволяє наблизити отримані параметри до фактичних.

Крім того, в межах цього розділу буде виконано аналіз динаміки кривошипно-шатунного механізму, що включає визначення навантажень на основні вузли двигуна. Це дозволяє оцінити вплив сил інерції та газодинамічних процесів на довговічність та механічну стійкість деталей, а також уточнити геометричні та конструктивні параметри для забезпечення оптимальної роботи двигуна в реальних експлуатаційних умовах.

2.2. Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна

Для виконання перевірного розрахунку робочого циклу дизельного двигуна YANMAR 8EY18ALW було відібрано ряд вихідних параметрів, що ґрунтуються на паспортних характеристиках двигуна, а також довідкових і нормативних даних, актуальних для даного типу суднового двигуна. Розрахунок виконується для умов номінального режиму роботи.

					КРБ.142.4227ст.25.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		17

Основні константи та коефіцієнти, що використовуються у розрахунку, були взяті з літературних джерел, зокрема з: Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.

Температура навколишнього повітря: прийнято стандартне значення $T_0 = 293$ К, що відповідає нормальним атмосферним умовам.

Тиск навколишнього середовища: $p_0 = 0,103$ – відповідно до стандартних умов.

Ступінь стиску ε : обрано значення 16, яке є характерним для двигунів з нерозділеною камерою згоряння та діаметром циліндра понад 150 мм.

Коефіцієнт надлишку повітря α : для зазначених умов прийнято значення 2,1.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r : становить 0,04, залежить від особливостей повітропостачання і газообміну.

Коефіцієнти використання теплоти: прийнято $\xi_z = 0,92$ для точки z та $\xi_b = 0,93$ для точки b, що відповідає новим моделям ВОД.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ : для високофорсованих двигунів прийнято 1,3.

Підігрів заряду повітря від стінок циліндра ΔT_a : становить 15 К, що характерно для двигунів з наддувом.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ : обрано значення 0,95 на основі даних для чотиритактних двигунів.

Механічний ККД η_M : становить 0,85 для двигунів із діаметром циліндра до 300 мм.

Втрати тиску в повітроохолоджувачі ΔP_{ox} : прийнято значення 0,0045 МПа.

Температура залишкових газів T_r : для даного типу двигуна прийнято 700 К.

Хімічний склад умовного палива:

					КРБ.142.4227ст.25.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		18

Вуглець (C) – 0,87 кг/кг; Водень (H) – 0,126 кг/кг; Сірка (S) – 0 кг/кг;
Кисень (O) – 0,004 кг/кг.

Коефіцієнт тактності Z: для чотиритактного двигуна дорівнює 0,5.

Нижча теплота згоряння палива Q_n : прийнято 42664,4 кДж/кг.

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k : дорівнює 3,6.

Втрати ходу поршня на продувку φ_p : для чотиритактних двигунів не враховуються (приймаються рівними нулю).

Зазначені параметри дозволяють провести коректний і наближений до реальних умов перевірочний розрахунок робочого циклу, що є основою для подальших інженерних обґрунтувань і аналізу ефективності роботи двигуна.

2.3. Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунок робочого циклу та побудова теоретичної індикаторної діаграми виконуються за допомогою комп'ютерної програми, створеної в середовищі MathCAD. У розрахунках використовується модель двигуна з вільним турбокомпресором. Отримані результати подано у вигляді роздруківки.

Параметри, необхідні для побудови індикаторної діаграми, обчислено й наведено в таблиці 2.1, а сама діаграма представлена на рисунку 2.1.

					КРБ.142.4227ст.25.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		19

Розрахунок робочого циклу двигуна

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N'_e = 1060$
1.2 Частота обертання, хв ⁻¹	$n = 1000$
1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0.101$
1.4 Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 293$
1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі	$P_k = 3.6$
1.6 Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1.04$
1.7 Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0.03$
1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z	$\xi_z = 0.92$
1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\xi_b = 0.93$
1.10 Ступінь стиску	$\varepsilon_{\text{sw}} = 16$
1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1.3$
1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К	$\Delta T_a = 15$
1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку	$\phi_n = 0$
1.14 Коефіцієнт скручення індикаторної діаграми	$\zeta = 0.95$
1.15 Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0.85$
1.16 Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} = 0.74$
1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа	$\Delta P_{ox.} = 0.0045$
1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря	$\eta_o = 0.95$
1.19 Температура залишкових газів, К	$T_r = 700$
1.20 Масовий склад палива (кг/кг):	$C_{\text{sw}} = 0.87$
	$H_{\text{sw}} = 0.126$
	$S_{\text{sw}} = 0$
	$O = 0.004$
1.21 Нижча теплота згорання палива, (кДж/кг)	$Q_H = 42664.4$
1.22 Кількість циліндрів	$i = 8$
1.23 Діаметр циліндру, м	$D_c = 0.18$
1.24 Хід поршня, м	$S_c = 0.28$
1.25 Коефіцієнт тактності	$z = 0.5$

1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.1$

1.27 Показник адіабати для повітря $k_B = 1.41$

1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.96$

1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.75$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.364$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 468.189$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 301.759$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 327.922$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.359$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.348$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_H = 0.924$$

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 згорання 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)

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



$$b_c = 0.002515 \quad a_{\nu c} = 19.277$$

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{\nu c} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})} \quad n_1 = 1.364$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad P_c = 15.272$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 898.565$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.039$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0304$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0296$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.989$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.029$$

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

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

де $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad \Delta M = 0.0316$

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

$$m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1.064$$

$$a_{vz} = 19.84834$$

$$b_z = 0.00303$$

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

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

$$a_{vb} = 19.85437$$

$$b_b = 0.00304$$

					КРБ.142.4227ст.25.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		23

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: $T_z = 1885.421$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 19.853$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.661$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 9.631$$

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

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



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

$$n_2 = 1.287$$

$$T_b = 984.409$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 1.076$$

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$$

$$P'_i = 2.759$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 2.621$$

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

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad b_i = 0.175$$

6.4 Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0.483$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 2.228$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0.41$$

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

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} \quad b_e = 0.2057$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 1059.081$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = -0.087 \cdot \%$$

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

$$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 1.893$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 1.954$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.345$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 764.078$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.071$$

8.6 Універсальна газова стала для відпрацьованих газів,

$$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.371$$

8.6 Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.375$$

8.9 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{kd} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(0.97 \cdot \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_{kd} = 3.599$$

8.11 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = -0.028 \cdot \%$$

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 $v/v_c = \varepsilon_x$ - відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення

Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,364
Показник політропи розширення n_2	1,287
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	15,272
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	19,853
Ступінь попереднього розширення ρ	1,661
Ступінь стиснення ε	16,0

Таблиця 2.1.

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	19,85	
1,00	15,27	19,85
1,66	7,64	19,85
2,38	4,69	12,51
3,09	3,27	8,91
3,81	2,46	6,82
4,53	1,95	5,46
5,25	1,59	4,52
5,96	1,34	3,83
6,68	1,15	3,31
7,40	1,00	2,90
8,11	0,88	2,58
8,83	0,78	2,31
9,55	0,70	2,09
10,26	0,64	1,90
10,98	0,58	1,75
11,70	0,53	1,61
12,42	0,49	1,49
13,13	0,46	1,39
13,85	0,42	1,30
14,57	0,40	1,21
15,28	0,37	1,14
16,00	0,35	1,08
16,00		0,35

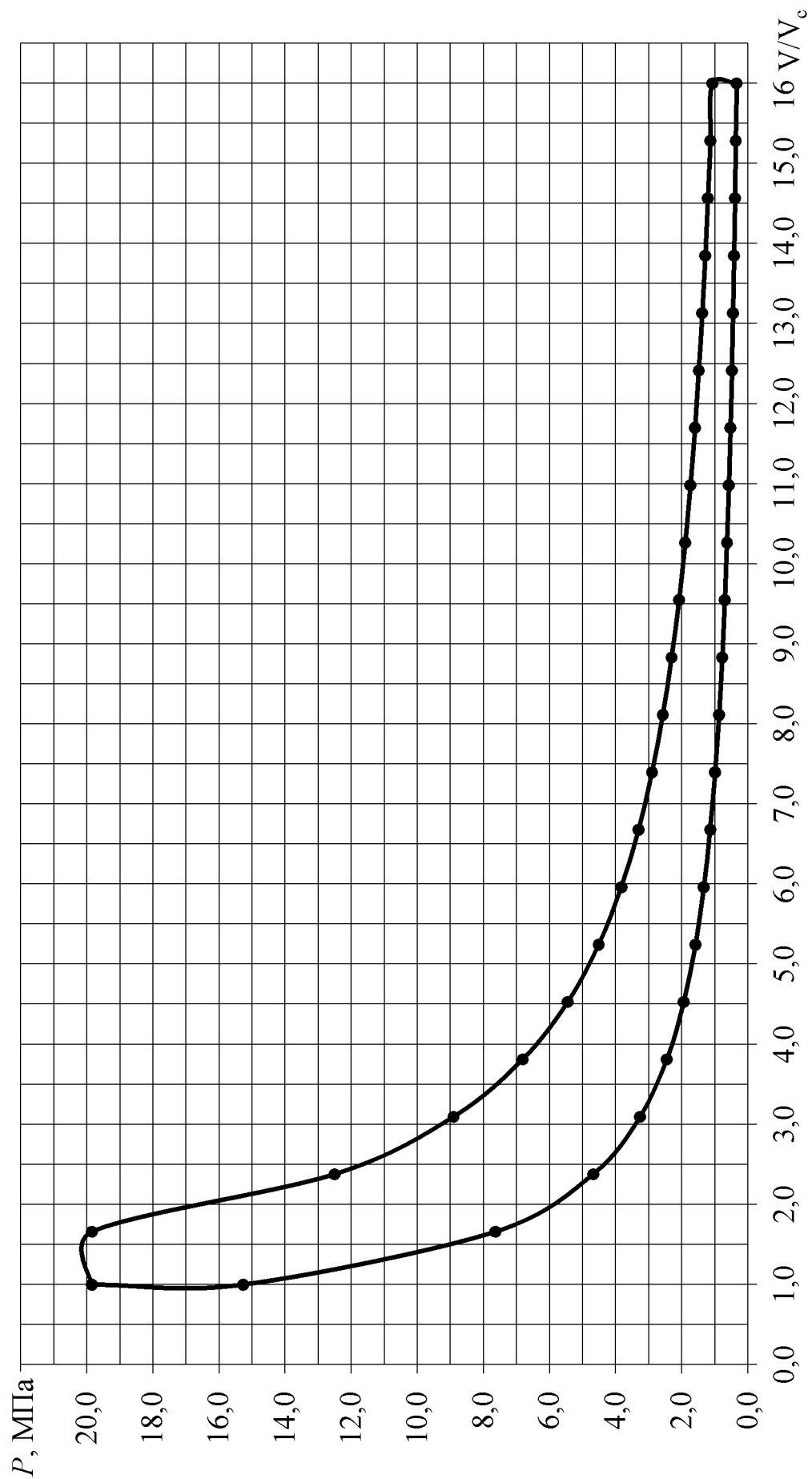


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна Yanmar 8EY18ALW

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 ($R = S_n / 2 = 0,28 / 2 = 0,14$), 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 ($\omega = \pi \cdot n / 30 = 104,67$), 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	0,0000	0,0000	1993,96
15	0,0062	4,8426	1880,05
30	0,0240	8,9091	1558,39
45	0,0515	11,7939	1084,57
60	0,0858	13,5328	536,83
75	0,1234	14,3989	-1,52
90	0,1610	14,6538	-460,14
105	0,1958	14,3989	-795,48
120	0,2258	13,5328	-996,98
135	0,2495	11,7939	-1084,57
150	0,2665	8,9091	-1098,25
165	0,2766	4,8426	-1083,05
180	0,2800	0,0000	-1073,67
195	0,2766	-4,8426	-1083,05
210	0,2665	-8,9091	-1098,25
225	0,2495	-11,7939	-1084,57
240	0,2258	-13,5328	-996,98
255	0,1958	-14,3989	-795,48
270	0,1610	-14,6538	-460,14
285	0,1234	-14,3989	-1,52
300	0,0858	-13,5328	536,83
315	0,0515	-11,7939	1084,57
330	0,0240	-8,9091	1558,39
345	0,0062	-4,8426	1880,05
360	0,0000	0,0000	1993,96

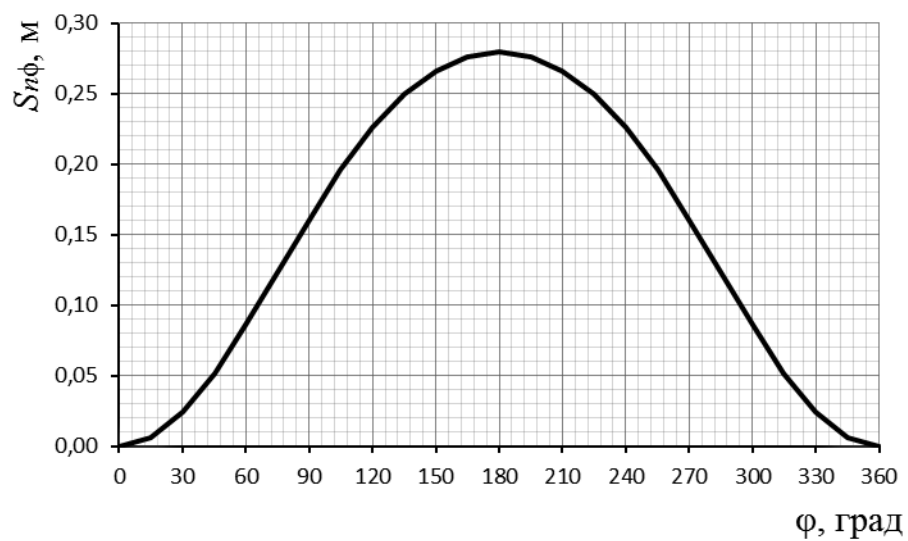


Рис. 2.2. Зміна переміщення поршня

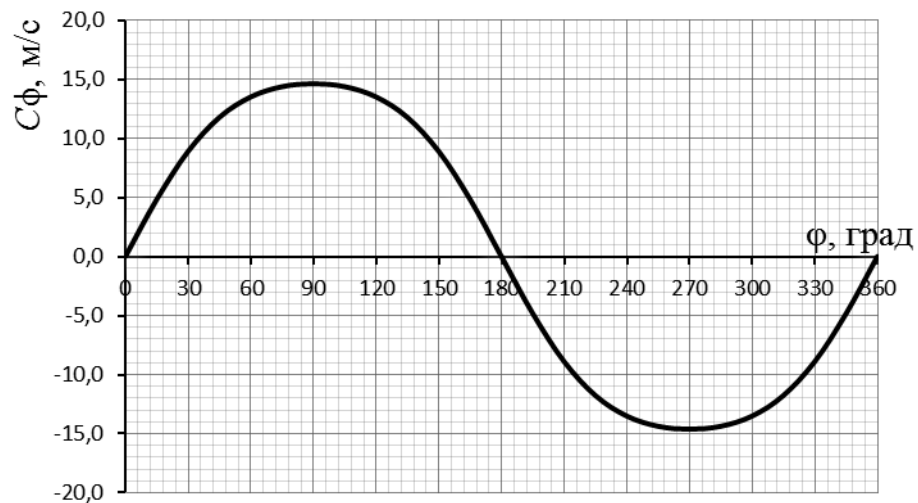


Рис. 2.3. Зміна швидкості поршня

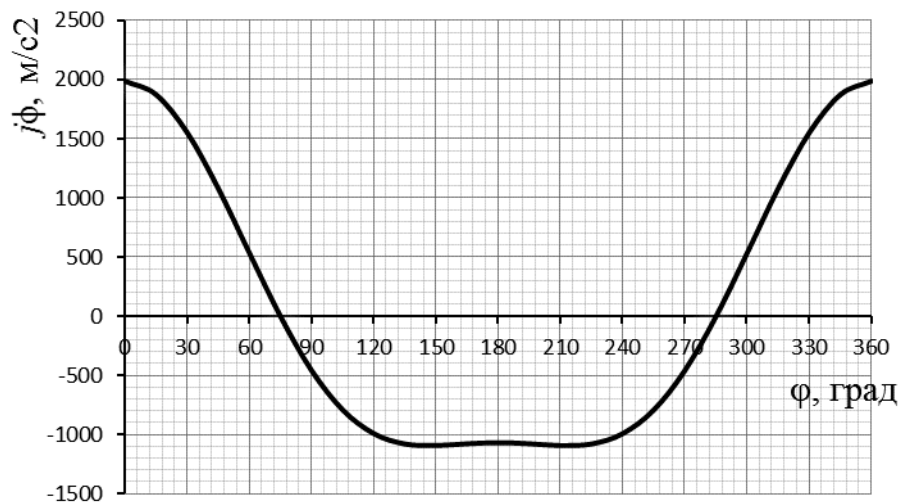


Рис. 2.4. Зміна прискорення поршня

Визначення залежності ходу поршня від кута повороту колінчастого вала дозволяє встановити його точне положення в циліндрі, що є важливим для оцінки миттєвого тиску під час тактів стиску та розширення.

Значення швидкості поршня використовується при розрахунку впускної системи, зокрема для визначення швидкості повітряного потоку в каналах та втрат тиску на місцевих опорах. Це, у свою чергу, дає змогу оцінити тиск свіжого заряду наприкінці впускного такту.

Залежність прискорення поршня від кута повороту колінчастого вала необхідна для визначення інерційних сил, що виникають при русі поступальних мас.

2.6. Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна

Під час аналізу динамічних процесів у двигунах внутрішнього згоряння насамперед розглядають сили, що виникають від газового тиску P_g , та сили інерції P_j . Загальна сила, яка діє на поршень, визначається як сума цих двох складових

$$P = P_g + P_j$$

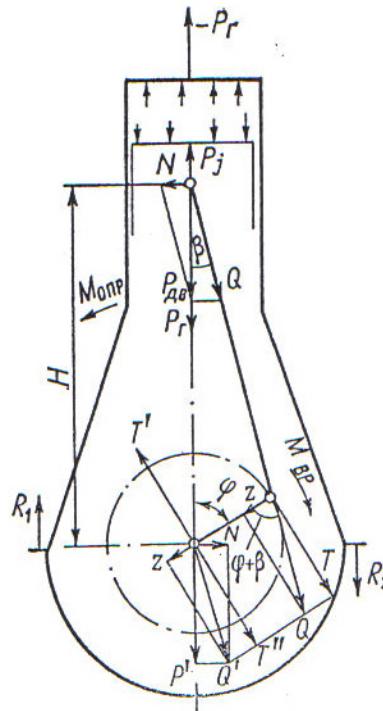


Рис. 2.5. Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Припустимо, що сумарна сила P спрямована вертикально вниз і діє вздовж осі циліндра. Розкладемо цю силу на дві складові: силу S , яка діє вздовж осі шатуна, і силу N , яка перпендикулярна до осі циліндра. Саме бічна складова N зумовлює притискання поршня до стінки циліндра, що спричиняє тертя і впливає на знос деталей:

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

Сила S передається вздовж шатуна, викликаючи його розтяг або стиск, і далі спрямовується на шатунну шийку кривошипа:

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

Перенісши силу S уздовж лінії її дії та припустивши, що вона прикладена до кривошипа, повторимо розкладання цієї сили на складові. Першу

складову T спрямуємо перпендикулярно до радіуса кривошипа, а другу R – вздовж його радіуса.

Тоді тангенціальна складова:

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

відповідно нормальна:

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

Сила T генерує крутний момент двигуна, який передається споживачу через колінчатий вал:

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

Водночас опори двигуна сприймають момент, що викликає перекидання

$$M_{\text{опр.}} = -N \cdot h,$$

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

Перекидаючий момент точно дорівнює крутному моменту, але має протилежний знак:

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

Внаслідок впливу перекидаючого моменту на опори двигуна в них виникає реактивний момент, який за величиною дорівнює, а за знаком протилежний перекидаючому.

Напрямок сил і крутного моменту, що обертаються за годинниковою стрілкою, прийнято вважати додатним, а протилежний – від’ємним.

Для отримання кількісних значень сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі (КШМ), використовують індикаторну діаграму, за допомогою якої визначають силу тиску газів при будь-якому положенні кривошипа, а також застосовують аналітичні формули для розрахунку сил інерції.

Силу інерції, що діє на поршень, визначають на основі другого закону Ньютона:

$$P_j = -m_n j.$$

Величину j визначаємо з рівняння:

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

					КРБ.142.4227ст.25.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		34

Масу m_n приймають як сумарну масу всіх деталей, які разом із поршнем здійснюють зворотно-поступальний рух. До них відносять поршень, кільця, поршневий палець та елементи, що запобігають осьовому переміщенню поршневого пальця. Вважається, що маса цих деталей зосереджена на осі поршневого пальця.

Шатун виконує складний плоско-рівнобіжний рух. Для спрощення аналізу деталі групи шатуна замінюють набором мас, які динамічно йому еквівалентні. Зазвичай кількість таких замінних мас приймають рівною двом. Переносачи ці маси на осі поршневого пальця та шатунної шийки, вважають, що перша маса рухається разом із поршнем, а друга – разом із кривошипом.

Аналіз конструкцій двигунів внутрішнього згоряння показує, що на частку маси, пов'язаної з віссю поршневого пальця, припадає від 0,25 до 0,33 загальної маси деталей шатуна, тоді як 0,67...0,75 маси рухається обертально разом із кривошипом. Таким чином, сила інерції деталей, які рухаються разом із поршнем:

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

де m_n – маса деталей поршневої групи разом із частиною маси деталей шатунної групи, яка припадає на вісь 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 λ0,30.

Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально m_n34,0 кг

Розрахунок динаміки зроблений на ПК в середовищі *LibreOffice Calc*.

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 та 2.7.

Таблиця 2.3. Результати розрахунку динаміки двигуна

φ	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,3600	-2,6653	-2,3053	0,0000	-2,3053	0,0000
15	0,3600	-2,5131	-2,1531	-0,1677	-2,0363	-0,7192
30	0,3600	-2,0831	-1,7231	-0,2614	-1,3616	-1,0880
45	0,3600	-1,4498	-1,0898	-0,2366	-0,6033	-0,9378
60	0,3600	-0,7176	-0,3576	-0,0962	-0,0955	-0,3578
75	0,3600	0,0020	0,3620	0,1096	-0,0122	0,3781
90	0,3600	0,6151	0,9751	0,3066	-0,3066	0,9751
105	0,3600	1,0633	1,4233	0,4309	-0,7846	1,2633
120	0,3600	1,3327	1,6927	0,4554	-1,2407	1,2382
135	0,3600	1,4498	1,8098	0,3928	-1,5575	1,0019
150	0,3600	1,4680	1,8280	0,2773	-1,7218	0,6738
165	0,3600	1,4477	1,8077	0,1408	-1,7826	0,3319
180	0,3600	1,4352	1,7952	0,0000	-1,7952	0,0000
195	0,3534	1,4477	1,8011	-0,1403	-1,7761	-0,3307
210	0,3707	1,4680	1,8387	-0,2790	-1,7319	-0,6778
225	0,4031	1,4498	1,8528	-0,4022	-1,5946	-1,0258
240	0,4574	1,3327	1,7901	-0,4816	-1,3121	-1,3095
255	0,4466	1,0633	1,5099	-0,4572	-0,8324	-1,3402
270	0,4960	0,6151	1,1111	-0,3494	-0,3494	-1,1111
285	0,6592	0,0020	0,6612	-0,2002	-0,0222	-0,6905
300	1,0593	-0,7176	0,3417	-0,0919	0,0912	-0,3419
315	2,0094	-1,4498	0,5596	-0,1215	0,3098	-0,4816
330	4,3454	-2,0831	2,2623	-0,3432	1,7876	-1,4284
345	10,1432	-2,5131	7,6302	-0,5942	7,2164	-2,5488
360	19,3530	-2,6482	16,7048	-0,4369	16,6032	-1,8912
375	19,8530	-2,5131	17,3399	1,3504	16,3996	5,7923
390	13,1612	-2,0831	11,0781	1,6807	8,7536	6,9946
405	6,9390	-1,4498	5,4892	1,1916	3,0389	4,7240
420	4,1605	-0,7176	3,4429	0,9263	0,9193	3,4448
435	2,8003	0,0020	2,8024	0,8485	-0,0943	2,9265
450	2,0692	0,6151	2,6843	0,8442	-0,8442	2,6843
465	1,6473	1,0633	2,7106	0,8207	-1,4943	2,4058
480	1,3925	1,3327	2,7251	0,7332	-1,9975	1,9934
495	1,2358	1,4498	2,6856	0,5830	-2,3112	1,4868
510	1,1418	1,4680	2,6099	0,3960	-2,4582	0,9620
525	1,0916	1,4477	2,5393	0,1978	-2,5040	0,4662
540	1,0758	1,4352	2,5110	0,0000	-2,5110	0,0000
555	0,3450	1,4477	1,7927	-0,1396	-1,7678	-0,3291
570	0,3450	1,4680	1,8130	-0,2751	-1,7077	-0,6683
585	0,3450	1,4498	1,7948	-0,3896	-1,5446	-0,9936
600	0,3450	1,3327	1,6777	-0,4514	-1,2297	-1,2272
615	0,3450	1,0633	1,4083	-0,4264	-0,7764	-1,2500
630	0,3450	0,6151	0,9601	-0,3019	-0,3019	-0,9601
645	0,3450	0,0020	0,3470	-0,1051	-0,0117	-0,3624
660	0,3450	-0,7176	-0,3726	0,1002	-0,0995	0,3728
675	0,3450	-1,4498	-1,1048	0,2398	-0,6116	0,9508
690	0,3450	-2,0831	-1,7381	0,2637	-1,3734	1,0974
705	0,3450	-2,5131	-2,1681	0,1689	-2,0505	0,7242
720	0,3450	-2,6653	-2,3203	0,0000	-2,3203	0,0000

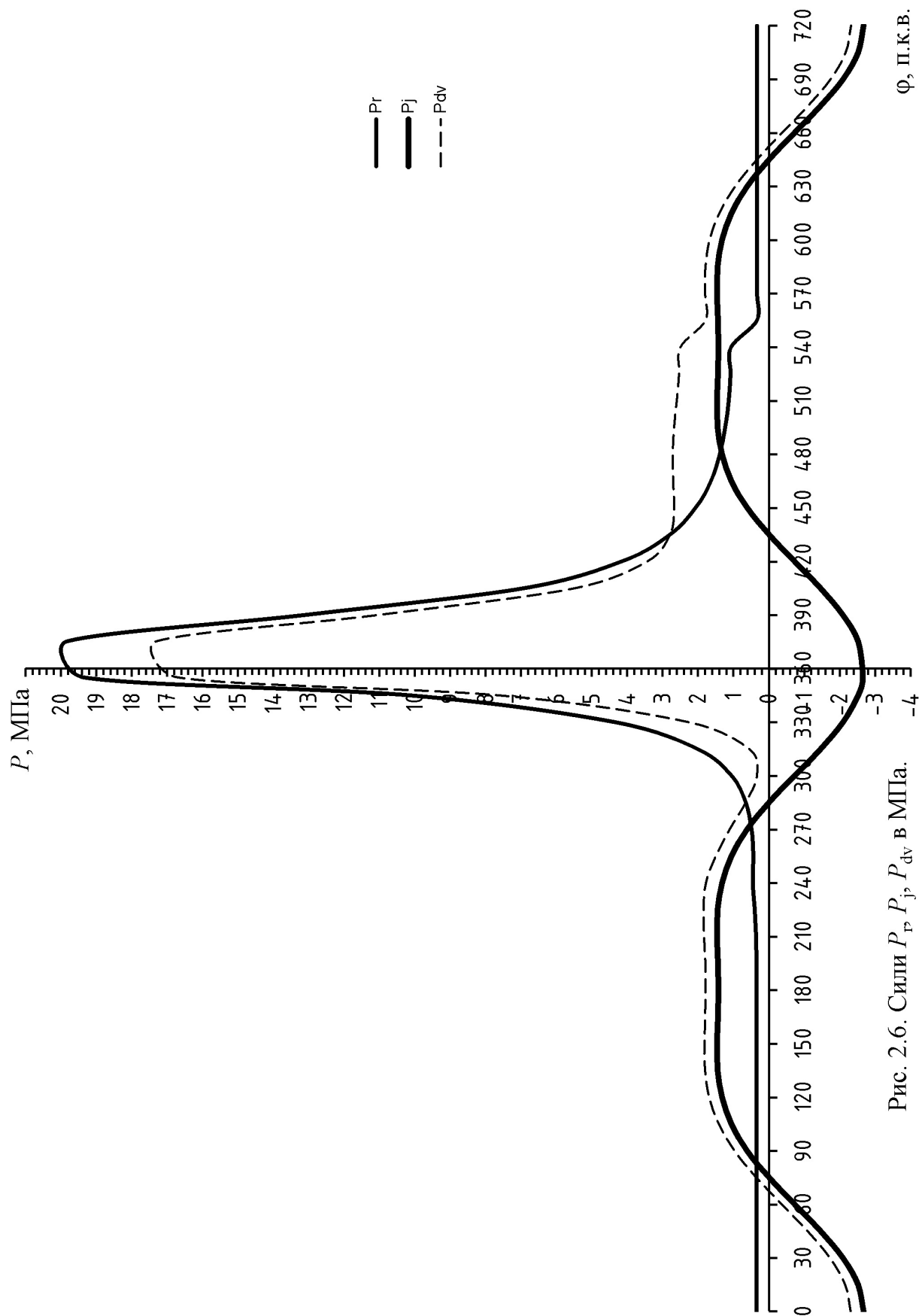


Рис. 2.6. Силы P_r , P_j , P_{dv} в МПа.

$\varphi, \text{ П.К.В.}$

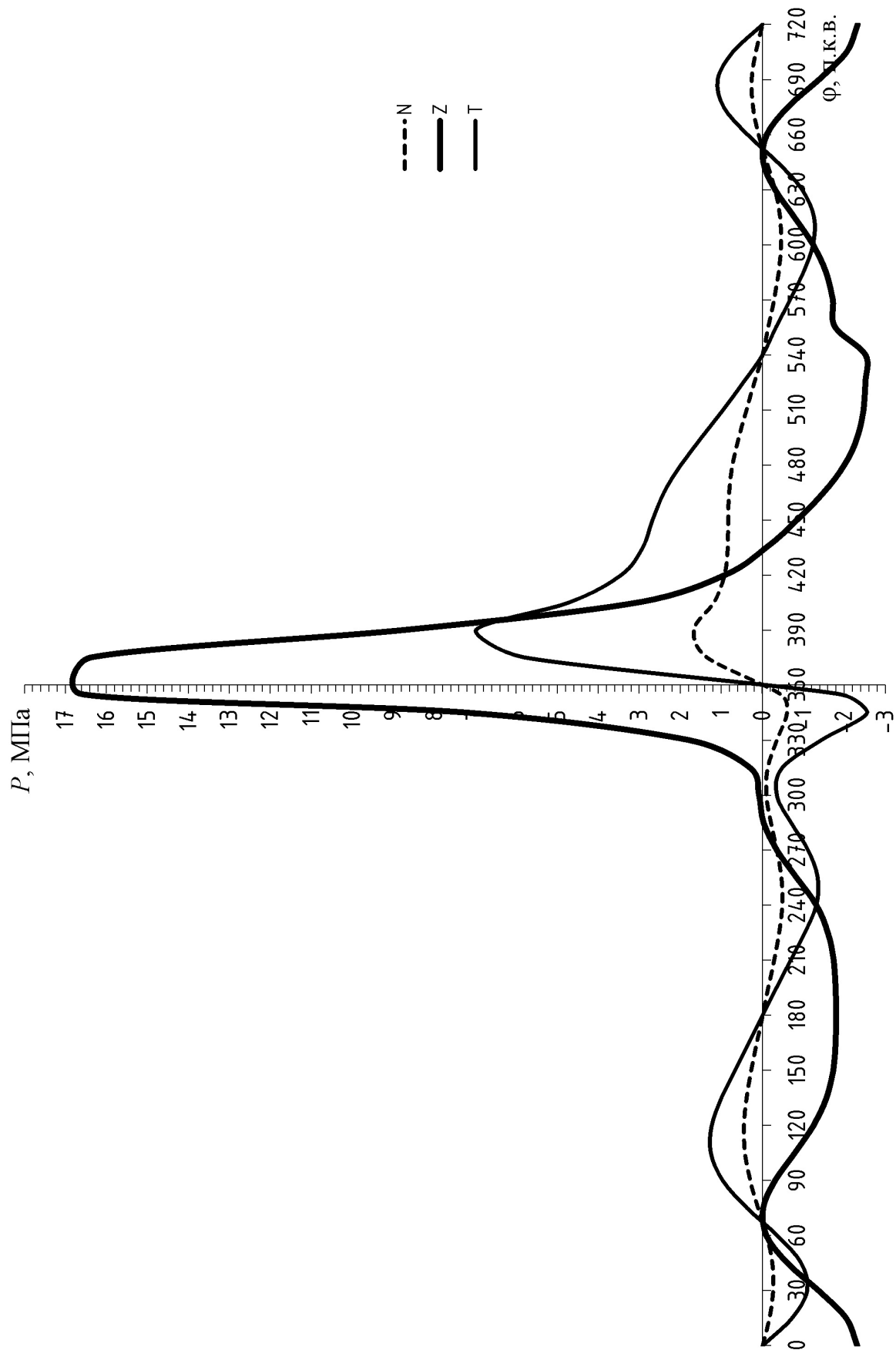


Рис. 2.7. Сили N , Z , T в МПа

2.7. Висновок до розділу

Проведене моделювання робочого циклу двигуна Yanmar 8EY18ALW дозволило отримати ключові параметри, які характеризують його експлуатаційні та технічні властивості. Отримані результати, наведені в таблиці 2.3, свідчать про високий рівень ефективності та економічності даної силової установки. Зокрема, питома ефективна витрата пального на рівні 205,7 гр./($\text{кВт}\cdot\text{год}$) підтверджує, що цей двигун належить до категорії прогресивних машин з конкурентоспроможними показниками в своєму класі.

Методика розрахунку, незважаючи на використання спрощених термодинамічних моделей і впровадження коригуючих коефіцієнтів, демонструє достатню точність для практичних застосувань. Це дає змогу впевнено застосовувати отримані дані для подальшої розробки та оптимізації конструктивних елементів двигуна.

Кінематичний і динамічний аналіз КШМ виявив певний дисбаланс другого порядку, що є типовим для двигунів подібного типу. Для його усунення необхідне застосування противаг на кривошипі колінчатого вала, що дозволяє знизити вібрації та підвищити надійність роботи двигуна. Однак існує потенціал для пошуку більш інноваційних рішень у сфері балансування, які могли б підвищити загальну динамічну стабільність агрегату.

Таким чином, результати дослідження не тільки підтверджують працездатність і високі технічні характеристики двигуна Yanmar 8EY18ALW, а й окреслюють напрямки для подальших удосконалень, спрямованих на підвищення ресурсності та економічності суднових двигунів.

					КРБ.142.4227ст.25.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		39

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА YANMAR 8EY18ALW

3.1. Вступ

Відповідно до поставленого завдання, виконується проектування насосу системи охолодження двигуна Yanmar 8EY18ALW. Метою роботи є визначення теоретичних форм основних компонентів проточної частини насоса, до яких відносяться робоче колесо та спіральний відвідний канал. На основі цих розрахунків в роботі створено креслення насоса з урахуванням необхідних розмірів та особливостей його конструкції.

Всі параметри насоса були обчислені з використанням спеціалізованої комп'ютерної програми, розробленої кафедрою і реалізованої у середовищі LibreOffice Calc. Розрахунки виконувалися із застосуванням машинної обробки даних до досягнення оптимальних технічних характеристик проєктованого насоса.

Отже, отриманий насос повністю відповідає заданим експлуатаційним вимогам і конструктивним обмеженням, що дозволяє йому ефективно функціонувати в системі охолодження двигуна без будь-яких обмежень.

3.2. Визначення початкових даних для розрахунків

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.

					КРБ.142.4227ст.25.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		40

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

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 – тефективна потужність двигуна, кВт;

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

$$Q_\Sigma = \frac{N_e}{\eta_e} = \frac{1060}{0,41} = 2581,483 \text{ кВт}.$$

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).

$$C_{p_\Gamma} = \frac{1,375}{1,375 - 1} \cdot 287,371 = 1053,926 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Температура газів за турбіною обчислюється на підставі виразу ККД турбіни

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

де T_t – температура газу перед турбіною, К

					КРБ.142.4227ст.25.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		41

$\eta_{t.ad}$ – 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

$$T_{3T}^{ad} = 764,078 \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{0,348}{0,101}} \right)^{\frac{1,375-1}{1,375}} = 451,8 \text{ К.}$$

Тож

$$T_{3.T} = 764,078 - 0,74 \cdot (764,078 - 451,8) = 532,992 \text{ К.}$$

Таким чином кількість теплоти, яка відходить з відхідними газами

$$Q_{\Gamma} = 1,954 \cdot 1053,926 \cdot (532,992 - 293) = 494,231 \text{ кВт}$$

Після підстановки

$$Q_w = \frac{0,98 \cdot 2581,483 - 494,231 - 1060}{1,1} = 887,765 \text{ кВт.}$$

Якщо задати перепад температури охолоджуючої рідини на виході та на вході в двигун на рівні 11 К, то згідно рівняння теплового балансу можна визначити продуктивність відцентрового насоса, який відведе тепло від двигуна та забезпечить заданий перепад температур води.

$$G = \frac{887,765 \cdot 10^3}{4190 \cdot 11} = 19,26 \text{ кг/с, або } Q \approx 70 \text{ м}^3/\text{год}$$

Прийmemo, що питома робота насоса повинна складати $L = 260 \text{ Дж/кг}$.

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

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

та рівняння для обчислення кутової швидкості ротора насоса

					КРБ.142.4227ст.25.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		42

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

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 $\Delta l_{\text{кр}}$ і, відповідно, на висоту всмоктування насоса. Параметри n_s і ω зі зміною C залишаються постійними.

Тож приймаємо $n_s = 90$, а $C = 1200$.

Тоді

$$\Delta l_{\text{кр}} = 260 \cdot \left(1,54 \cdot \frac{90}{1200}\right)^{\frac{4}{3}} = 14,62 \text{ Дж/кг}.$$

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

$$\omega = \frac{C \Delta l_{\text{кр}}^{\frac{3}{4}}}{298 \sqrt{Q}}, \quad \omega = \frac{1200 \cdot 14,62^{\frac{3}{4}}}{298 \cdot \sqrt{0,0194}} = 215,9 \text{ с}^{-1},$$

де $Q = 0,0194 \text{ м}^3/\text{с} = 70/3600$.

Частота обертання ротору

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}, \quad n = \frac{30 \cdot 215,9}{3,14} = 2063 \text{ об/хв}.$$

Відкоригуємо значення n_s так, щоб частота обертання дорівнювала би $k \times 500$, де $k = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12$. Для цього використовуємо процедуру «Підбір параметру».

Таким чином, для насоса остаточно обчислені наступні параметри:

$n_s = 87,2$; $C = 1200$; $\Delta l_{\text{кр}} = 14,03 \text{ Дж/кг}$; $\omega = 209,3 \text{ с}^{-1}$; $n = 2000 \text{ об/хв}$.

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;

					КРБ.142.4227ст.25.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		43

β_1 – кут установки лопаті на вході.

Вихідні параметри:

D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса;

Δ_2 – товщина лопаті на виході з колеса;

β_2 – кут установки лопаті на виході.

Вищезазначені 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

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

де η_r – гідравлічний ККД. Значення η_r 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.

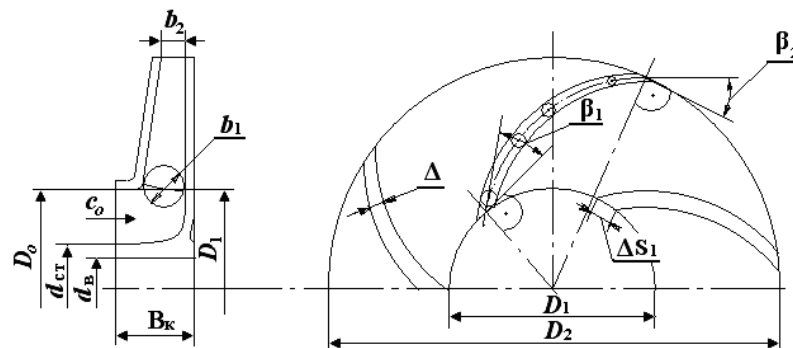


Рис. 3.1. Схема робочого колеса відцентрового насосу

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

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1пр} - 0,172)^2},$$

де $D_{1пр} = k_{D_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{\pi \cdot Q_1}{30 \cdot \omega}}$ – приведений (середньоквадратичний) діаметр на вході в колесо в першому наближенні, мм.

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

					КРБ.142.4227ст.25.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		44

$k_{D_1} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \frac{1}{\sqrt{k_{Co}}}$ – коефіцієнт вхідного діаметру;

де $k_{Co} = 0,057$ – коефіцієнт, який залежить від C ; приймаємо з рис. 3.2.

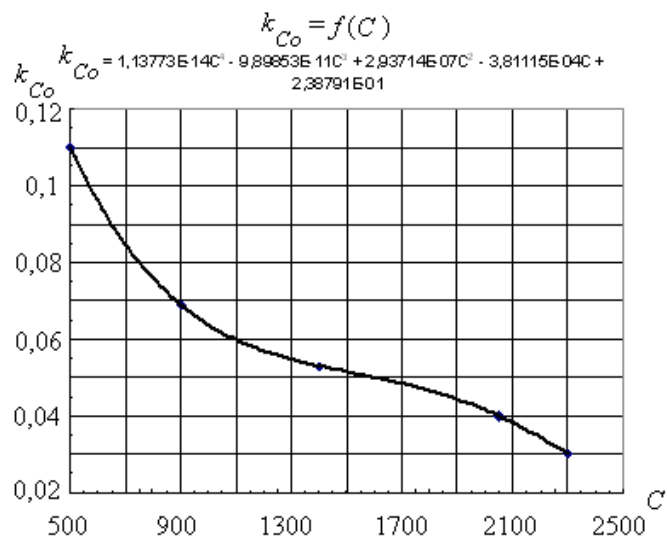


Рис. 3.2. Графік залежності $k_{Co} = f(C)$

Після підстановки

$$k_{D_1} = \frac{2}{\sqrt{3,14}} \cdot \frac{1}{\sqrt{0,057}} = 4,73.$$

Розхід рідини через одне колесо $Q_1 = \frac{Q}{z_{\Pi}}$,

де z_{Π} – кількість потоків (коліс) в насосі, шт.; приймаємо $z_{\Pi} = 1$.

Після підстановки $Q_1 = \frac{0,0194}{1} = 0,0194 \text{ м}^3/\text{с}$.

Таким чином

$$D_{\text{лп}} = 4,73 \cdot \sqrt[3]{\frac{3,14 \cdot 0,0194}{30 \cdot 209,3}} = 0,1009 \text{ м}.$$

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

$$D_{\text{лп}}^{**} = \sqrt{0,5 \cdot (d_{\text{ст}}^2 + D_1^2)},$$

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

$d_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,8) \cdot d_{\text{в}}$ – діаметр маточини робочого колеса, м;

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 $d_{вс}$ визначаємо спрощеним розрахунком на скручування з заздалегідь заниженими допустимими напруженнями

$$d_{в} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{к}}{\pi \cdot [\tau_{кр}]}}$$

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

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

$$M_{к} = \frac{N_{в}}{\omega},$$

де $N_{в}$ – потужність на привід вала ротора насоса, Вт.

$$N_{в} = \frac{\rho \cdot Q \cdot L}{\eta}, \quad N_{в} = \frac{1000 \cdot 0,0194 \cdot 260}{0,708} = 7125 \text{ Вт.}$$

Після підстановки

$$M_{к} = \frac{7125}{209,3} = 34,05 \text{ Н·м.}$$

Таким чином

$$d_{в} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 34,05}{3,14 \cdot 300 \cdot 10^5}} = 0,018 \text{ м.}$$

Діаметр маточини робочого колеса

$$d_{ст} = 1,22 \cdot 0,018 \approx 0,022 \text{ м.}$$

Діаметр середини вхідної кромки лопаті робочого колеса для насосів з $n_s = 80 \dots 120$ згідно з [8] знаходиться у межах $D_1 = (0,9 \dots 1,0) \cdot D_0$,

де D_0 – діаметр входу в робоче колесо, м.

					КРБ.142.4227ст.25.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		46

Діаметр входу в робоче колесо обчислюється за формулою:

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

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

$$Q_p = \frac{Q_1}{\eta_o}, \quad Q_p = \frac{0,0194}{0,967} = 0,0201 \text{ м}^3/\text{с}.$$

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

$$c_o = k_{c_o} \cdot \left(\frac{30}{\pi}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \sqrt[3]{Q_1 \cdot \omega^2}, \quad c_o = 0,057 \cdot \left(\frac{30}{3,14}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \sqrt[3]{0,0194 \cdot 209,3^2} = 2,44 \text{ м/с}.$$

Згідно з такою швидкістю

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0194}{3,14 \cdot 2,44} + 0,022^2} = 0,1047 \text{ м}.$$

Приймаємо $D_0 = 0,1047$ м і $D_1 = 0,1$ м.

То ж приведений діаметр в другому наближенні

$$D_{1м}^{**} = \sqrt{0,5 \cdot (0,022^2 + 0,1^2)} = 0,0725 \text{ м}.$$

Значення гідравлічного ККД

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg 72,5 - 0,172)^2} = 0,853.$$

Об’ємний ККД обчислюється за формулою

$$\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{n_s^2}}}, \quad \eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{87,1^2}}} = 0,967.$$

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

					КРБ.142.4227ст.25.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		47

$$\eta_{\text{МВН}} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}}, \quad \eta_{\text{МВН}} = \frac{1}{1 + \frac{820}{87,1^2}} = 0,903.$$

Коефіцієнт, який враховує втрати в сальниках та підшипниках, лежить в межах 0,95...0,98 [8]; приймаємо $\eta_{\text{сп}} = 0,95$.

Результуюче значення ККД насоса дорівнюватиме

$$\eta = 0,853 \cdot 0,967 \cdot 0,903 \cdot 0,95 = 0,708.$$

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 δ знаходиться в межах від 0 до 15°[8]. Враховуючи особливості застосування насосу, що проектується, в нашому випадку доцільно прийняти δ як величину, яка доповнює кут β_1 до цілого числа градусів. Введення кута атаки міняє конфігурацію вхідного трикутника, перетворюючи його в косокутний трикутник.

Кут безударного входу визначається за формулою

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

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

$$u_1 = \frac{\omega \cdot D_1}{2} \text{ – колова швидкість потоку рідини на діаметрі } D_1, \text{ м/с.}$$

$$u_1 = \frac{209,3 \cdot 0,1}{2} = 10,47 \text{ м/с.}$$

Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході обчислюється як

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

де $c'_{1m} = c_o = 2,44 \text{ м/с}$ – швидкість рідини в районі повороту протока в робочому колесі;

$$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot \Delta S_1}{\pi \cdot D_1}} \text{ – коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями на вході,}$$

					КРБ.142.4227ст.25.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		48

де $\Delta S_1 = \frac{\Delta_1}{\sin \beta_1}$ – перетин лопаті на вході, нормальний до радіуса, м (рис. 1.);

Δ_1 – товщина лопаті на вході, м. Зазвичай $\Delta_1 = 1 \dots 4$ мм [8], 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.

z – число лопатей робочого колеса насосу.

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

$$D_2^* = \frac{D_0}{0,002 \cdot n_s + 0,276}, \quad D_2^* = \frac{0,1047}{0,002 \cdot 87,1 + 0,276} = 0,2326 \text{ м}$$

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 $\beta_2 = 31^\circ$

$$z = 6,5 \cdot \frac{0,2029 + 0,1}{0,2029 - 0,1} \cdot \sin \frac{16 + 31}{2} = 7,63$$

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 $6 \dots 12$. Для отримання більш стабільної характеристики більш доцільно мати $z = 6 \dots 8$ [8]; приймаємо $z = 12$.

Після підстановки

$$\Delta S_1 = \frac{0,001}{\sin 16^\circ} = 0,0037 \text{ м.}$$

Таким чином

$$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{12 \cdot 0,0037}{3,14 \cdot 0,1}} = 1,165.$$

Значення коефіцієнту зашарплення k_1 повинно знаходитися в межах 1,1...1,25. Умова виконується. Таким чином

$$c_{1m} = 2,44 \cdot 1,165 = 2,85 \text{ м/с.}$$

Тож

$$\beta_{10} = \arctg \frac{2,85}{10,47} = 15,23^\circ.$$

Значення кута атаки обираємо таким, щоб доповнити кут β_1 до цілого числа градусів. Приймаємо $\delta = 0,77^\circ$

$$\beta_1 = 15,23 + 0,77 = 16^\circ.$$

Зовнішній діаметр робочого колеса у другому наближенні визначається за формулою:

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

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

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

де L_T – теоретична питома робота колеса, Дж/кг.

$$L_T = \frac{L}{\eta_T}, \quad L_T = \frac{260}{0,853} = 304,81 \text{ Дж/кг.}$$

$p = 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2}$ – поправка на скінчену кількість лопатей робочого колеса.

Зазвичай лежить в межах 0,2...0,4 [8],

де $\psi = k_3 + 0,6 \cdot \sin \beta_2$ – коефіцієнт, яким оцінюється форма лопаті і якість її поверхні литих робочих коліс.

k_3 – коефіцієнт який лежить в межах 0,55...0,65 [8]; приймаємо $k_3 = 0,61$.

Тож

$$\psi = 0,61 + 0,6 \cdot \sin 31^\circ = 0,920.$$

					КРБ.142.4227ст.25.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		50

Тоді

$$p = 2 \cdot \frac{0,920}{12} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,1}{0,2029} \right)^2} = 0,2026.$$

Після підстановки

$$L_{\infty} = (1 + 0,2026) \cdot 304,81 = 366,57 \text{ Дж/кг.}$$

Тож зовнішній діаметр робочого колеса у другому наближенні

$$D_2 = \frac{2}{209,3} \cdot \left[\frac{2,4}{2 \cdot \operatorname{tg} 31^\circ} + \sqrt{\left(\frac{2,4}{2 \cdot \operatorname{tg} 31^\circ} \right)^2 + 366,57} \right] = 0,2029 \text{ м.}$$

Ширина маточини робочого колеса B_k (рис. 3.1) визначається з співвідношення $B_k = (0,2 \dots 0,4) \cdot D_2$,

$$B_k = 0,21 \cdot 0,2029 = 0,042 \text{ м.}$$

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

$$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_1}, \quad w_1 = \frac{2,85}{\sin 16^\circ} = 10,35 \text{ м/с;}$$

$$w_{10} = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_{10}}, \quad w_{10} = \frac{2,85}{\sin 15,23^\circ} = 10,85 \text{ м/с.}$$

Колова швидкість потоку рідини на діаметрі D_2 визначається як

$$u_2 = \frac{\omega \cdot D_2}{2}, \quad u_2 = \frac{209,3 \cdot 0,2029}{2} = 21,24 \text{ м/с.}$$

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

$$c_{2m} = (0,75 \dots 1,1) \cdot c_{1m}, \quad c_{2m} = 1,05 \cdot 2,85 = 3,00 \text{ м/с.}$$

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 $k_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot \Delta S_2}{\pi \cdot D_2}}$ – коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями.

					КРБ.142.4227ст.25.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		51

$\Delta S_2 = \frac{\Delta_2}{\sin \beta_2}$ – перетин лопаті на виході, нормальний до радіуса, м (рис. 3.1).

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

Після підстановки

$$\Delta S_2 = \frac{0,001}{\sin 31^\circ} = 0,0020 \text{ м.}$$

Тож

$$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{12 \cdot 0,0020}{3,14 \cdot 0,2029}} = 1,040.$$

Тоді

$$c'_{2m} = \frac{3,00}{1,040} = 2,31 \text{ м/с.}$$

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

$$c_{2u} = \frac{304,81}{21,24} = 14,36 \text{ м/с.}$$

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

$$c_{2u\infty} = \frac{L_r \cdot (1 + p)}{u_2}, \quad c_{2u\infty} = \frac{304,81 \cdot (1 + 0,2026)}{21,24} = 17,26 \text{ м/с.}$$

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

$$w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + (u_2 - c_{2u})^2}, \quad w_2 = \sqrt{2,4^2 + (21,24 - 14,36)^2} = 7,29 \text{ м/с.}$$

Оптимальне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі зі скінченим числом лопатей $(w_1/w_2)_{\text{opt}}$ знаходиться з графіка (рис. 3) або з виразу

$$(w_1/w_2)_{\text{opt}} = 3,166 \cdot 10^{-11} \cdot n_s^6 - 1,812 \cdot 10^{-08} \cdot n_s^6 + 4,228 \cdot 10^{-06} \cdot n_s^4 - 5,150 \cdot 10^{-04} \cdot n_s^3 + 3,464 \cdot 10^{-02} \cdot n_s^2 + 1,231 \cdot n_s + 19,82$$

Згідно з графіком оптимальне співвідношення відносних швидкостей буде дорівнювати 1,420.

Дійсне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі

					КРБ.142.4227ст.25.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		52

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{10,35}{7,29} = 1,420.$$

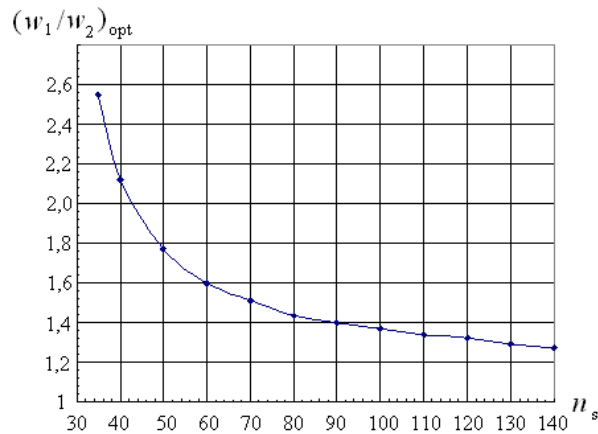


Рис. 3.3. Залежність $(w_1/w_2)_{opt}$ від n_s

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

$$w_{2\infty} = \frac{c_{2m}}{\sin \beta_2}, \quad w_{2\infty} = \frac{2,4}{\sin 31^\circ} = 4,67 \text{ м/с.}$$

Після визначення колової швидкості u_2 і проєкцій абсолютної швидкості c_{2m} , c_{2u} , $c_{2u\infty}$ можуть бути побудовані трикутники швидкостей на виході з робочого колеса насоса для $z = \infty$ і $z \neq \infty$.

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 $D_0 = 104,7$ мм

Діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса $D_1 = 100,0$ мм

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

Кут установки лопаті на вході $\beta_1 = 16^\circ$

Зовнішній діаметр робочого колеса $D_2 = 202,9$ мм

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

Кут установки лопаті на виході $\beta_2 = 31^\circ$

3.4. Розрахунок меридіанного перетину робочого колеса

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	0,1000	
D_2 , м	Зовнішній діаметр робочого колеса	0,2029	
i	Кількість ділянок розбивки	5	
ΔR , м	Крок по радіусу	0,01029	
b_i , м	Ширина каналу робочого колеса на різних діаметрах: $b_i = \frac{Q_p}{\pi \cdot D_i \cdot c'_{im}}$	0,02619	1
		0,02195	a
		0,01895	b
		0,01672	в
		0,015	г
		0,01363	2
c'_{1m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини в районі повороту в робочому колесі	2,44	1
c'_{2m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса з врахуванням коефіцієнта захаращення каналу колеса лопатями	2,31	2
c'_{im} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на різних діаметрах: $c'_{im} = k \cdot R_i + b$	2,414	a
		2,388	b
		2,362	в
		2,336	г
k	Коефіцієнт лінійного рівняння: $k = \frac{c'_{2m} - c'_{1m}}{R_2 - R_1}$	-2,5267	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння: $b = c'_{1m} - k \cdot R_1$	2,56634	

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	b	v	z	R_2
	0,0500	0,0603	0,0706	0,0809	0,0912	0,1015
Ширини каналів, м	0,0262	0,0219	0,0190	0,0167	0,0150	0,0136
	b_1	a	b	v	z	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 $R - \varphi$. 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 може бути побудовані точки на плані робочого колеса. Через ці точки проводиться лекальна крива і визначається вид середньої лінії лопаті робочого колеса 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	0,1	
D_2 , м	Зовнішній діаметр робочого колеса	0,2029	
i	Кількість ділянок розбивки	10	
ΔR , м	Крок по радіусу	0,00515	
R_1 , м	Радіус середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса	0,0500	1
R_i , м	Проміжні значення радіусів: $R_i = R_1 + n_i \cdot \Delta R$	0,0551	a
		0,0603	b
		0,0654	v
		0,0706	z
		0,0757	d
		0,0809	e
		0,0860	ж
		0,0912	з
		0,0963	и

Параметр та одиниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
R_2 , м	Зовнішній радіус робочого колеса	0,1015	2
k	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення c_{im} : $k = \frac{c_{2m} - c_{1m}}{R_2 - R_1}$	-8,7464	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення c_{im} : $b = c_{1m} - k \cdot R_1$	3,28732	
c_{1m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході в робоче колесо	2,85	1
c_{im} , м/с	Проміжні значення меридіанної складової абсолютної швидкості потоку рідини в робочому колесі н різних радіусах: $c_{im} = k \cdot R_i + b$	2,805	<i>a</i>
		2,76	<i>б</i>
		2,715	<i>в</i>
		2,67	<i>г</i>
		2,625	<i>д</i>
		2,58	<i>е</i>
		2,535	<i>ж</i>
		2,49	<i>з</i>
		2,445	<i>и</i>
c_{2m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса	2,4	2
k	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення w_i : $k = \frac{w_{2\infty} - w_1}{R_2 - R_1}$	-110,4	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення w_i : $b = w_1 - k \cdot R_1$	15,8699	
w_1 , м/с	Відносна швидкість потоку рідини при вході на лопатку робочого колеса	10,35	1
w_i , м/с	Проміжні значення відносної швидкості потоку рідини в робочому колесі на різних радіусах: $w_i = k \cdot R_i + b$	9,782	<i>a</i>
		9,214	<i>б</i>
		8,646	<i>в</i>
		8,078	<i>г</i>
		7,51	<i>д</i>
		6,942	<i>е</i>
		6,374	<i>ж</i>
		5,806	<i>з</i>
		5,238	<i>и</i>
$w_{2\infty}$, м/с	Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса при нескінченній кількості лопатей	4,67	2

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

№ точки	$\beta_i = \arcsin \frac{c_{im}}{w_{i\infty}}$	$B_i = \frac{1}{R_i \cdot \lg \beta_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$		$\Delta \varphi_i = \frac{180}{\pi} \times \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R$	$\varphi_i = \frac{180}{\pi} \cdot \sum_1^i \Delta \varphi_i$	$R_i, \text{ м}$
1	15,99	69,82	65,20		0	0	0,0500
a	16,67	60,58			19,23	19,23	0,0551
б	17,44	52,83	49,52	56,71	16,72	35,96	0,0603
в	18,31	46,21			14,60	50,56	0,0654
г	19,31	40,46	37,93	43,33	12,78	63,34	0,0706
д	20,47	35,40			11,19	74,53	0,0757
e	21,83	30,89	28,85	33,14	9,78	84,30	0,0809
ж	23,45	26,82			8,51	92,81	0,0860
з	25,41	23,11	21,39	24,96	7,36	100,17	0,0912
и	27,84	19,67			6,31	106,48	0,0963
2	30,94	16,45		18,06	5,33	111,81	0,1015

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

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

$$R \cdot c_u = R_2 \cdot c_{2u} = \text{const.}$$

Розхід рідини через елементарну площадку поперечного перетину відводу знаходиться за формулою

$$dQ = c_{ui} \cdot b_i \cdot dR$$

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 $\alpha = 30...40^\circ$ [8]; приймаємо $\alpha = 30^\circ$.

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.

$$R_3 = (1,03...1,05) \cdot R_2,$$

де $R_2 = \frac{D_2}{2}$ – радіус робочого колеса, м

$$R_2 = \frac{0,2029}{2} = 0,1015 \text{ м.}$$

Тоді

$$R_3 = 1,04 \cdot 0,1015 = 0,105 \text{ м.}$$

Приріст радіусу

$$\Delta R = 0,057 \cdot 0,105 = 0,006 \text{ м.}$$

					КРБ.142.4227ст.25.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		58

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.

$$b_3 = b_2 + (0,02 \dots 0,05) \cdot D_2, \quad b_3 = 0,0136 + 0,03 \cdot 0,2029 = 0,018 \text{ м.}$$

Товщина язика $\Delta Я$ приймається з конструктивних і технологічних міркувань. Для спірального відводу зазвичай $\Delta Я$ лежить в межах 1...10 мм; приймаємо $\Delta Я = 0,001$ м.

З урахуванням цієї товщини визначається мінімальна і максимальна ширина останнього перетину і радіус початкового перетину відводу $R_я$.

$$R_я = R_3 + \Delta Я, \quad R_я = 0,105 + 0,001 = 0,106 \text{ м.}$$

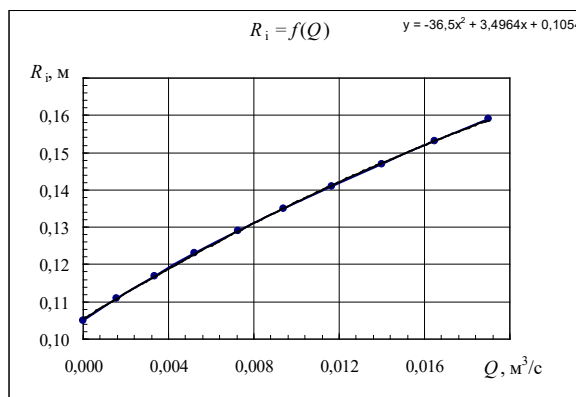


Рис. 3.4. Залежність внутрішнього радіуса спіральної поверхні відводу від розходу

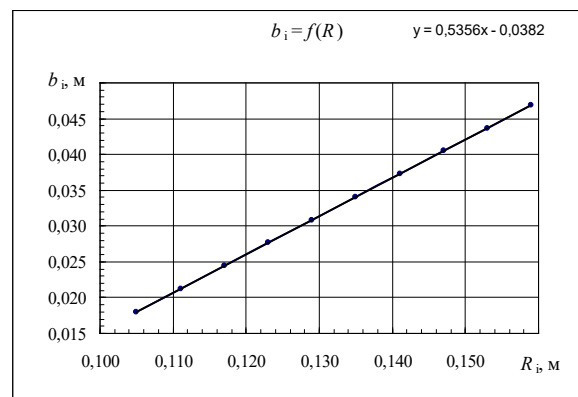


Рис. 3.5. Залежність максимальної ширини трапецієвидного каналу від радіусу спіральної поверхні відводу

Необхідні конструктивні значення спіральної поверхні відводу для побудови графіків на рис. 3.4 і 3.5 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.	0,105	R_3
		0,111	a
		0,117	b
		0,123	v
		0,129	z
		0,135	d
		0,141	e
		0,147	$ж$
		0,153	$з$
		0,159	$и$
		0,165	$к$
		0,171	$л$
		0,177	$м$
		0,183	$н$
		0,189	$о$
		0,195	$п$
		0,201	$р$
$b_i, \text{ м}$	Проміжні максимальні значення ширин перетинів відвідного каналу на різних радіусах: $b_i = b_3 + 2 \cdot (R_i - R_3) \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$	0,018	b_3
		0,021	a
		0,024	b
		0,028	v
		0,031	z
		0,034	d
		0,037	e
		0,040	$ж$
		0,044	$з$
		0,047	$и$
		0,050	$к$
		0,053	$л$
		0,057	$м$
		0,060	$н$
		0,063	$о$
		0,066	$п$
		0,069	$р$

Таблиця 3.7. Розрахунок розходу рідини через перетини каналу відводу

Перетини	$B_1 = \frac{b_1}{R_1}$	$\frac{B_1 + B_{i+1}}{2}$	$\Delta Q = \frac{L_r}{\omega} \cdot \frac{B_1 + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R,$ м³/с	$Q_\Sigma = \sum_1^i \Delta Q,$ м³/с
<i>B₃</i>	0,1714	0,1813	0,0000	0,0000
<i>a</i>	0,19111		0,0016	0,0016
<i>б</i>	0,20878	0,2168	0,0017	0,0033
<i>в</i>	0,22472		0,0019	0,0052
<i>г</i>	0,23918	0,2458	0,0020	0,0073
<i>д</i>	0,25236		0,0021	0,0094
<i>e</i>	0,26441	0,2584	0,0023	0,0117
<i>ж</i>	0,27548		0,0024	0,0140
<i>з</i>	0,28568	0,2806	0,0025	0,0165
<i>и</i>	0,29511		0,0025	0,0190
<i>к</i>	0,30386	0,2995	0,0026	0,0216
<i>л</i>	0,31199		0,0027	0,0243
<i>м</i>	0,31957	0,3079	0,0028	0,0271
<i>н</i>	0,32666		0,0028	0,0299
<i>о</i>	0,33329	0,3231	0,0029	0,0328
<i>п</i>	0,33951		0,0029	0,0358
<i>р</i>	0,34537	0,3364	0,0030	0,0388

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 $Q = 0,0190$ м³/с менше заданого 0,0194 м³/с менше, ніж на 2 %. 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	$Q,$ м³/с	$R_i,$ м	$b_i,$ м
0	0,0000	0,105	0,0180
<i>a</i>	0,0016	0,111	0,0212
<i>б</i>	0,0033	0,117	0,0244
<i>в</i>	0,0052	0,123	0,0276
<i>г</i>	0,0073	0,129	0,0309
<i>д</i>	0,0094	0,135	0,0341
<i>e</i>	0,0117	0,141	0,0373
<i>ж</i>	0,0140	0,147	0,0405
<i>з</i>	0,0165	0,153	0,0437
<i>и</i>	0,0190	0,159	0,0469

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	105	114	121	128	135	142	148	153	159
b_φ , мм	18,3	22,6	26,7	30,6	34,3	37,7	41,0	44,0	46,8
h_φ , мм	1	9	17	24	31	37	43	49	54

За даними табл. 3.9 можна побудувати 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 [8], коли площі f_a і f_b рівні між собою.

Далі контури поперечних перетинів відводу розміщуються (накладаються) по радіусу R_2 , проведених під вибраними кутами обхвату φ_i 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 ρ_{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

$$\rho_{360} = \sqrt{\frac{(R_{\max} - R_3) \cdot (b_{\max} + b_3)}{2 \cdot \pi}},$$

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

$$\rho_{360} = \sqrt{\frac{(0,159 - 0,105) \cdot (0,0469 + 0,018)}{2 \cdot 3,14}} = 0,0227 \text{ м.}$$

Кінцевий перетин розраховується з умови забезпечення необхідної швидкості рідини на виході з насосу $c_{тр}$. Згідно з [8] 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

$$R_{тр} = \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot c_{тр}}}, R_{тр} = \sqrt{\frac{0,0194}{3,14 \cdot 4}} = 0,0393 \text{ м.}$$

Кут розкриття дифузора σ приймається згідно рекомендації [8] 8...12 градусів, щоб забезпечити безвідривну течію рідини; приймаємо $\sigma = 12^\circ$.

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

$$L_d = \frac{R_{тр} - \rho_{360}}{\operatorname{tg} \frac{\sigma}{2}}, L_d = \frac{0,0393 - 0,0227}{\operatorname{tg} \frac{12}{2}} = 0,158 \text{ м.}$$

Рекомендується, щоб довжина дифузора не перевищувала 1,5 максимального діаметру відводу. В даному випадку він рівний 311 мм, а довжина дифузора 158 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 допустимої висоти всмоктування насосу

Виходячи з початкових даних, було визначено коефіцієнт С, який є одним з ключових параметрів у розрахунку вхідних геометричних розмірів проточної частини насоса, а також у встановленні конфігурації його основних елементів. Цей коефіцієнт використовується в складі емпіричних формул для визначення низки розрахункових характеристик.

Слід зазначити, що методика розрахунку, яка базується на емпіричних залежностях, неминуче передбачає застосування певних поправочних коефіцієнтів та округлень. Це може призвести до незначного відхилення отриманих параметрів від початково запланованих або очікуваних значень.

					КРБ.142.4227ст.25.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		63

Зокрема, така ситуація можлива щодо визначення максимально допустимої висоти всмоктування. Оскільки цей параметр залежить від конкретної реалізації конструкції, для його уточнення необхідно використовувати аналітичне обчислення на основі вже отриманих геометричних та гідравлічних характеристик за відповідною формулою.

$$H_{\text{всд}} = \frac{1}{g} \cdot \left(\frac{p_a - p_{\text{п}}}{\rho} - A \Delta l_{\text{кр}} - l_{\text{тп}} \right),$$

$A = 1,1 \dots 1,3$ – коефіцієнт запасу [8]; приймаємо $A = 1,1$.

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

$$\Delta l_{\text{кр}} = \lambda_{\text{ш}} \cdot \frac{(\omega \cdot D_1)^2}{8} + \frac{c_{10}^2}{2} \cdot (\lambda_{\text{ш}} + \lambda_1),$$

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

$$\lambda_{\text{ш}} = 1,2 \cdot \frac{c_{10}}{u_1} + (0,07 + 0,42 \cdot \frac{c_{10}}{u_1}) \cdot \left(\frac{\Delta_1}{\Delta} - 0,615 \right),$$

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

$$\lambda_{\text{ш}} = 1,2 \cdot \frac{2,85}{10,47} + (0,07 + 0,42 \cdot \frac{2,85}{10,47}) \cdot (0,15 - 0,615) = 0,25,$$

$\lambda_1 = 1,0 \dots 1,2$ [8]; приймаємо $\lambda_1 = 1,2$.

$$\Delta l_{\text{кр}} = 0,25 \cdot \frac{(209,3 \cdot 0,1)^2}{8} + \frac{2,85^2}{2} \cdot (0,25 + 1,2) = 19,58 \text{ м}^2/\text{с}^2.$$

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

$$H_{\text{всд}} = \frac{1}{9,8} \cdot \left(\frac{100000 - 4241}{999,13} - 1,1 \cdot 19,58 - 4 \right) = 7,17 \text{ м}.$$

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

					КРБ.142.4227ст.25.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		64

3.8 Опис конструкції відцентрового насоса

Насос (рис. 3.6) складається з системи рухомих (ротор в зборі) і нерухомих елементів (корпусні деталі).

Ротор складається з робочого колеса 3, яке закріплене на валу за допомогою шпонки та гайки-обтічника.

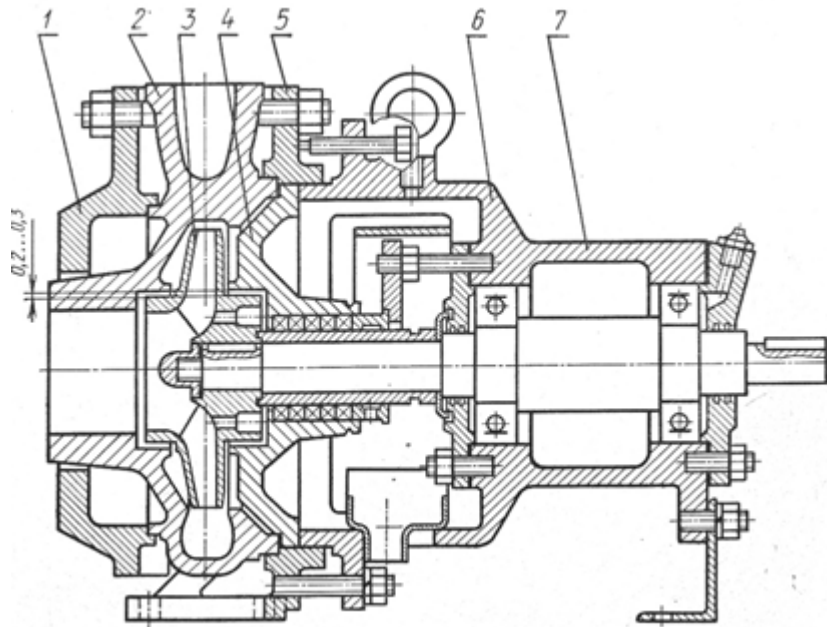


Рис. 3.6. Відцентровий консольний насос

Колесо закритого типу, виготовлене з бронзи литвом. 12 робочих лопатей колеса загнутих назад відповідно до розрахунку.

На валу передбачено встановлення бронзової втулки, яка виконує захисну функцію, запобігаючи тертю ротора об сальник у процесі роботи. Сам вал виконано у формі послідовності співвісних циліндричних ділянок з різними діаметрами, що забезпечує можливість закріплення на ньому таких елементів, як робоче колесо, захисна втулка та підшипники. З протилежного боку від колеса передбачено шпонковий паз, який слугує для надійної фіксації з'єднувальної муфти, що передає обертальний момент від приводу до вала насоса.

До нерухомих конструктивних елементів насоса належить корпус (поз. 6), який об'єднує вхідний патрубок, спіральний відвід (поз. 2) та камеру, де здійснюється обертання робочого колеса. На вхідному патрубку передбачено

					КРБ.142.4227ст.25.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		65

приєднувальний фланець, що забезпечує з'єднання з всмоктуючим трубопроводом. На виході зі спірального відводу розташований аналогічний фланець для з'єднання з напірним трубопроводом.

У передній частині корпусу, навпроти переднього покривного диска робочого колеса, передбачене щілинне ущільнення, яке включає ущільнююче кільце. Це кільце охоплює циліндричний виступ переднього диска з мінімальним радіальним зазором, що дозволяє зменшити втрати робочої рідини через витік.

З тильної сторони робочого колеса корпус закривається задньою кришкою (поз. 4), яка разом із корпусом утворює замкнений об'єм камери, де розміщується робоче колесо. В центральній частині цієї кришки проходить канал для валу ротора. У цьому отворі також розміщене сальникове ущільнення, що перешкоджає витіканню рідини вздовж вала. З боку робочого колеса до отвору встановлюється упорна кришка сальника, яка виконує функцію фіксації ущільнюючих елементів.

Сальникове ущільнення складається з ущільнювальної набивки, яка утримується у спеціальному ліхтарі та підтискається для забезпечення герметизації вала. Кришка ущільнення виконана з двох знімних частин, що дозволяє демонтувати її без повного розбирання насоса. Це конструктивне рішення суттєво полегшує проведення поточного ремонту або заміну набивки під час технічного обслуговування, забезпечуючи зручний доступ до ущільнюючих елементів.

Кришка корпусу утримується в притиснутому положенні за допомогою ліхтаря насоса, який виконує роль проміжної ланки між корпусом насоса та корпусом підшипникових опор. Конструктивно ліхтар має бічне оглядове вікно, що забезпечує зручний доступ до сальникового ущільнення для контролю та обслуговування. Через це ж вікно відбувається відведення води, яка може просочуватися назовні через сальникове ущільнення під час експлуатації насоса.

У корпусі підшипників (позиція 7) встановлено два підшипники. Один

					КРБ.142.4227ст.25.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		66

із них, розміщений з боку робочого колеса, надійно зафіксований як у корпусі, так і на валу насоса. Другий підшипник, що знаходиться з протилежного боку, жорстко посаджений на вал, проте має можливість осьового переміщення в корпусі для компенсації теплових деформацій вала під час роботи. Змащування підшипників здійснюється через масльонки. Щоб уникнути витікання мастила, в кришках підшипників встановлені фетрові кільця. Додатково, для захисту підшипників від проникнення води з боку робочого колеса, передбачено встановлення відбійника.

Під час роботи насоса рідина надходить до робочого колеса через всмоктувальний патрубок, а виходить через щілинний зазор між двома дисками на зовнішньому діаметрі колеса. Далі потік рідини збирається спіралеподібним відвідним каналом, який охоплює колесо по периметру, і направляється до напірного патрубку, звідки транспортується до споживача.

Для початку роботи насос повинен бути повністю заповнений рідиною – як колесо, так і всмоктувальний тракт. Під час обертання робочого колеса лопатки захоплюють воду з міжлопатевих каналів, надаючи їй окружного руху. При цьому виникає відцентрова сила, яка переміщує рідину по радіусу від центра до периферії, супроводжуючи це поступальним рухом частинок.

Через витіснення рідини з міжлопатевих каналів у вході до колеса утворюється зона зниженого тиску. Внаслідок цього нові порції рідини безперервно надходять зі всмоктувального патрубку, де тиск вищий, ніж у центральній зоні колеса.

Потрапляючи до міжлопатевих каналів, рідина набуває кінетичної енергії за рахунок роботи лопаток, що спричиняє зростання її абсолютної швидкості. При цьому канали в напрямку потоку розширюються, що зумовлює зменшення відносної швидкості рідини, хоча її абсолютна швидкість зростає.

На виході з колеса рідина потрапляє до відвідного каналу, поперечний переріз якого збільшується, що призводить до поступового зниження швидкості потоку. Згідно із законами гідродинаміки, це уповільнення супрово-

					КРБ.142.4227ст.25.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		67

джується зростанням тиску, тобто відбувається перетворення кінетичної енергії потоку в потенційну.

У підсумку споживач отримує потік рідини з підвищеним тиском і зниженою швидкістю – параметрами, що цілком відповідають вимогам до роботи систем, де застосовуються відцентрові насоси..

3.9. Висновок до розділу

Проведені розрахунки підтвердили доцільність застосування відцентрового насоса в системі охолодження дизельного двигуна Yanmar 8EY18ALW. На основі розрахункових даних були встановлені основні геометричні параметри конструкції насоса, які дають змогу здійснити його технічне компонування. Допустимі відхилення від розрахованих розмірів знаходяться в межах, які не впливають на ефективність та надійність роботи системи в цілому.

Розроблений насос забезпечує необхідну подачу охолоджувальної рідини на рівні $Q = 70 \text{ м}^3/\text{год}$, що повністю відповідає вимогам експлуатації. При цьому він здатний піднімати рідину з глибини до 7,17 м, що свідчить про достатній рівень всмоктувальної здатності агрегата. Коефіцієнт корисної дії насоса становить $\eta = 0,708$, що є прийнятним значенням для насосів такого типу й свідчить про раціональність вибраної конструкції.

Насос отримує привід безпосередньо від двигуна внутрішнього згоряння та споживає 7,1 кВт потужності при частоті обертання 2000 об/хв, що забезпечує стабільну роботу без перевантаження. На виході з насоса рідина досягає швидкості 4,0 м/с, що гарантує належний рівень циркуляції в системі охолодження.

Таким чином, запропонована конструкція насоса відповідає як технічним, так і експлуатаційним вимогам, а отримані розрахункові характеристики дають підстави для подальшої деталізації конструкції та її впровадження у практичне використання.

					КРБ.142.4227ст.25.08.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		68

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ НА СУДНІ

4.1. Загальні вимоги охорони праці на судні

Охорона праці на судні є складовою частиною безпечної експлуатації морських суден і однією з найважливіших умов збереження життя та здоров'я членів екіпажу. Морське судно – це об'єкт підвищеної небезпеки, де одночасно діють різні фізичні, хімічні, біологічні та психофізіологічні фактори ризику. Через це до організації умов праці пред'являються особливі вимоги, що регламентуються національними нормативно-правовими актами, міжнародними конвенціями та внутрішніми інструкціями судновласника.

Вимоги охорони праці на суднах базуються на таких основних документах:

- Конвенція МОП № 147 "Про мінімальні стандарти на торговельних судах";
- Конвенція МОП "Про працю в морському судноплаванні (MLC), 2006";
- Конвенція СОЛАС (SOLAS) щодо безпеки життя на морі;
- Кодекс торговельного мореплавства України;
- Закон України "Про охорону праці";
- Вимоги Державного класифікатора ДК 003:2010, що визначає професійні ризики морської галузі;
- Внутрішні інструкції з охорони праці та керівництво з безпеки судноплавства судновласника.

Вимоги охорони праці на суднах передбачають систему заходів, спрямованих на забезпечення безпечних умов праці для екіпажу та запобігання виробничому травматизму і професійним захворюванням. Для цього необхідно регулярно проводити навчання, інструктажі з питань безпеки, пожежної охорони та надання першої допомоги. Важливим елементом є контроль технічного стану всього обладнання та своєчасне усунення несправностей, а також забезпечення судна засобами індивідуального захисту і контроль їх правильного використання.

					КРБ.142.4227ст.25.08.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		69

Особлива увага приділяється аналізу ризиків, які можуть виникати на робочих місцях, із подальшим впровадженням заходів для їх мінімізації. У разі виникнення нещасних випадків проводиться детальне розслідування для запобігання повторенню подібних ситуацій. Психофізіологічний стан членів екіпажу також є важливим фактором, що впливає на безпеку судноплавства, тому режим роботи і відпочинку повинен бути оптимізованим для підтримки працездатності та концентрації уваги.

На судах створюється система управління охороною праці, що включає відповідальних осіб за виконання вимог безпеки, забезпечення наявності і справності засобів пожежогасіння, рятувального обладнання та аварійної сигналізації. Регулярно проводяться тренування з евакуації та дій у надзвичайних ситуаціях, ведеться документація про проведені інструктажі та перевірки.

Для підтримання належних гігієнічних умов необхідно забезпечувати комфортний мікроклімат у житлових та робочих приміщеннях, дотримання нормативів освітлення, контролю шуму, вібрації та інших фізичних факторів. Також мають бути створені умови для особистої гігієни, забезпечення питною водою, якісним харчуванням та місцями для відпочинку.

Кожен член екіпажу зобов'язаний мати відповідну підготовку та медичний огляд, а також володіти навичками безпечного виконання своїх обов'язків і користування засобами індивідуального захисту. Таке комплексне дотримання вимог охорони праці сприяє збереженню здоров'я, підвищенню безпеки і ефективності роботи судна.

4.2. Аналіз небезпечних та шкідливих факторів у машинному відділенні

Машинне відділення судна є одним із найвідповідальніших і водночас найнебезпечніших приміщень на борту. Воно містить складне обладнання, таке як двигуни внутрішнього згоряння, турбокомпресори, системи охолодження, паливні та мастильні системи, електричні установки, які створюють

					КРБ.142.4227ст.25.08.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		70

підвищений рівень технічного ризику для персоналу. Аналіз небезпечних та шкідливих факторів у машинному відділенні є необхідною складовою частиною організації охорони праці та забезпечення безпеки екіпажу.

По-перше, одним із головних небезпечних факторів є високі температури, що виникають через роботу двигунів і допоміжного обладнання. Постійне перебування в зоні теплового випромінювання і гарячих поверхонь може призвести до опіків та теплового стресу, що негативно впливає на працездатність і здоров'я працівників. Для зменшення цього ризику необхідне застосування термостійких матеріалів в уніформі, а також забезпечення вентиляції і систем охолодження.

Другим фактором є підвищений рівень шуму і вібрації, які виникають внаслідок роботи двигунів та насосного обладнання. Тривале вплив шуму вище допустимих норм може призвести до зниження слуху, підвищеної втоми і порушень нервової системи. Вібрації негативно впливають на опорно-руховий апарат та загальний стан здоров'я. Для захисту використовуються засоби індивідуального захисту, такі як протишумові навушники та віброізоляційні устаткування, а також передбачаються технічні заходи для зниження шуму на джерелі.

Паливні і мастильні системи є джерелом хімічних небезпек, оскільки в процесі експлуатації можуть виникати витіки і розпилення шкідливих речовин, які токсичні при попаданні на шкіру або вдиханні. Крім того, пари нафтопродуктів є вибухонебезпечними, що створює додаткову загрозу пожежі або вибуху. Тому особлива увага приділяється системам вентиляції, регулярному контролю герметичності і наявності засобів пожежогасіння. Екіпаж повинен проходити спеціальне навчання з безпечного поводження з паливом і мастильними матеріалами.

Електрообладнання в машинному відділенні також становить значний ризик у вигляді можливості ураження електричним струмом, коротких замикань і загорянь. Всі електричні пристрої повинні відповідати стандартам без-

					КРБ.142.4227ст.25.08.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		71

пеки, бути правильно заземлені і ізольовані. Регулярне проведення технічного огляду і профілактичних робіт допомагає запобігти аварійним ситуаціям.

Не менш важливим є ризик травматизму через рухомі механізми, такі як вали, шестерні, ремінні передачі. Небезпечними є відкриті частини обладнання, які можуть спричинити затягування, защемлення чи порізи. Тому обов'язковим є встановлення захисних огорожень, дотримання правил безпеки під час технічного обслуговування і використання індивідуальних засобів захисту рук і тіла.

Психофізіологічні фактори також впливають на стан персоналу машинного відділення. Робота в умовах шуму, високих температур і постійної уваги викликає швидке стомлення, зниження концентрації, що може призвести до помилок і нещасних випадків. Тому важливо дотримуватись режиму праці і відпочинку, організовувати регулярні перерви, а також проводити медичний контроль за станом здоров'я екіпажу.

Отже, комплексний аналіз небезпечних та шкідливих факторів у машинному відділенні дозволяє виявити ключові джерела ризику і розробити заходи для їх мінімізації. Це сприяє створенню безпечних і комфортних умов праці, збереженню здоров'я персоналу і підвищенню ефективності роботи судна загалом.

4.3. Заходи забезпечення безпеки праці

Для забезпечення безпеки праці на судні впроваджуються комплексні заходи, спрямовані на мінімізацію виробничих ризиків і створення сприятливих умов для роботи екіпажу. Перш за все, необхідно забезпечити регулярне проведення інструктажів та навчань з питань охорони праці, пожежної безпеки, правил користування засобами індивідуального захисту, а також дій у надзвичайних ситуаціях. Це дозволяє підвищити обізнаність і готовність персоналу до оперативного реагування на потенційні загрози.

Технічний стан судового обладнання має постійно контролюватися. Регулярне технічне обслуговування, своєчасний ремонт і заміна зношених

					КРБ.142.4227ст.25.08.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		72

деталей знижують ймовірність аварійних ситуацій і виробничих травм. Важливим є застосування надійних систем автоматичного контролю і сигналізації, що своєчасно інформують про відхилення в роботі механізмів.

Необхідно також дотримуватися вимог безпечного ведення технологічних процесів, включно з правильним використанням паливно-мастильних матеріалів, контрольованою експлуатацією систем вентиляції та пожежогашіння. Забезпечення вентиляції, систем кондиціонування і ефективного відведення відпрацьованих газів сприяє покращенню мікроклімату і зменшенню впливу шкідливих факторів.

Організація робочих місць повинна враховувати ергономічні вимоги, щоб мінімізувати фізичне навантаження і ризик травматизму. Застосування засобів індивідуального захисту – рукавичок, захисних окулярів, касок, протишумових навушників і спецодягу – є обов’язковим для виконання робіт у зонах підвищеного ризику.

Для запобігання нещасним випадкам розробляються та впроваджуються правила і процедури безпеки, які мають бути суворо дотримані всіма членами екіпажу. Проводиться аналіз потенційних ризиків та регулярний моніторинг дотримання норм охорони праці. У разі виникнення аварійних ситуацій проводяться ретельні розслідування для виявлення причин та розробки заходів щодо їх усунення.

Важливо організувати медичний контроль і підтримку здоров’я екіпажу, забезпечити наявність аптечок першої допомоги та обладнання для екстреної медичної допомоги на борту. Впровадження цих заходів підвищує загальний рівень безпеки, сприяє збереженню життя і здоров’я працівників та ефективній роботі судна.

4.4. Розрахунок освітлення в машинному відділенні

Для забезпечення належних умов праці та безпеки в машинному відділенні судна дуже важливим є правильний розрахунок освітлення. Відповідне освітлення сприяє зниженню втомлюваності екіпажу, підвищенню концент-

					КРБ.142.4227ст.25.08.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		73

рації уваги і зменшенню ризику нещасних випадків при обслуговуванні складного обладнання.

Розрахунок освітлення проводиться з урахуванням вимог нормативних документів, які регламентують мінімальний рівень освітленості для робочих місць у машинному відділенні. Зазвичай для таких приміщень рекомендований рівень освітленості становить від 200 до 300 люкс, залежно від типу виконуваних робіт.

Вихідні дані для розрахунку:

- Площа машинного відділення $S = 50 \text{ м}^2$;
- Висота розміщення світильників $h = 3,5 \text{ м}$;
- Тип світильників: світлодіодні з світловим потоком на один світильник $\Phi = 4000 \text{ лм}$;
- Коефіцієнт запасу $k = 1,2$ (запас на зниження світлового потоку внаслідок забруднення і старіння);
- Коефіцієнт використання світла $m = 0,6$ (залежить від кольору стін, стелі і підлоги та від типу світильника);
- Нормований рівень освітленості $E_{\text{норм}} = 250 \text{ лк}$ (відповідно до нормативів для машинних відділень).

Для розрахунку освітленості застосовуємо наступну формулу:

$$E = \frac{\Phi \cdot n \cdot k}{S \cdot m},$$

де E – розрахунковий рівень освітленості, лк; Φ – світловий потік одного світильника, лм; n – кількість світильників; k – коефіцієнт запасу; S – площа приміщення, м^2 ; m – коефіцієнт використання світла.

Перетворимо формулу для визначення кількості світильників:

$$n = \frac{S \cdot m \cdot E}{\Phi \cdot k}.$$

Підставляємо значення:

$$n = \frac{50 \cdot 0,6 \cdot 250}{4000 \cdot 1,2} = 1,56.$$

					КРБ.142.4227ст.25.08.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		74

Отже, для забезпечення нормативного рівня освітленості потрібно мінімум 2 світильники.

Перевірка фактичного рівня освітленості при 2 світильниках:

$$E = \frac{4000 \cdot 2 \cdot 1,2}{50 \cdot 0,6} = 320 \text{ лк}.$$

Отриманий рівень освітленості перевищує нормативний і є цілком прийнятним, що забезпечує комфортні умови роботи.

Розрахунок показав, що для машинного відділення площею 50 м² достатньо встановити 2 світлодіодних світильники з характеристиками, наведеними вище, щоб забезпечити нормативний рівень освітленості не менше 250 лк. Такий рівень освітлення сприятиме зниженню ризику виробничих травм, покращить оглядовість робочих місць і підвищить загальну безпеку експлуатації обладнання.

З урахуванням ергономіки та безпеки рекомендується розташувати світильники таким чином, щоб уникнути утворення тіней на ключових робочих зонах, а також забезпечити додаткове локальне освітлення у місцях підвищеної уваги, наприклад, біля контрольно-вимірювальних приладів.

4.5. Висновок до розділу

Розділ охорони праці на судні підкреслює важливість забезпечення безпечних та здорових умов праці для всіх членів екіпажу. Урахування нормативних вимог, міжнародних конвенцій та внутрішніх інструкцій судовласника дозволяє мінімізувати ризики травматизму, професійних захворювань і аварійних ситуацій. Впровадження ефективних заходів з охорони праці, регулярний контроль і навчання персоналу сприяють підвищенню рівня безпеки на судні, збереженню життя і здоров'я моряків, а також стабільній та безперебійній експлуатації судна. Таким чином, охорона праці є невід'ємною складовою успішної діяльності морського транспорту.

					КРБ.142.4227ст.25.08.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		75

ВИСНОВКИ ДО РОБОТИ

У кваліфікаційній роботі було детально проаналізовано судновий двигун типу 8ЧН 18/28 (Yanmar 8EY18ALW) потужністю 1060 кВт при частоті обертання колінчастого валу 1000 об/хв, який розроблений та виробляється японською компанією YANMAR Co., Ltd. Основна увага була приділена комплексному вивченню конструктивних особливостей двигуна, його основних складових, а також проведенню розрахунків термодинамічного циклу й динамічних характеристик. Отримані результати підтвердили високий рівень ефективності, надійності та збалансованості даної силової установки, що свідчить про її технічну перспективність для застосування у морських судах.

У третьому розділі роботи здійснено проектування та розрахунок відцентрового насоса системи охолодження, призначеного для забезпечення необхідного об'єму циркуляції охолоджувальної рідини. Особлива увага була приділена оптимізації геометричних параметрів проточної частини насоса, що дозволило адаптувати конструкцію насоса до технічних вимог конкретного двигуна, підвищивши його експлуатаційні характеристики та надійність.

У четвертому розділі розглянуто питання охорони праці на судні з акцентом на виявленні та аналізі потенційно небезпечних факторів, які характерні для машинного відділення, де експлуатується головний судновий двигун Yanmar 8EY18ALW. Проведено розрахунок системи освітлення машинного відділення, що відповідає вимогам безпеки і сприяє створенню комфортних і безпечних умов роботи для екіпажу.

На основі проведених розрахунків і аналізу було виконано комплект технічної документації, що включає креслення поперечного розрізу двигуна, креслення відцентрового насоса, індикаторну діаграму та діаграми динаміки двигуна Yanmar 8EY18ALW. Результати роботи можуть бути використані для подальшої оптимізації конструкції двигуна і його допоміжних систем, а також для підвищення ефективності і безпеки експлуатації суднової енергетичної установки.

					КРБ.142.4227ст.25.08.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		76

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Yanmar Diesel Engine. 8EY18(A)LV Series Operation Manual. 2016. – 274 p.
2. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
3. 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.
4. Woodyard, D. F. Pounder’s marine diesel engines and gas turbines - 8th edn. / Elsevier Ltd., 2004. – 914 p.
5. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. Handbook of Diesel Engines / Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
6. 3. Kirkpatrick A. T. Internal combustion engines: Applied thermosciences (4th ed.). Wiley, 2020. – 656 p.
7. 5. Pounder’s. Marine Diesel Engine and Gas Turbines. Eighth edition, 2004. – 914 p.
8. Мошенцев Ю. Л. Проектування відцентрового насосу: Методичні вказівки / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко. – Миколаїв: НУК, 2009. – 52 с.
9. Кондусь В. Ю. Лопатеві насоси: навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. – Суми: Сумський державний університет, 2021. – 293 с.
10. Герасимов Г. Г. Гідравлічні та аеродинамічні машини: Підручник / Г. Г. Герасимов. – Рівне: НУВГП, 2008. – 241 с.
11. Омельченко О. В. Гідравлічні машини: навч. посіб. / О. В. Омельченко, О. О. Цвіркун. – Кривий Ріг: ДонНУЕТ, 2020. – 100 с.
12. Мандрус В. І. Гідравлічні та аеродинамічні машини (насоси, вентилятори, газодуви, компресори): Підручник. – Львів: “Магнолія плюс”, видавець В. М. Піча, 2004. – 340 с.
13. Закон України «Про охорону праці» // Відомості Верховної Ради України, 1992, № 49, ст. 668.

					КРБ.142.4227ст.25.08.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		77

14. 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.142.4227ст.25.08.00.ПЗ	Аркуш
						78
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		