

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»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.

« ____ » _____ 2024 р.

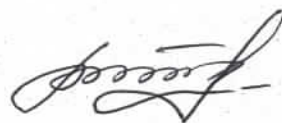
КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК СУДНОВОГО ДВИГУНА 6ЧН 18/28 (YANMAR 6EY18ALW)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



В. С. Наливайко

Здобувач освіти



В. М. Очеретяний

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

« » _____ 20__ року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Очеретяному В`ячеславу Миколайовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи *Розрахунок суднового двигуна бЧН 18/28 (Yanmar 6EY18ALW)*

2. Керівник роботи _____, *к.т.н., доцент Наливайко В. С.*,
(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 Потужність двигуна – 800 кВт; частота обертання колінчатого валу – 1000 хв⁻¹; ступінь стиснення – 16; коефіцієнт надлишку повітря – 2,1.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна; Моделювання робочого циклу двигуна; Розрахунок динаміки двигуна типу; Розрахунок відцентрового насосу; Розробка та розрахунок принципів схем систем двигуна; Організація охорони праці

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

Поперечний переріз двигуна Yanmar 6EY18ALW;

Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ;

Насос відцентровий;

Принципові схеми систем двигуна.

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)

(підпис)

/В. М. Очеретяний/

(прізвище та ініціали)

/В. С. Наливайко/

(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

Вступ.....	5
1 Опис конструкції двигуна Yanmar 6EY18ALW	6
1.1 Технічні характеристики двигуна. Сфера його застосування	6
1.2 Конструкція основних елементів двигуна	8
2 Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна Yanmar 6EY18ALW.....	13
2.1 Вступ	13
2.2 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна	13
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна	15
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми	24
2.5 Висновок по розділу.....	26
3 Перевірочний розрахунок динаміки двигуна Yanmar 6EY18ALW	27
3.1 Кінематичний розрахунок КШМ.....	27
3.2 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна.....	30
3.3 Висновок по розділу.....	36
4 Розрахунок та конструювання відцентрового насосу системи охолодження двигуна Yanmar 6EY18ALW	37
4.1 Вступ.....	37
4.2 Визначення початкових даних для розрахунків	37
4.3 Визначення основних розмірів робочого колеса	40
4.4 Розрахунок меридіанного перетину робочого колеса	54
4.5 Розрахунок середньої лінії лопаті робочого колеса в плані.....	57
4.6 Розрахунок спірального відвідного каналу трапецієвидної форми	59
4.7 Оцінка допустимої висоти всмоктування насосу.....	68
4.8 Опис конструкції насоса	69
4.9 Висновок по розділу.....	72

5 Розрахунок і розробка принципових схем систем двигуна	
Yanmar 6EY18ALW	73
5.1 Паливна система.....	73
5.2 Масляна система.....	79
5.3 Система охолодження.....	87
5.4 Система повітропостачання і газовідводу.....	92
5.5 Висновки по розділу.....	97
6 Охорони праці на судні.....	98
6.1 Аналіз умов праці.....	98
6.2 Аналіз шкідливих і небезпечних виробничих чинників в машинному відділенні.....	99
6.3 Заходи щодо поліпшення умов і підвищення безпеки праці	101
Висновок по роботі.....	102
Список використаної літератури	103

ВСТУП

Згідно завдання кафедри було отримано завдання тематикою якого є: «Розрахунок суднового двигуна 6ЧН 18/28 (Yanmar 6EY18ALW)», яке полягає в розрахунку двигуна, його основних систем та агрегатів.

Дана робота пов'язана з розглядом сучасного суднового високообертового чотиритактного двигуна, який використовується в якості головного суднового двигуна. Широке поширення цих двигунів визначає актуальність докладного вивчення їх у ході розробки кваліфікаційної роботи бакалавра.

Для реалізації завдання розрахунку двигуна та його систем виконується розрахунок робочого циклу. Отримані основні параметри робочого циклу використовуються в розрахунку відцентрового насоса з визначеною витратою охолоджуючої рідини. Розрахунок насоса виконаний в 4 частині дипломного проекту.

В даній кваліфікаційній роботі буде проведено розрахунок робочого циклу, динаміки та основних систем двигуна. Результати даних розрахунків повинні показати ступінь форсування двигуна та особливості проходження робочих процесів у ньому.

					КРБ.142.5221з.02.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

Опис конструкції двигуна Yanmar 6EY18ALW

1.1. Технічні характеристики двигуна. Сфера його застосування

Двигун YANMAR 6EY18ALW був представлений компанією YANMAR Co., Ltd. в 2002 році. Двигуни 6EY18LW розповсюджені, як допоміжний двигун на вантажних і пасажирських судах комерційного флоту.

Компанія YANMAR Co., Ltd. Японія, спеціалізується на випуску дизельних двигунів для комерційного флоту, будівельної техніки й дизель і газогенераторів. Компанія створена в 1914 році й має майже вікову історію по випускові найрізноманітнішої техніки.

Двигуни серії 6EY18 випускаються в модифікаціях 6 циліндрів, типорозмірів LW (720...750 об/хв) і ALW (900...1000 об/хв) із середньою потужністю 400...605 кВт для LW, і 455...800 кВт для ALW.

Двигун 6EY18ALW (рис. 1.1) – допоміжний дизельний шести циліндровий чотиритактний двигун, із ПНВТ. Використовується як допоміжний дизель і як привід генератора струму.

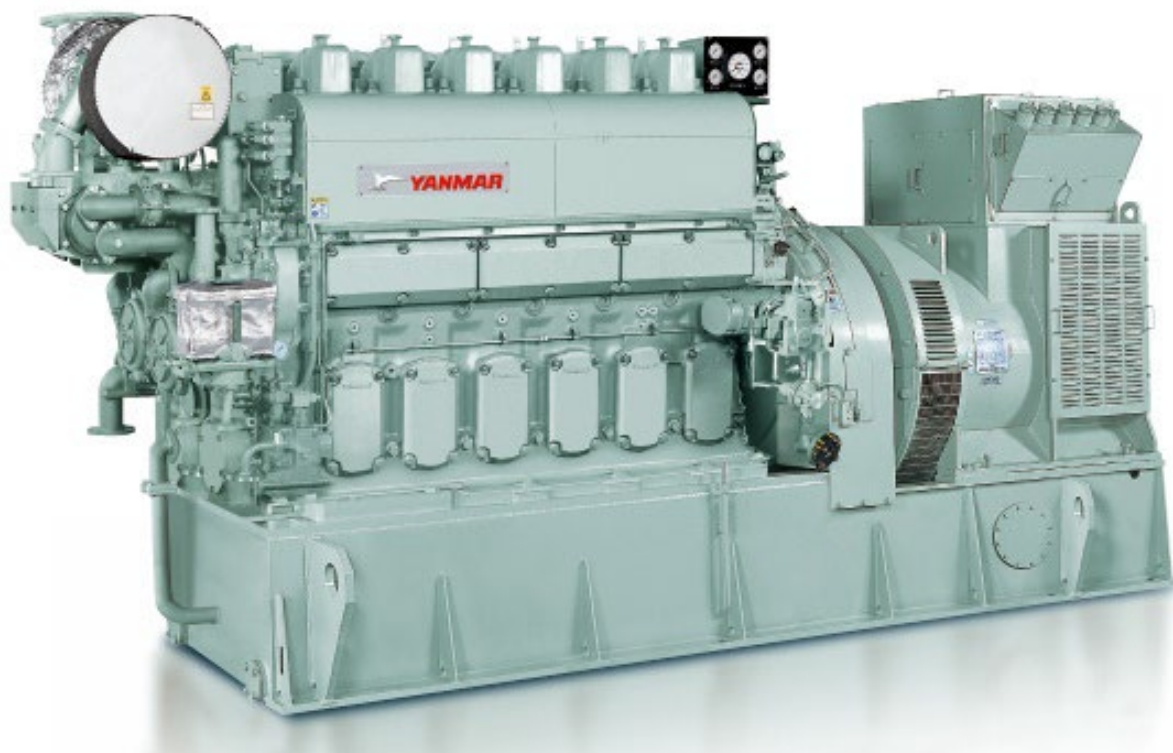


Рис. 1.1. Двигун 6EY18ALW

					КРБ.142.5221з.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

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

Таблиця 1.1. Основні параметри двигуна 6EY18ALW

Параметр	Одиниця виміру	Величина
Кількість циліндрів	шт	6
Потужність на циліндр	кВт	92
Тиск повітря за компресором	МПа	0,26
Р (середній ефективний тиск)	МПа	1,8
Тиск згорання	МПа	11,6
Витрата палива	гр/(кВт·год)	188
Витрата масла	гр/(кВт·год)	0,32

Габаритні розміри двигуна представлені на рис. 1.2.

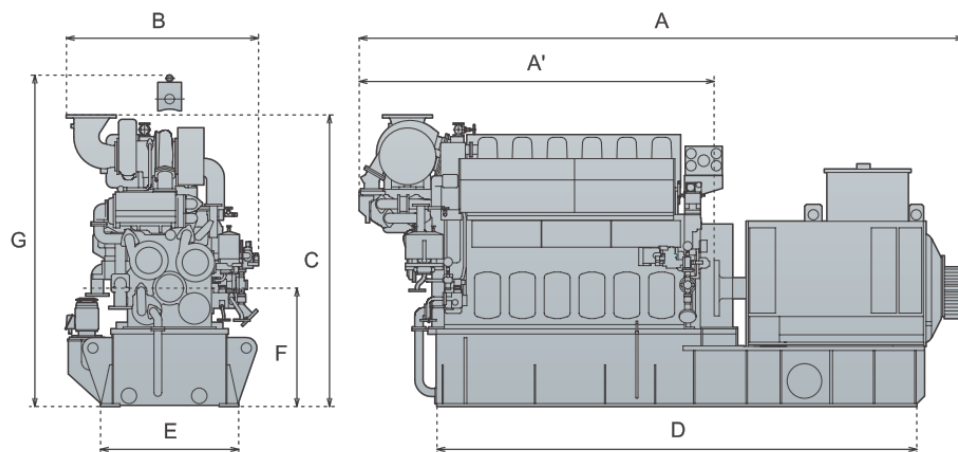


Рис. 1.2. Габаритні розміри двигуна

Engine	A	A'	B	C	D	E	F	G	t
	мм								тон
6EY18ALW	4391	2751	1489	2255	3620	1070	915	2564	6.60

Таблиця 1.2. Технічні параметри двигуна 6EY18ALW

Параметр	Одиниця виміру	Величина
Максимальна потужність	кВт	550
Швидкість	хв ⁻¹	900
Мінімальна швидкість	хв ⁻¹	600
Тиск повітря за компресором	bar	2.6
Коефіцієнт стиску		14
Тиск згорання	bar	116
Максимальна швидкість циліндра	м/с	9,3
Діаметр циліндра	мм	180
Хід циліндра	мм	280

Двигун обладнаний водяною системою охолодження, системою змащення, системою температурного захисту, системою регулювання частоти обертання. Турбокомпресорна група складається з високопродуктивного турбокомпресора патронного типу, і охолоджувача наддувочного повітря. Керування всіма системами з пульта керування двигуном на ньому й дистанційно.

Двигун відрізняється високою ефективністю при простоті конструкції, основна відмінність, малі викиди оксидів азоту при високій потужності, тобто відрізняється високою екологічністю.

1.2. Конструкція основних елементів двигуна

Блок двигуна (рис. 1.3) виготовлений із чавуну, являє собою порожню конструкцію, має більші отвори для інспекції й обслуговування без демонтажу двигуна. Повітря для згоряння надходить до блоку циліндрів з охолоджувача надувного повітря. Повітряний канал блоку двигуна розподіляє повітря для кожного циліндра. Масло надходить в масляний канал з блоку циліндрів, і поширюється на кожен корінний підшипник.

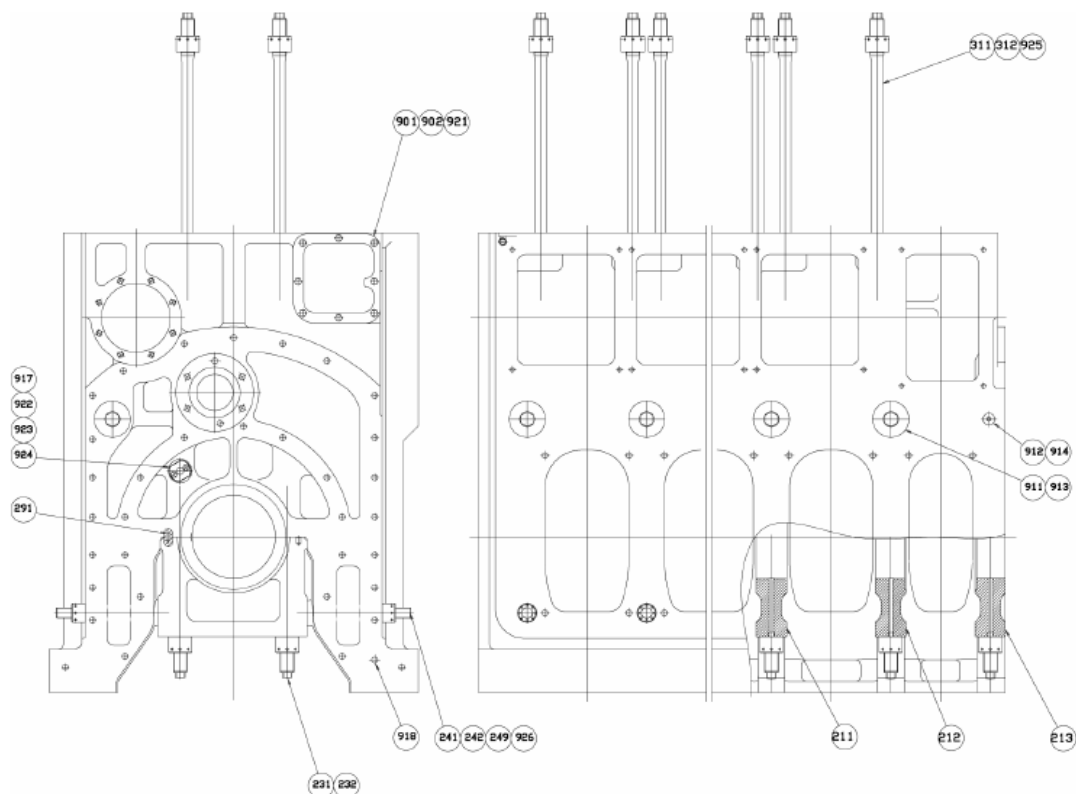


Рис. 1.3. Блок двигуна Yanmar 6EY18ALW

					КРБ.142.5221з.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		8

Головка циліндрів у зборі (рис. 1.4) включає в себе головку циліндра, коромисла і клапана для забору повітря і вихлопних газів. Форсунка та індикаторний клапан встановлені на голівці блоку циліндрів. Головка циліндра встановлена на втулці циліндра і прикріплюється за допомогою гідравлічно чотирма шпильками на блоці двигуна. Головка блоку циліндрів виготовлена з високоміцного чавуну і має монолітні проходи для охолоджуючої води, повітря і вихлопних газів. Головка блоку циліндрів має також отвори для подачі мастила. Два впускних і два випускних клапана встановлені на голівці блоку циліндрів. Кожен клапан має пружину і поворотний пристрій клапана, який знаходиться під управлінням коромисла.

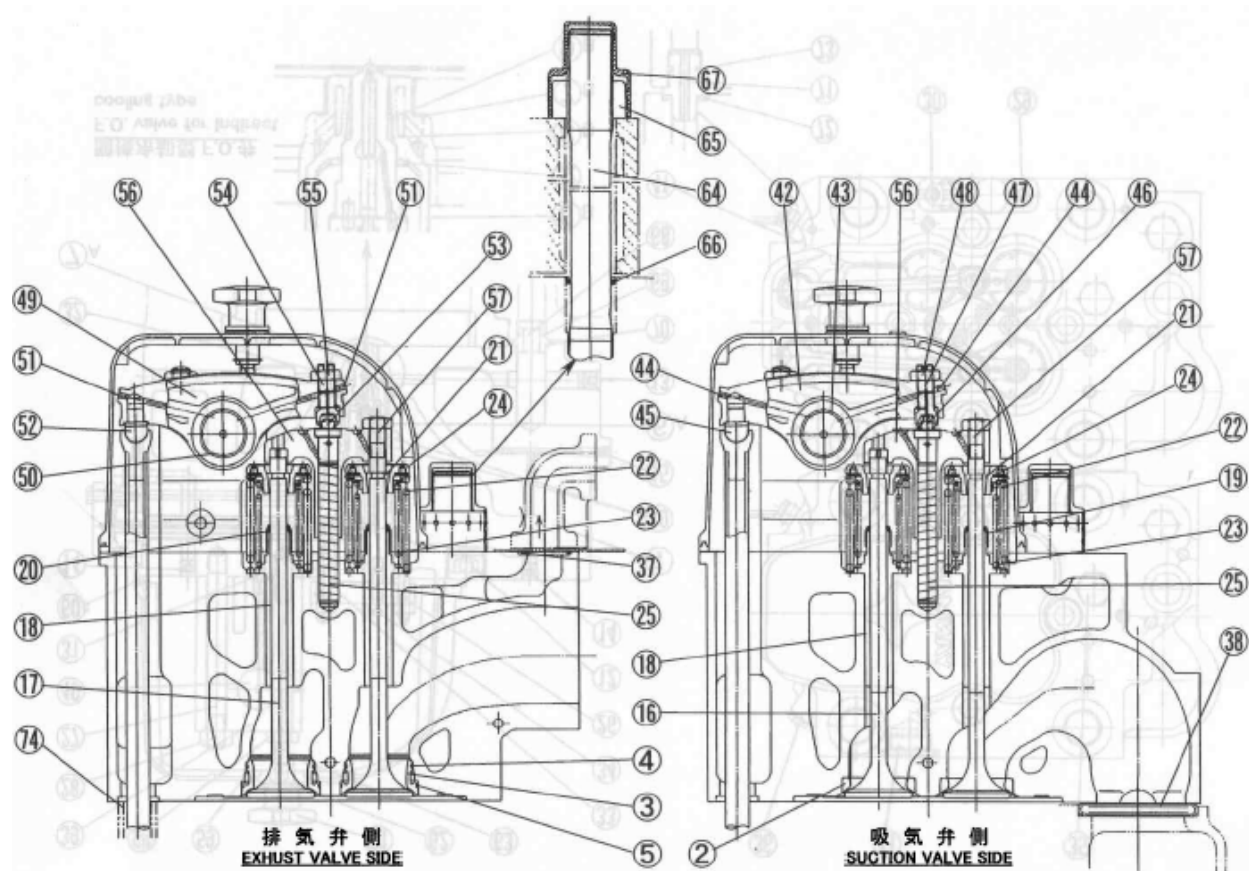


Рис. 1.4. Головка двигуна Yanmar 6EY18ALW

Втулка циліндра (рис. 1.5) виготовлена зі спеціального сплаву чавуну з високою зносостійкістю, охолоджується прісною водою тільки у верхній частині, яка оточена водяною сорочкою. Вогняне кільце встановлено на верхній частині втулки циліндра. Водяна сорочка виготовлена з високоміцного чаву-

ну і встановлена на блоці циліндрів. Водяна сорочка забезпечує не тільки охолодження каналу між циліндрами, а й повітря для згоряння.

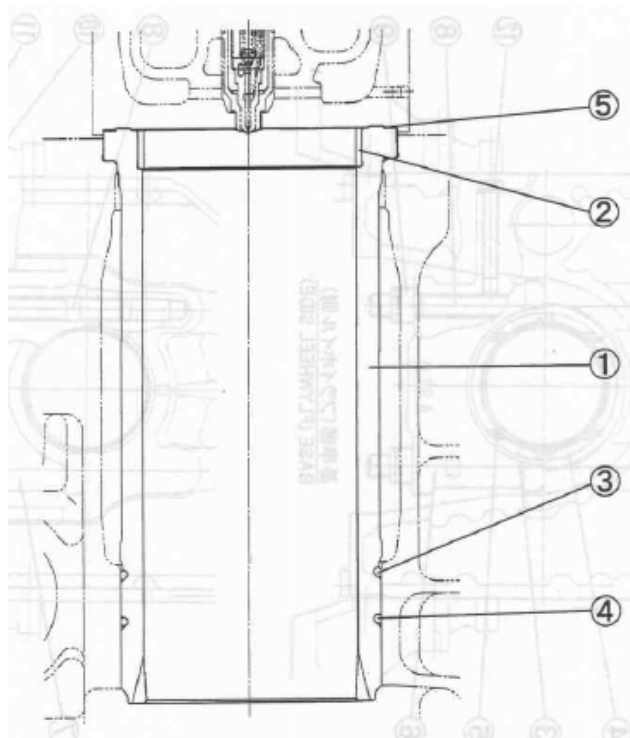


Рис. 1.5. Втулка двигуна та водяна рубашка двигуна Yanmar 6EY18ALW

Поршень (рис. 1.6) виготовлений зі спеціальної кованої легованої сталі. Він складається з двох частин, сталевий головки і спідниці. Два компресійні кільця і одне маслозємне кільце встановлені в загартованих кільцевих канавках.

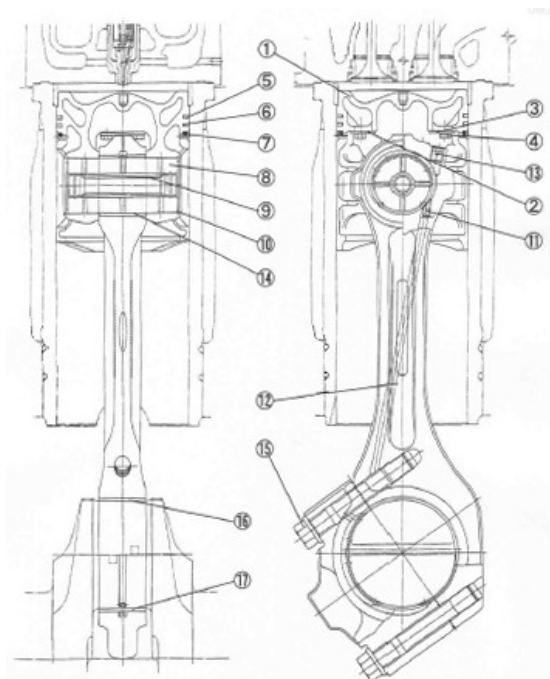


Рис. 1.6. Поршень та шатун двигуна Yanmar 6EY18ALW

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.

Колінчастий вал (рис. 1.7) виготовлений з легованої сталі. Колінчастий вал має два противаги для балансування масових сил на кожен корінний підшипник, які кріпляться на двох шпильках.

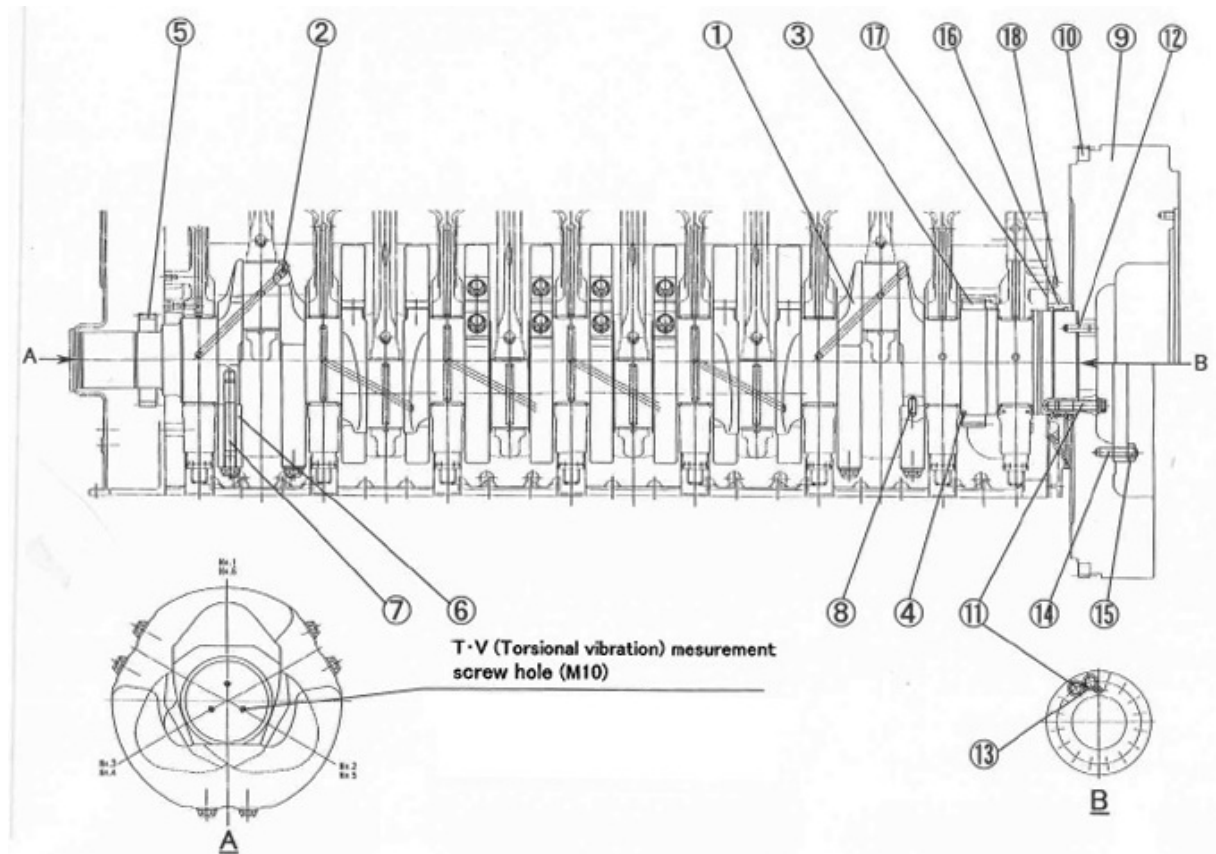


Рис. 1.7. Колінчастий вал двигуна Yanmar 6EY18ALW

Масило проходить через масляний канал у блок двигуна в центральний отвір кожного циліндра. А потім подається в кожен отвір колінчастого валу, основний підшипник, шатунну шийку, головку шатуна і поршень. На вільному кінці колінчастого вала, мається шестерня для приводу насосів, таких як масляні та насоси охолодження води та демпфер крутильних коливань, який зменшує крутильні коливання колінчастого вала.

Розподільний вал (рис. 1.8) розділеного типу для кожного циліндра і з'єднані гвинтами один з одним. Кожна частина розподільного валу має розподільні кулачки для впускних і вихлопних клапанів.

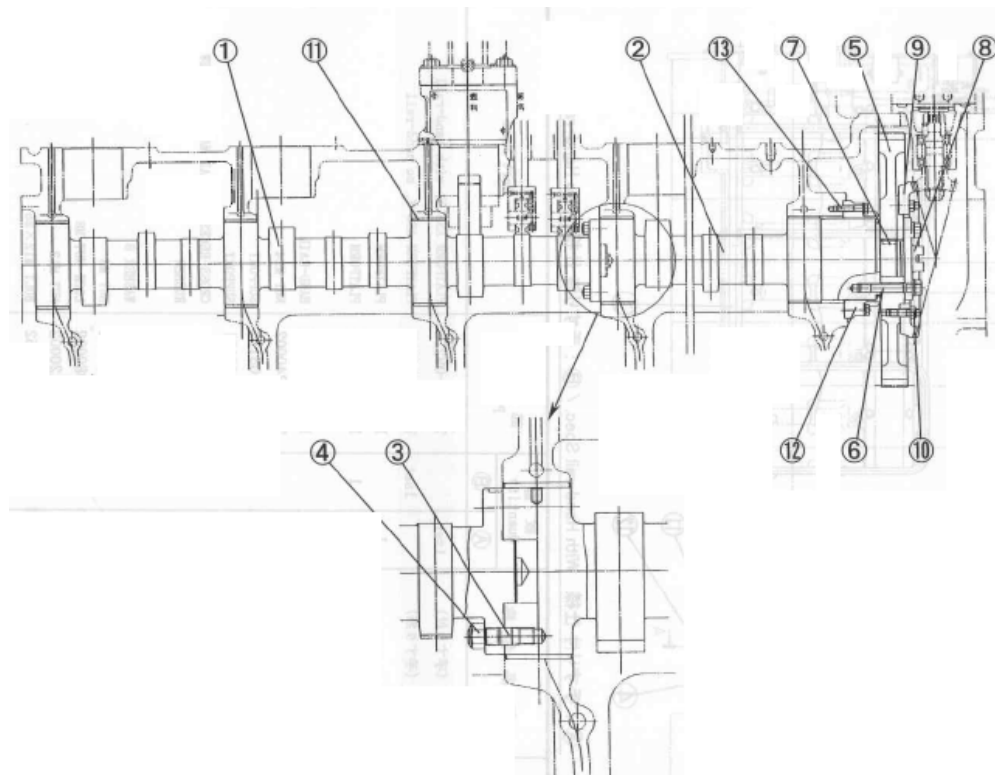


Рис. 1.8. Розподільний вал двигуна Yanmar 6EY18ALW

РОЗДІЛ 2

Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна Yanmar 6EY18ALW

2.1. Вступ

Основною метою розрахунку робочого циклу є визначення основних параметрів і показників робочого процесу, що характеризують ефективність і економічність роботи дизеля.

Розрахунки робочого циклу, як правило, виконуються для номінального режиму. Для перемінних режимів схема розрахунку залишається тією ж, однак вибір вихідних даних повинен бути зроблений відповідно до особливостей розрахункового режиму.

Розрахунковий цикл ДВЗ складається з п'яти послідовно протікаючих процесів: наповнення, стиску, згоряння палива, розширення та випуску. Розрахунковий цикл двигуна Yanmar 6EY18ALW проведемо на комп'ютері за методикою, яка основана на методі теплового розрахунку Гринивецького В. І. Метод теплового розрахунку базується на загальновідомих положеннях термодинаміки та термохімії. Достатньо точно охоплює зміст теплових явищ, які відбуваються у робочому циліндрі, та являє собою інженерно – аналітичне дослідження.

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

Вихідні параметри для розрахунку робочого циклу підбираються за паспортними даними двигуна (у розрахунку на номінальний режим), або вибираються з довідкових даних для заданого типу двигуна, його швидкості і призначення.

Усі додаткові параметри були взяті із підручника Ю. Я. Фомин (Судові двигуни внутрішнього згоряння).

					КРБ.142.5221з.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		13

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (нормальні атмосферні умови).

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,103$ МПа (нормальні атмосферні умови) [4].

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для ВОД $\varepsilon = 12 \dots 16$ [4]. Приймаємо $\varepsilon = 16$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння, $D_{ц} > 150$ мм та $\varepsilon = 16$, α буде знаходитись у межах $1,6 \dots 2,6$ [4]. Приймаємо $\alpha = 2,1$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$ [4].

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для ВОД нових моделей ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,85 \dots 0,92$; $\xi_b = 0,90 \dots 0,95$; [4].

Приймаємо $\xi_z = 0,92$; $\xi_b = 0,93$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = (1,2 \dots 1,5)$ [4]. Приймаємо $\lambda = 1,3$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: $(5 \dots 15)$ К – для ДВЗ з наддувом та $(10 \dots 20)$ К – для ДВЗ без наддуву [4].

Приймаємо $\Delta T_a = 15$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Для 4 – тактних двигунів $\zeta = (0,92 \dots 0,97)$ [4]. Приймаємо $\zeta = 0,95$.

					КРБ.142.5221з.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		14

Механічний ККД двигуна η_m . Для ВОД з $D_{ц} < 300$ мм. та $\rho_k > 0,2$; η_m знаходиться у межах $0,84 \dots 0,88$ [4]. Приймаємо $\eta_m = 0,84$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{ох}$. Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ох} = 0,0045$ МПа [4].

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах $600 \dots 900$ К. Приймаємо $T_r = 710$ К [4].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу [4]: С = 0,87 кг – кількість вуглецю;

Н = 0,126 кг – кількість водню;

С = 0 кг – кількість сірки;

О = 0,004 кг – кількість кисню.

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

Нижча теплота згоряння палива. Приймаємо $Q_n = 42664,4$ (кДж/кг).

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 3,6$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку ϕ_p . Для 4 – тактних двигунів ця величина дорівнює нулю [4].

2.3. Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми проводиться на комп'ютері з використанням розрахункової програми розробленої в середовищі *MathCAD*. Для розрахунку обирається модель з вільним турбокомпресором. Результати розрахунків приведені на роздруківці.

Данні необхідні для побудови індикаторної діаграми розраховані та наведені у табл. 2.1., а індикаторна діаграма зображена на рис. 2.1.

					КРБ.142.5221з.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		15

Розрахунок робочого циклу двигуна

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N'_e = 800$
1.2. Частота обертання, хв ⁻¹	$n = 1000$
1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0.103$
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	$\varepsilon = 16$
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 скруглення індикаторної діаграми	$\zeta = 0.95$
1.15 Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0.84$
1.16 Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} = 0.74$
1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа	$\Delta P_{ох.} = 0.0045$
1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря	$\eta_o = 0.95$
1.19 Температура залишкових газів, К	$T_r = 710$
1.20 Масовий склад палива (кг/кг):	$C = 0.87$ $H = 0.126$ $S = 0$ $O = 0.004$
1.21 Нижча теплота згорання палива, (кДж/кг)	$Q_H = 42664.4$
1.22 Кількість циліндрів	$i = 6$
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

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.371$$

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

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 328.213$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.366$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.355$$

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 згоряння кДж/(моль*К)

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

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

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



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

3.4 Середній показник політропи стиску



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

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad P_c = 15.576$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 899.263$$

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.142.52213.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		19

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



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

звідки: $T_z = 1886.013$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 20.249$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.66$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 9.636$$

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

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



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

$$n_2 = 1.287$$

$$T_b = 984.639$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 1.097$$

					КРБ.142.52213.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		20

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 2.812$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P_i = 2.671$$

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

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

$$b_i = 0.175$$

6.4 Індикаторний ККД

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

$$\eta_i = 0.483$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 2.244$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

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

$$\eta_e = 0.405$$

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

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

$$b_e = 0.2081$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

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

$$N_e = 799.985$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$$

$$\Delta N = -0.002 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

					КРБ.142.5221з.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		21

8. Визначення дійсного P_k компресора на даном режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

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

$$R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 1.447$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 1.494$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.352$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 764.339$$

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, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

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

8.6 Показник адіабати розширення газу в турбіні

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

					КРБ.142.52213.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		22

8.9 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\Pi_{\text{кд}} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(0.97 \cdot \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad \Pi_{\text{кд}} = 3.6$$

8.11 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta \Pi_k = \frac{\Pi_{\text{кд}} - \Pi_k}{\Pi_{\text{кд}}} \quad \Delta \Pi_k = 0.009 \cdot \%$$

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	15,576
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	20,249
Ступінь попереднього розширення ρ	1,66
Ступінь стиснення ε	16,0

Таблиця 2.1.

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	20,25	
1,00	15,58	20,25
1,66	7,80	20,25
2,38	4,78	12,76
3,09	3,34	9,09
3,81	2,51	6,95
4,53	1,99	5,57
5,25	1,62	4,61
5,96	1,36	3,91
6,68	1,17	3,38
7,40	1,02	2,96
8,11	0,90	2,63
8,83	0,80	2,36
9,55	0,72	2,13
10,26	0,65	1,94
10,98	0,59	1,78
11,70	0,54	1,64
12,42	0,50	1,52
13,13	0,46	1,41
13,85	0,43	1,32
14,57	0,40	1,24
15,28	0,38	1,16
16,00	0,35	1,10
16,00		0,35

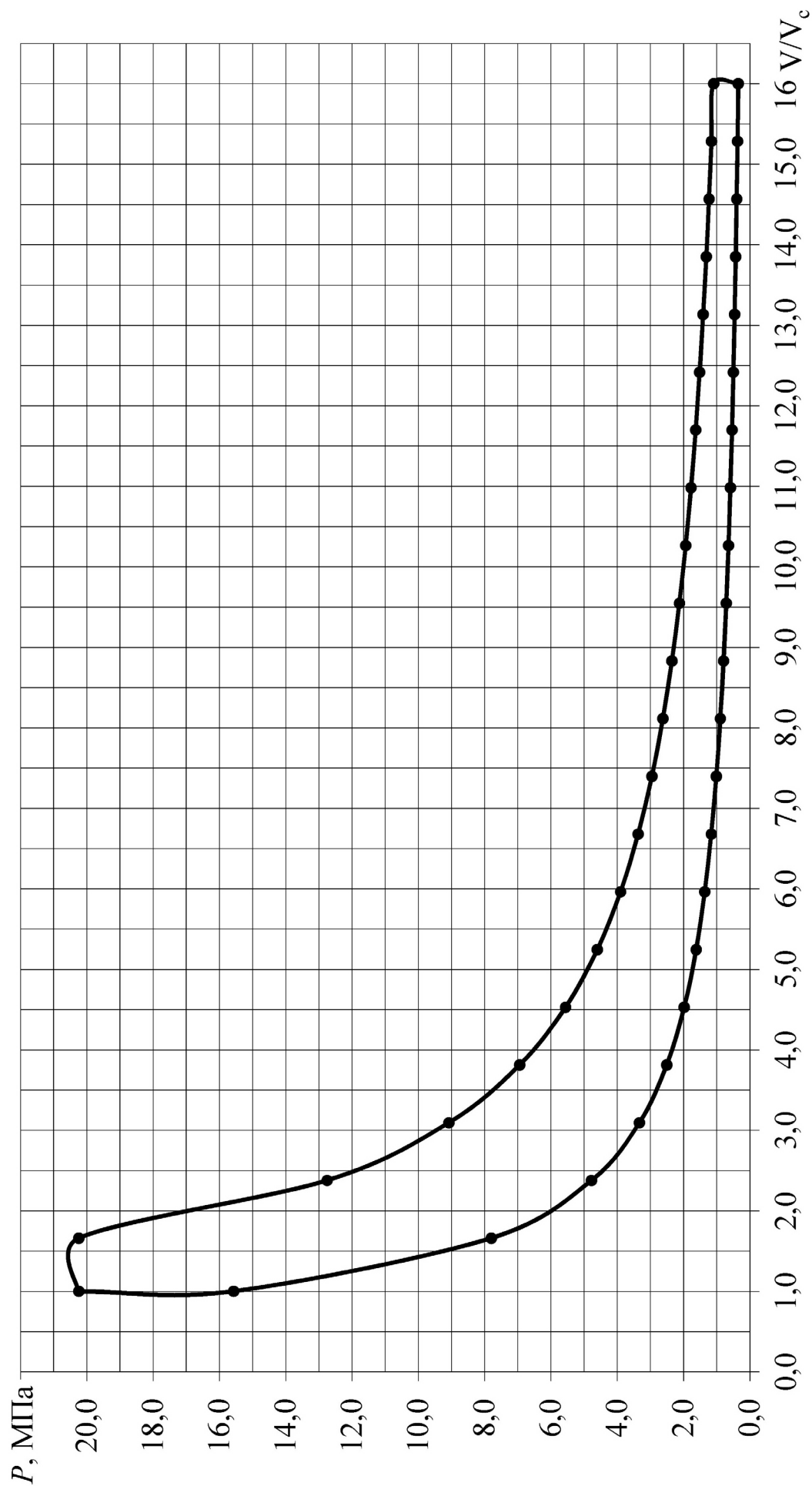


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна Yanmar 6EY18ALW

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.52213.02.02.ПЗ

Аркуш

25

2.5. Висновок по розділу

В табл. 2.2 приведено основні параметри розглянутого двигуна Yanmar 6EY18ALW, отриманих під час моделювання робочого циклу.

Таблиця 2.2. Основні параметри двигуна

№	Параметри двигуна	Проектований двигун
1.	Ефективна потужність, кВт	800
2.	Частота обертання, хв ⁻¹	1000
3.	Ступінь стиску	16
4.	Тиск наддуву, кПа	371
5.	Коефіцієнт надлишку повітря	2,1
6.	Середній ефективний тиск, кПа	2444
7.	Ефективна витрата пального, кг/(кВт·год)	0,2081
8.	Механічний ККД	0,840
9.	Індикаторний ККД	0,483
10.	Ефективний ККП	0,405

Методика розрахунку забезпечує достатню для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, який проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

Показник економічності двигуна (питома ефективна витрата пального) дорівнює 0,2081 кг/(кВт·год). Можна зробити висновок, що за цим параметром двигун належить до машин з прогресивним показником економічності і має можливість конкурувати з іншими двигунами приблизно такої ж потужності і розмірності.

РОЗДІЛ 3

Перевірочний розрахунок динаміки двигуна Yanmar 6EY18ALW

3.1. 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. 3.1.

Графічне представлення переміщення, швидкості і прискорення поршня представлені на рис. 3.1 – 3.3.

					КРБ.142.5221з.02.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		27

Таблиця 3.1. Результати кінематичного розрахунку

φ , град	$S_{n\varphi}$, м	C_{φ} , м/с	j_{φ} , м/с ²
0	0,0000	0,0000	1993,83
15	0,0062	4,8425	1879,93
30	0,0240	8,9088	1558,29
45	0,0515	11,7935	1084,50
60	0,0858	13,5323	536,80
75	0,1234	14,3984	-1,52
90	0,1610	14,6533	-460,11
105	0,1958	14,3984	-795,43
120	0,2258	13,5323	-996,92
135	0,2495	11,7935	-1084,50
150	0,2665	8,9088	-1098,18
165	0,2766	4,8425	-1082,98
180	0,2800	0,0000	-1073,60
195	0,2766	-4,8425	-1082,98
210	0,2665	-8,9088	-1098,18
225	0,2495	-11,7935	-1084,50
240	0,2258	-13,5323	-996,92
255	0,1958	-14,3984	-795,43
270	0,1610	-14,6533	-460,11
285	0,1234	-14,3984	-1,52
300	0,0858	-13,5323	536,80
315	0,0515	-11,7935	1084,50
330	0,0240	-8,9088	1558,29
345	0,0062	-4,8425	1879,93
360	0,0000	0,0000	1993,83

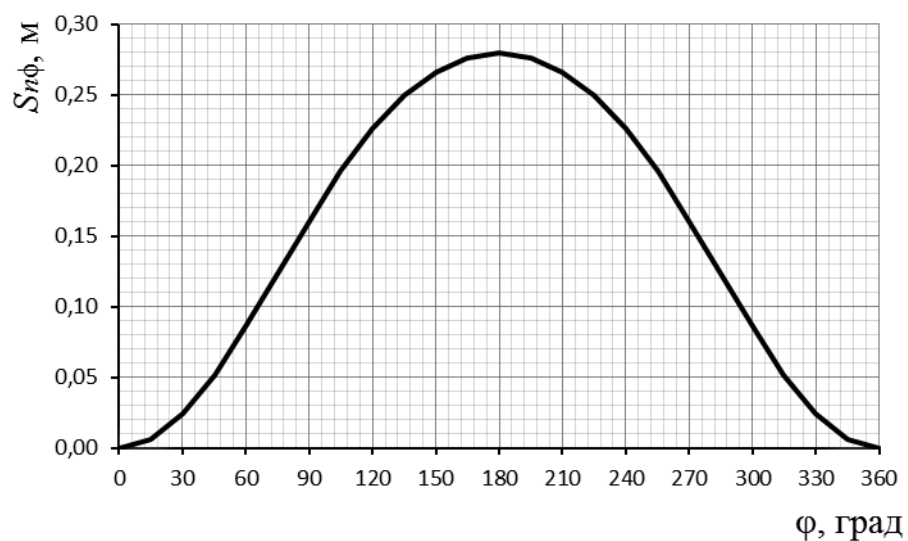


Рис. 3.1. Зміна переміщення поршня

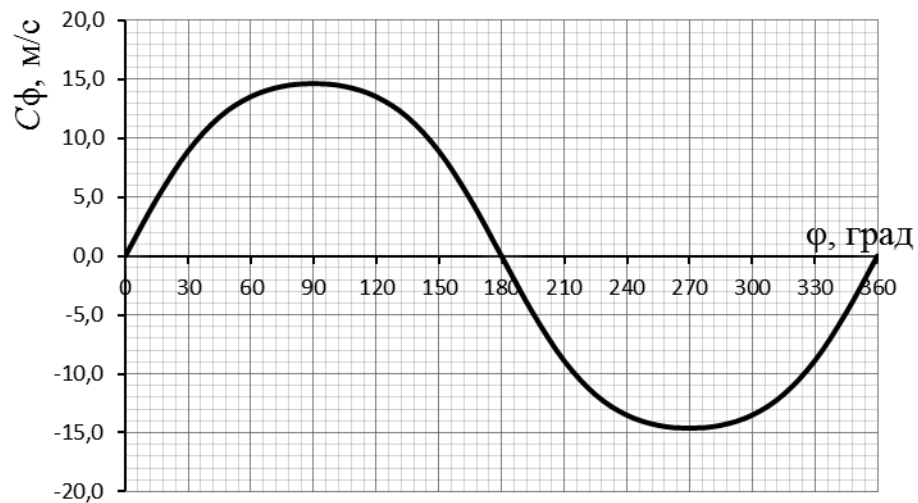


Рис. 3.2. Зміна швидкості поршня

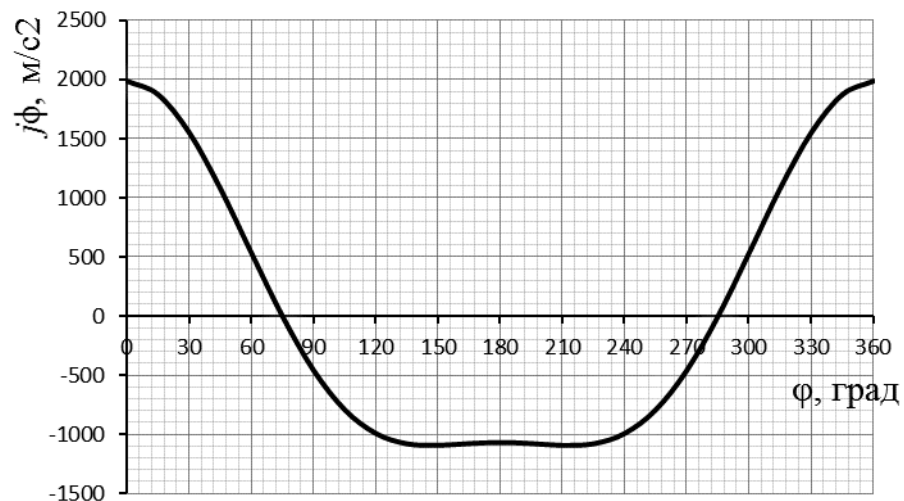


Рис. 3.3. Зміна прискорення поршня

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

Значення швидкості поршня необхідно для розрахунку впускної системи. За середньої швидкості поршня визначають швидкість повітряного потоку в каналах впускної системи і втрати тиску в місцевих опорах, що необхідно для оцінки величини тиску свіжого заряду у кінці такту впуску.

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

3.2. Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна

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

$$P = P_r + P_j$$

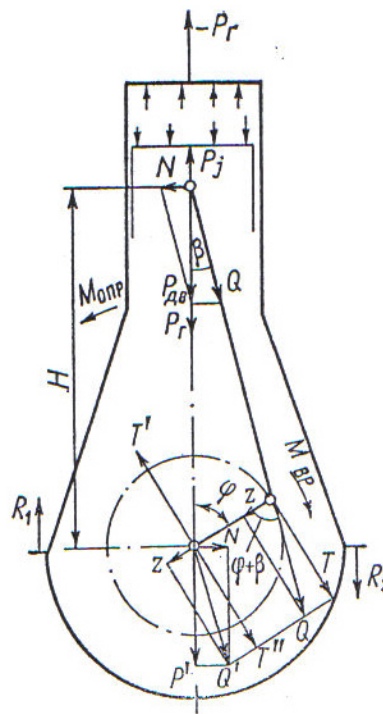


Рис. 3.4. Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

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

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

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

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

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

Тоді тангенціальна складова:

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

відповідно нормальна:

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

Сила T створює крутний момент двигуна, який через колінчастий вал передається споживачу:

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

У той же час опори двигуна сприймають перекидаючий момент

$$M_{\text{опр.}} = -N \cdot h,$$

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

Перекидаючий момент в точності дорівнює крутному моменту зі зворотним знаком:

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

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

Напрямку сил і крутного моменту по годинній стрілці прийнято вважати додатніми. Зворотні ним – відмінними.

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

$$P_j = -m_n j.$$

Величину j визначаємо з рівняння:

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

Як масу m_n обираємо масу всіх деталей, що разом з поршнем утворюють зворотно-поступальний рух. Сюди відносять поршень, кільця, поршне-

вий палець, деталі, що охороняють поршневий палець від осьових переміщень. Маса цих деталей зосереджена на осі поршневого пальця.

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

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

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

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

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

Дані для розрахунку та побудови діаграм динаміки.

Кривошипно-шатунне відношення λ0,30.

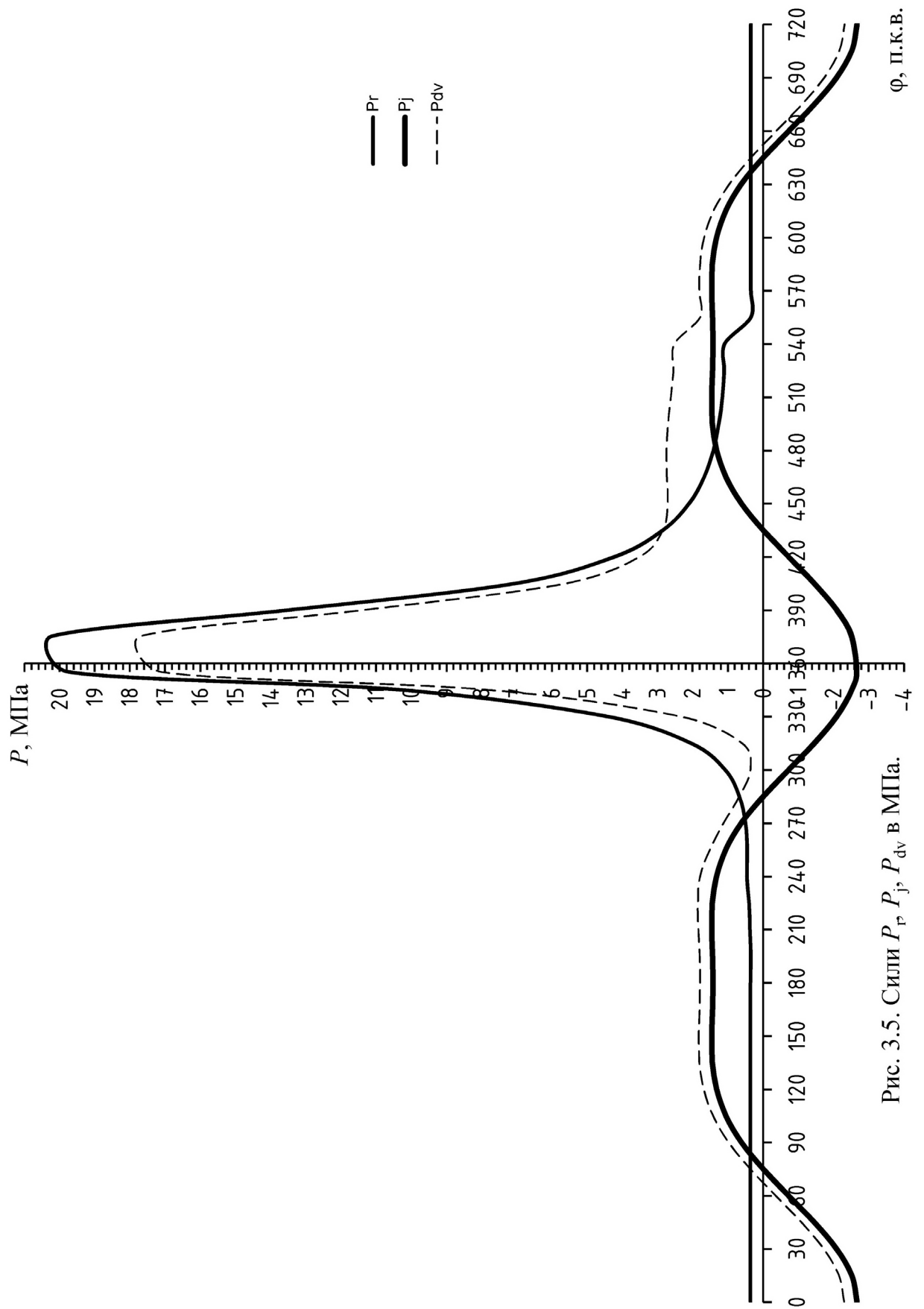
Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально m_n34,0 кг

Розрахунок динаміки зроблений на ПК в середовищі *Microsoft Office Excel*. Результати розрахунку представлені в табл. 2.2.

За даними табл. 3.2 були побудовані діаграми P_r , P_j , P_{dv} , N , T , Z , які представлені на рис. 3.5, 3.6.

Таблиця 3.2. Результати динамічного розрахунку

φ	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,3670	-2,6653	-2,2983	0,0000	-2,2983	0,0000
15	0,3670	-2,5131	-2,1461	-0,1671	-2,0297	-0,7169
30	0,3670	-2,0831	-1,7161	-0,2604	-1,3560	-1,0835
45	0,3670	-1,4498	-1,0828	-0,2350	-0,5994	-0,9318
60	0,3670	-0,7176	-0,3506	-0,0943	-0,0936	-0,3508
75	0,3670	0,0020	0,3690	0,1117	-0,0124	0,3854
90	0,3670	0,6151	0,9821	0,3088	-0,3088	0,9821
105	0,3670	1,0633	1,4303	0,4331	-0,7885	1,2695
120	0,3670	1,3327	1,6997	0,4573	-1,2459	1,2433
135	0,3670	1,4498	1,8168	0,3944	-1,5635	1,0058
150	0,3670	1,4680	1,8350	0,2784	-1,7284	0,6764
165	0,3670	1,4477	1,8147	0,1413	-1,7895	0,3332
180	0,3670	1,4352	1,8022	0,0000	-1,8022	0,0000
195	0,3605	1,4477	1,8083	-0,1408	-1,7831	-0,3320
210	0,3781	1,4680	1,8462	-0,2801	-1,7389	-0,6805
225	0,4112	1,4498	1,8610	-0,4040	-1,6015	-1,0302
240	0,4666	1,3327	1,7993	-0,4841	-1,3189	-1,3162
255	0,4576	1,0633	1,5209	-0,4605	-0,8384	-1,3499
270	0,5101	0,6151	1,1251	-0,3538	-0,3538	-1,1251
285	0,6785	0,0020	0,6805	-0,2060	-0,0229	-0,7107
300	1,0886	-0,7176	0,3710	-0,0998	0,0991	-0,3712
315	2,0599	-1,4498	0,6101	-0,1324	0,3378	-0,5251
330	4,4449	-2,0831	2,3618	-0,3583	1,8662	-1,4912
345	10,3513	-2,5131	7,8382	-0,6104	7,4132	-2,6183
360	19,7490	-2,6482	17,1008	-0,4473	16,9968	-1,9360
375	20,2490	-2,5131	17,7359	1,3813	16,7741	5,9246
390	13,4133	-2,0831	11,3302	1,7190	8,9528	7,1538
405	7,0719	-1,4498	5,6221	1,2204	3,1125	4,8384
420	4,2402	-0,7176	3,5226	0,9478	0,9405	3,5246
435	2,8540	0,0020	2,8560	0,8647	-0,0961	2,9825
450	2,1089	0,6151	2,7239	0,8566	-0,8566	2,7239
465	1,6789	1,0633	2,7422	0,8302	-1,5117	2,4339
480	1,4191	1,3327	2,7518	0,7404	-2,0171	2,0129
495	1,2595	1,4498	2,7093	0,5881	-2,3316	1,4999
510	1,1637	1,4680	2,6318	0,3993	-2,4788	0,9701
525	1,1125	1,4477	2,5603	0,1994	-2,5246	0,4700
540	1,0964	1,4352	2,5316	0,0000	-2,5316	0,0000
555	0,3520	1,4477	1,7997	-0,1402	-1,7747	-0,3304
570	0,3520	1,4680	1,8200	-0,2761	-1,7143	-0,6709
585	0,3520	1,4498	1,8018	-0,3911	-1,5506	-0,9975
600	0,3520	1,3327	1,6847	-0,4533	-1,2349	-1,2323
615	0,3520	1,0633	1,4153	-0,4285	-0,7802	-1,2562
630	0,3520	0,6151	0,9671	-0,3041	-0,3041	-0,9671
645	0,3520	0,0020	0,3540	-0,1072	-0,0119	-0,3697
660	0,3520	-0,7176	-0,3656	0,0984	-0,0976	0,3658
675	0,3520	-1,4498	-1,0978	0,2383	-0,6077	0,9447
690	0,3520	-2,0831	-1,7311	0,2626	-1,3679	1,0930
705	0,3520	-2,5131	-2,1611	0,1683	-2,0439	0,7219
720	0,3520	-2,6653	-2,3133	0,0000	-2,3133	0,0000



φ , П.К.В.

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

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.02.03.ПЗ

Аркуш

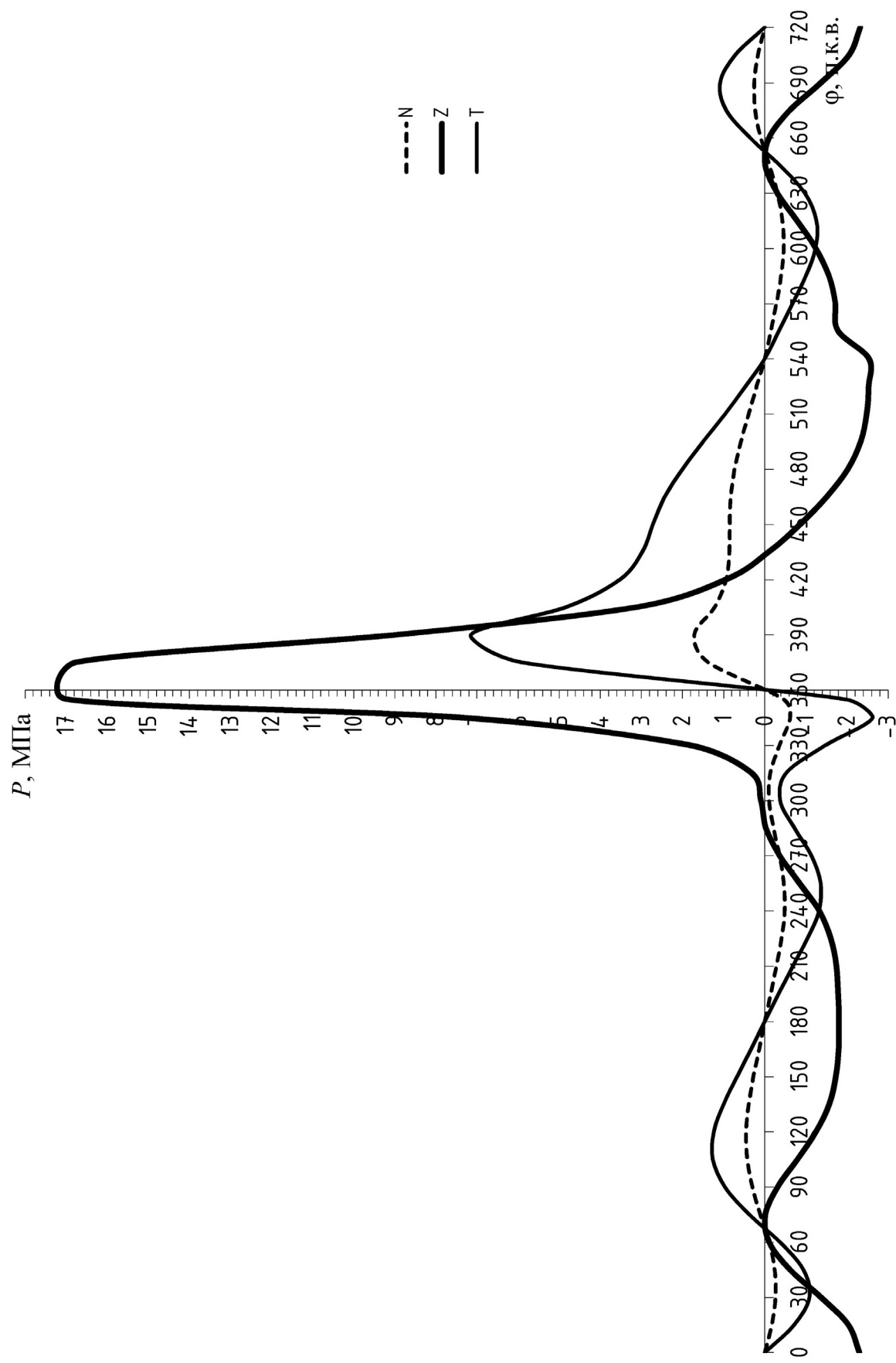


Рис. 3.6. Сили N , Z , T в МПа

3.3. Висновок по розділу

Аналіз результатів кінематичного розрахунку і динаміки КШМ дозволяє судити про невірноваженість моменту другого порядку для двигуна Yanmar 6EY18ALW. Для врівноваження цього моменту необхідно штучне введення додаткових рухомих мас. Врівноваження досягають противагами, що встановлюються на щоках колінчатого валу.

					КРБ.142.5221з.02.03.ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

Розрахунок та конструювання відцентрового насосу системи охолодження двигуна Yanmar 6EY18L

4.1. Вступ

Згідно з завданням проектується насос системи охолодження двигуна Yanmar 6EY18L. Цілю є розрахунок теоретичних профілів основних елементів проточної частини насосу, до яких належить колесо та спіральний відвідний канал. На підставі цих елементів у проекті виконано розріз насосу з дотриманням розмірів та особливостей конструкції.

Всі розміри насосу знаходилися через використання наданої кафедрою комп'ютерної програми розрахунку ступеня насосу, яка реалізована в середовищі *Microsoft® Excel*. Всі розрахунки, з урахуванням машинізації обчислень, робилися до отримання оптимальних параметрів насосу, що проектується.

Таким чином, насос створений для забезпечення усіх заданих основних параметрів та на підставі конструкції, що придатна для його реалізації під задану функцію. Він може без обмежень працювати в системі охолодження.

4.2. 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.

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

$$Q_\Sigma = \frac{N_e}{\eta_e} = \frac{800}{0,405} = 1975,3 \text{ кВт}.$$

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).

$$\tilde{N}_{\delta \tilde{A}} = \frac{1,375}{1,375 - 1} \cdot 287,371 = 1054,36 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

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.142.52213.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		38

$\eta_{t.ad}$ – 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

$$\dot{Q}_{CO}^{ad} = 764,339 \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{0,355}{0,103}} \right)^{\frac{1,375-1}{1,375}} = 559,62 \text{ К.}$$

Тож

$$\dot{Q}_{CO} = 764,339 - 0,75 \cdot (764,339 - 559,62) = 610,8 \text{ К.}$$

Таким чином кількість теплоти, яка відходить з відхідними газами

$$\dot{Q}_A = 1,443 \cdot 1054,36 \cdot (610,8 - 293) = 483,5 \text{ кВт}$$

Після підстановки

$$\dot{Q}_W = \frac{0,98 \cdot 1975,3 - 483,5 - 800}{1,1} = 593 \text{ кВт.}$$

Якщо задати перепад температури охолоджуючої рідини на виході та на вході в двигун на рівні 10 К, то згідно рівняння теплового балансу можна визначити продуктивність відцентрового насоса, який відведе тепло від двигуна та забезпечить заданий перепад температур води.

$$G = \frac{593 \cdot 10^3}{4190 \cdot 10} = 14,15 \text{ кг/с, або } Q \approx 50 \text{ м}^3/\text{год}$$

Приймемо, що питома робота насоса повинна складати $L = 290 \text{ Дж/кг}$.

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 $\Delta I_{кр}$

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

та рівняння для обчислення кутової швидкості ротора насоса

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

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 $n_s = 110$, а $C = 900$.

Тоді

$$\Delta l_{\text{ед}} = 290 \cdot (1,54 \cdot \frac{110}{900})^{\frac{4}{3}} = 35,6 \text{ Дж/кг}.$$

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

$$\omega = \frac{C \Delta l_{\text{кр}}^{\frac{3}{4}}}{298 \sqrt{Q}}, \quad \omega = \frac{900 \cdot 35,6^{\frac{3}{4}}}{298 \cdot \sqrt{0,0139}} = 373,5 \text{ с}^{-1},$$

де $Q = 0,0139 \text{ м}^3/\text{с} = 50/3600$.

Частота обертання ротору

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}, \quad n = \frac{30 \cdot 373,5}{3,14} = 3568 \text{ об/хв}.$$

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:

$n_s = 107,9$; $C = 900$; $\Delta l_{\text{кр}} = 34,69 \text{ Дж/кг}$; $\omega = 366,3 \text{ с}^{-1}$; $n = 3500 \text{ об/хв}$.

4.3. 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.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		40

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. 4.1) 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.

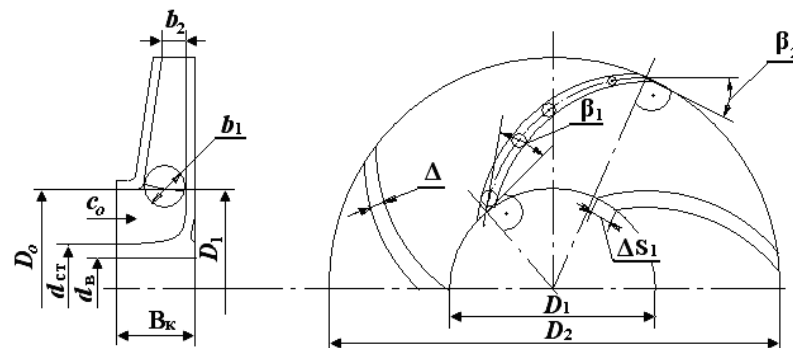


Рис. 4.1. Схема робочого колеса відцентрового насосу

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.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		41

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

де $k_{Co} = 0,07$ – коефіцієнт, який залежить від C ; приймаємо з рис. 4.2.

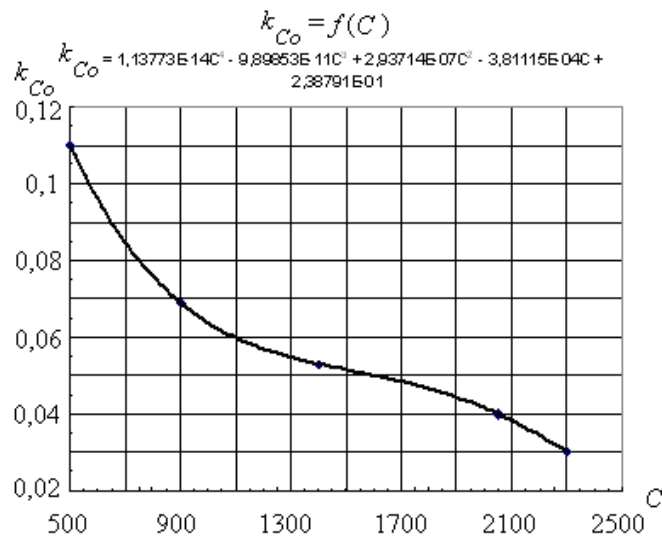


Рис. 4.2. Графік залежності $k_{Co} = f(C)$

Після підстановки

$$k_{D_1} = \frac{2}{\sqrt{3,14}} \cdot \frac{1}{\sqrt{0,07}} = 4,27.$$

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 $Q_1 = \frac{0,0139}{1} = 0,0139 \text{ м}^3/\text{с}$.

Таким чином

$$D_{\text{лш}} = 4,27 \cdot \sqrt[3]{\frac{3,14 \cdot 0,0139}{30 \cdot 366,3}} = 0,0677 \text{ м}.$$

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

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

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

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

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

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

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

Крутний момент на валу ротора насоса обчислюється за формулою

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

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

$$N_{\text{в}} = \frac{\rho \cdot Q \cdot L}{\eta}, \quad N_{\text{а}} = \frac{1000 \cdot 0,0139 \cdot 290}{0,71} = 5678 \text{ Вт.}$$

Після підстановки

$$\dot{I}_{\text{е}} = \frac{5678}{314} = 15,51 \text{ Н·м.}$$

Таким чином

$$d_{\text{а}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 15,51}{3,14 \cdot 300 \cdot 10^5}} = 0,0139 \text{ м.}$$

Діаметр маточини робочого колеса

$$d_{\text{н0}} = 1,29 \cdot 0,0139 \approx 0,018 \text{ м.}$$

Діаметр середини вхідної кромки лопаті робочого колеса для насосів з $n_{\text{s}} = 80 \dots 120$ згідно з [2] знаходиться у межах $D_1 = (0,9 \dots 1,0) \cdot D_0$,

де D_0 – діаметр входу в робоче колесо, м.

Діаметр входу в робоче колесо обчислюється за формулою:

					КРБ.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		43

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

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

$$Q_p = \frac{Q_1}{\eta_o}, \quad Q_p = \frac{0,0139}{0,971} = 0,0143 \text{ м}^3/\text{с}.$$

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

$$c_o = k_{c_o} \cdot \left(\frac{30}{\pi}\right)^{2/3} \cdot \sqrt[3]{Q_1 \cdot \omega^2}, \quad c_o = 0,07 \cdot \left(\frac{30}{3,14}\right)^{2/3} \cdot \sqrt[3]{0,0139 \cdot 366,3^2} = 3,88 \text{ м/с}.$$

Згідно з такою швидкістю

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0139}{3,14 \cdot 3,88} + 0,018^2} = 0,0709 \text{ м}.$$

Приймаємо $D_0 = 0,07$ м і $D_1 = 0,07$ м.

Тож приведений діаметр в другому наближенні

$$D_{л\ddot{o}}^{**} = \sqrt{0,5 \cdot (0,018^2 + 0,07^2)} = 0,0512 \text{ м}.$$

Значення гідравлічного ККД

$$\eta_{\ddot{a}} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 51,2 - 0,172)^2} = 0,823.$$

Об’ємний ККД обчислюється за формулою

$$\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{n_s^2}}}, \quad \eta_i = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{107,9^2}}} = 0,971.$$

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

$$\eta_{мвн} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}}, \quad \eta_{і\ddot{a}i} = \frac{1}{1 + \frac{820}{107,9^2}} = 0,935.$$

					КРБ.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		44

Коефіцієнт, який враховує втрати в сальниках та підшипниках, лежить в межах 0,95...0,98 [3]; приймаємо $\eta_{\text{сп}} = 0,95$.

Результуюче значення ККД насоса дорівнюватиме

$$\eta = 0,823 \cdot 0,971 \cdot 0,935 \cdot 0,95 = 0,71.$$

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°[1]. 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;

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

$$u_1 = \frac{366,3 \cdot 0,07}{2} = 12,83 \text{ м/с.}$$

Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході обчислюється як

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

де $c'_{1m} = \tilde{n}_1 = 3,88 \text{ м/с}$ – швидкість рідини в районі повороту протока в робочому колесі;

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

де $\Delta S_1 = \frac{\Delta_1}{\sin \beta_1}$ – перетин лопаті на вході, нормальний до радіуса, м (рис. 4.1.);

					КРБ.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		45

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

$$D_2^* = \frac{D_0}{0,002 \cdot n_s + 0,276}, \quad D_2^* = \frac{0,0709}{0,002 \cdot 107,9 + 0,276} = 0,1442 \text{ м}$$

Виходячи із забезпечення мінімальних втрат, попереднє значення величини кута β_2 повинно бути обране з табл. 4.1 (орієнтовно).

Таблиця 4.1. 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 $\beta_2 = 31^\circ$

$$z = 6,5 \cdot \frac{0,1294 + 0,07}{0,1294 - 0,07} \cdot \sin \frac{21 + 31}{2} = 9,57$$

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 $z = 6 \dots 8$ [2]; приймаємо $z = 12$.

Після підстановки

$$\Delta S_1 = \frac{0,0011}{\sin 21^\circ} = 0,0031 \text{ м.}$$

Таким чином

$$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{12 \cdot 0,0031}{3,14 \cdot 0,07}} = 1,204.$$

Значення коефіцієнту захаращення k_1 повинно знаходитися в межах $1,1 \dots 1,25$. Умова виконується. Таким чином

$$c_{1m} = 3,88 \cdot 1,204 = 4,68 \text{ м/с}.$$

Тож

$$\beta_{10} = \arctg \frac{4,68}{12,83} = 20,05^\circ.$$

Значення кута атаки обираємо таким, щоб доповнити кут β_1 до цілого числа градусів. Приймаємо $\delta = 0,95^\circ$

$$\beta_1 = 20,05 + 0,95 = 21^\circ.$$

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.

$$L_T = \frac{L}{\eta_r}, \quad L_\delta = \frac{290}{0,823} = 352,37 \text{ Дж/кг}.$$

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

са. Зазвичай лежить в межах $0,2 \dots 0,4$ [1],

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 $0,54 \dots 0,65$ [1]; приймаємо $k_3 = 0,58$.

Тож

$$\psi = 0,58 + 0,6 \cdot \sin 31^\circ = 0,890.$$

					КРБ.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		47

Тоді

$$p = 2 \cdot \frac{0,890}{12} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,07}{0,1360} \right)^2} = 0,2097.$$

Після підстановки

$$L_{\infty} = (1 + 0,2097) \cdot 352,37 = 426,27 \text{ Дж/кг.}$$

Тож зовнішній діаметр робочого колеса у другому наближенні

$$D_2 = \frac{2}{366,3} \cdot \left[\frac{3,52}{2 \cdot \operatorname{tg} 31^\circ} + \sqrt{\left(\frac{3,52}{2 \cdot \operatorname{tg} 31^\circ} \right)^2 + 426,27} \right] = 0,1294 \text{ м.}$$

Ширина маточини робочого колеса B_k (рис. 4.1) визначається з співвідношення $B_k = (0,2 \dots 0,4) \cdot D_2$,

$$A_{\varepsilon} = 0,23 \cdot 0,1294 = 0,03 \text{ м.}$$

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

$$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_1}, \quad w_1 = \frac{4,68}{\sin 21^\circ} = 13,07 \text{ м/с};$$

$$w_{10} = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_{10}}, \quad w_{10} = \frac{4,68}{\sin 20,05^\circ} = 13,66 \text{ м/с.}$$

Після визначення необхідних швидкостей потоку рідини, будуємо трикутники швидкостей на вході в робоче колесо насосу.

Колова швидкість потоку рідини на діаметрі D_2 визначається як

$$u_2 = \frac{\omega \cdot D_2}{2}, \quad u_2 = \frac{366,3 \cdot 0,1294}{2} = 23,7 \text{ м/с.}$$

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

$$c_{2m} = (0,75 \dots 1,1) \cdot c_{1m}, \quad c_{2m} = 0,75 \cdot 4,68 = 3,52 \text{ м/с.}$$

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

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

					КРБ.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		48

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

$\Delta S_2 = \frac{\Delta_2}{\sin \beta_2}$ – перетин лопаті на виході, нормальний до радіуса, м (рис. 4.1).

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

Після підстановки

$$\Delta S_2 = \frac{0,001}{\sin 31^\circ} = 0,002 \text{ м.}$$

Тож

$$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{12 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 0,1294}} = 1,070 .$$

Тоді

$$c'_{2m} = \frac{3,52}{1,070} = 3,29 \text{ м/с.}$$

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

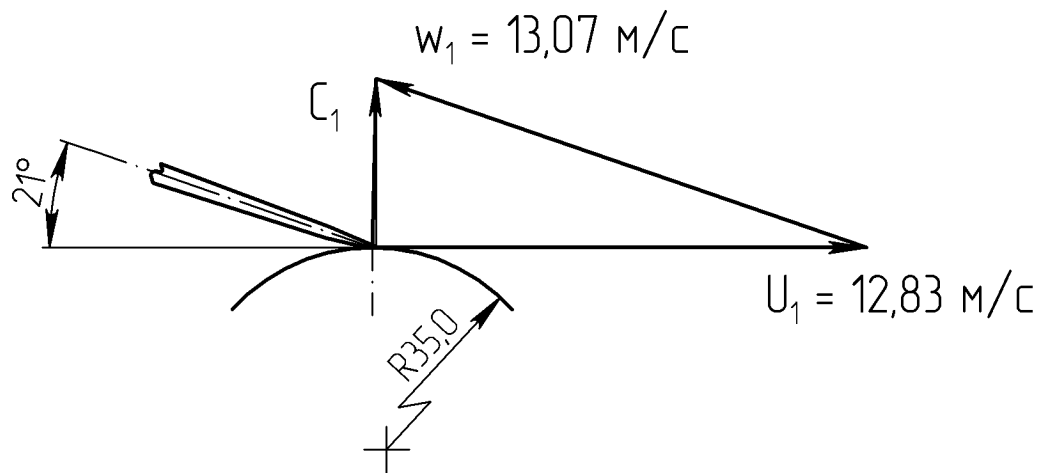
$$c_{2u} = \frac{352,37}{23,7} = 14,87 \text{ м/с.}$$

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

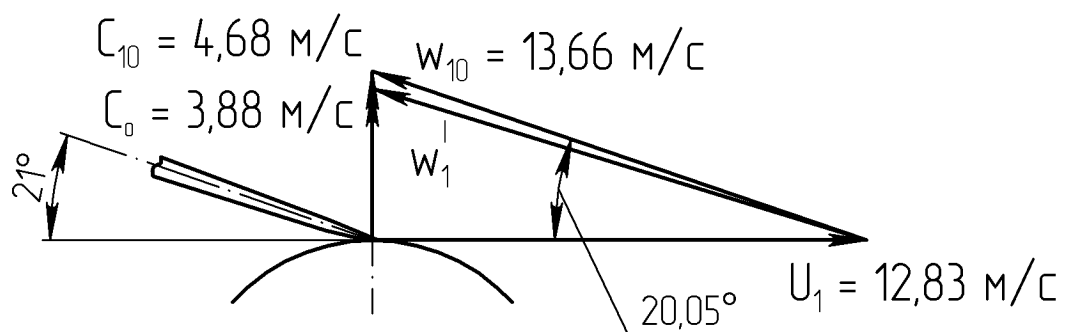
$$c_{2u\infty} = \frac{L_T \cdot (1 + p)}{u_2}, \quad c_{2u\infty} = \frac{352,37 \cdot (1 + 0,2097)}{23,7} = 17,99 \text{ м/с.}$$

					КРБ.142.52213.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		49

$$\mu_v = 0,2 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$$



а) з введенням кута атаки



б) з безударним входом потоку на робоче колесо

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Трикутники швидкостей на вході в робоче колесо			Лист.	Масса		Масштаб	
Разраб.												
Проверил												
Н. контр.								Лист		Листов		
Утв.								НУК им. адм. Макарова				

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

$$w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + (u_2 - c_{2u})^2}, \quad w_2 = \sqrt{3,52^2 + (23,7 - 14,87)^2} = 9,51 \text{ м/с.}$$

Оптимальне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі зі скінченим числом лопатей $(w_1/w_2)_{\text{opt}}$ знаходиться з графіка (рис. 4.3) 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 1,375.

Дійсне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{13,07}{9,51} = 1,375.$$

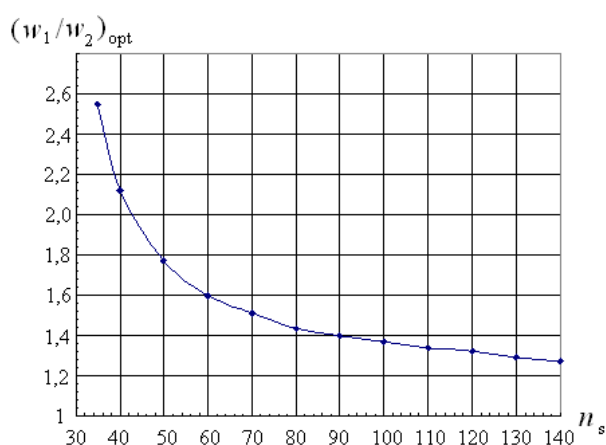


Рис. 4.3. Залежність $(w_1/w_2)_{\text{opt}}$ від n_s

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

$$w_{2\infty} = \frac{c_{2m}}{\sin \beta_2}, \quad w_{2\infty} = \frac{3,52}{\sin 31^\circ} = 6,84 \text{ м/с.}$$

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 насосу для $z = \infty$ і $z \neq \infty$. Креслення трикутників приведено далі.

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 $D_0 = 70,9$ мм;

Діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса $D_1 = 70,0$ мм;

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

Кут установки лопаті на вході $\beta_1 = 21^\circ$;

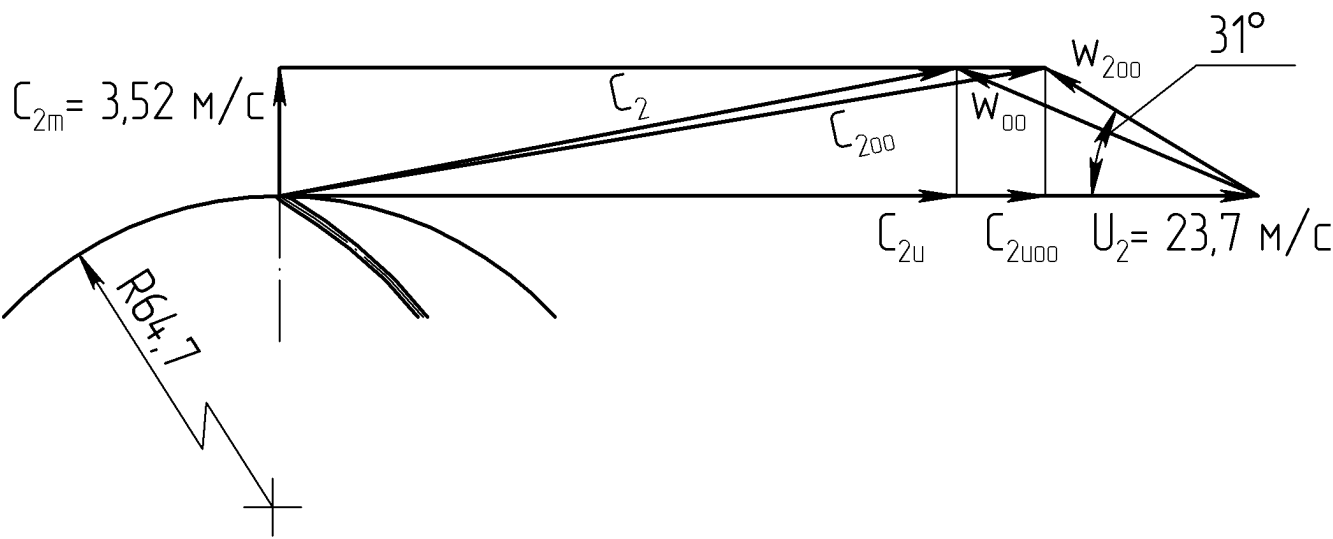
Зовнішній діаметр робочого колеса $D_2 = 129,4$ мм;

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

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

					КРБ.142.52213.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		52

$$\mu_v = 0,2 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$$



Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Трикутники швидкостей на виході з колеса			Лист.	Масса	Масштаб	
Разраб.											
Проверил											
Н. контр.								Лист		Листов	
Утв.								НУК им. адм. Макарова			

4.4. 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, будуємо кола. Проводимо лінії, паралельні вісі робочого колеса і які відповідають діаметрам $D_0, d_{ст}, d_v$ (рис. 4.1). Після чого будуємо бокові стінки каналу, які огинають кола з діаметрами b_i .

Таблиця 4.2. 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	0,0700	
D_2 , м	Зовнішній діаметр робочого колеса	0,1294	
i	Кількість ділянок розбивки	5	
ΔR , м	Крок по радіусу	0,00594	
b_i , м	Ширина каналу робочого колеса на різних діаметрах: $b_i = \frac{Q_p}{\pi \cdot D_i \cdot c'_{im}}$	0,01679	1
		0,0148	a
		0,01334	б
		0,01224	в
		0,01138	г
		0,01071	2
c'_{1m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини в районі повороту в робочому колесі	3,88	1
c'_{2m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса з врахуванням коефіцієнта захарашчення каналу колеса лопатями	3,29	2
c'_{im} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на різних діаметрах: $c'_{im} = k \cdot R_i + b$	3,762	a
		3,644	б
		3,526	в
		3,408	г

Пара-метр та одиниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
k	Коефіцієнт лінійного рівняння: $k = \frac{c'_{2m} - c'_{1m}}{R_2 - R_1}$	-19,865	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння: $b = c'_{1m} - k \cdot R_1$	4,57529	

В результаті розрахунку меридіанного перетину робочого колеса була отримана таблиця результатів (табл. 4.3), за даними якої можлива його ескізна проробка.

Таблиця 4.3. Результати розрахунку меридіанного перетину робочого колеса

Радіуси, м	R_1	a	b	c	d	R_2
	0,0350	0,0409	0,0469	0,0528	0,0588	0,0647
Ширини каналів, м	0,0168	0,0148	0,0133	0,0122	0,0114	0,0107
	b_1	a	b	c	d	b_2

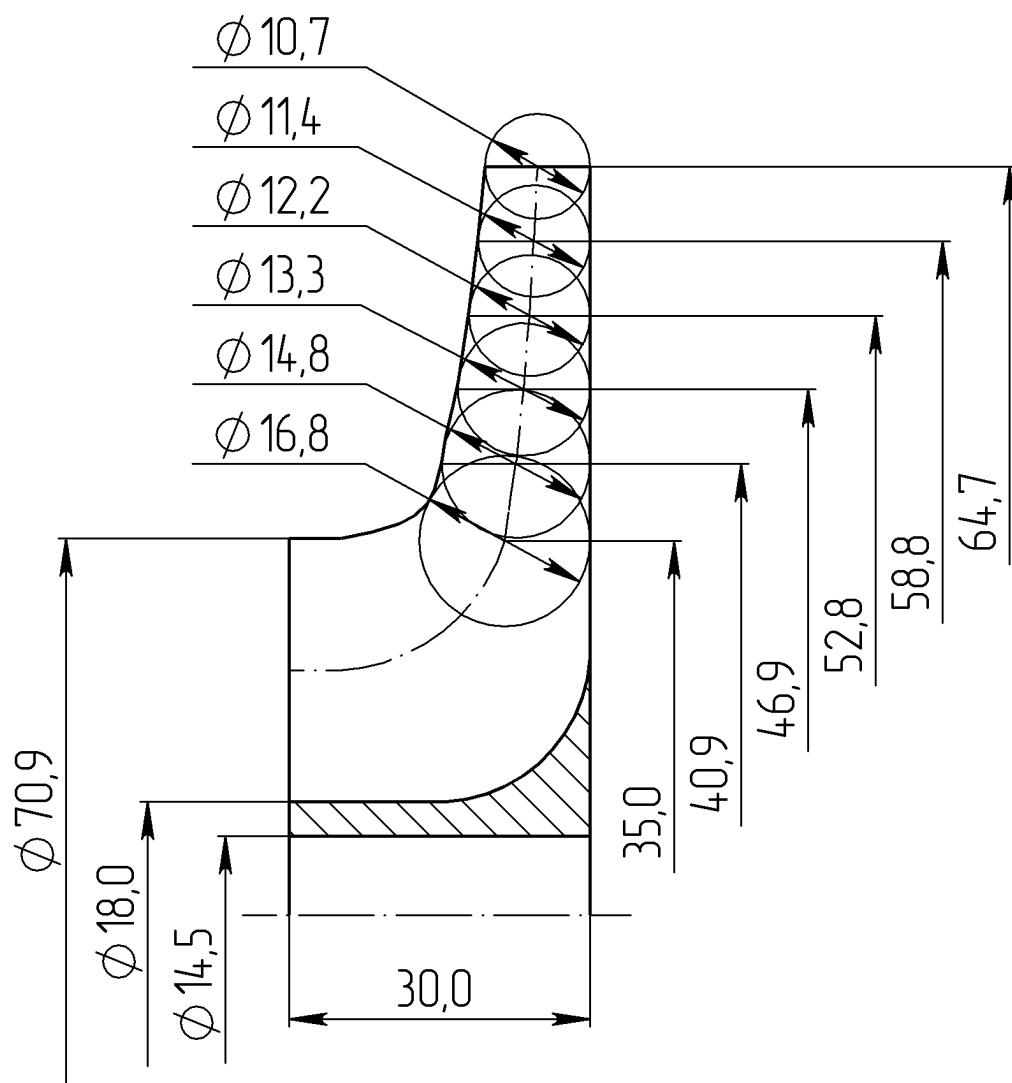


Рис. 4. Меридіанний перетин робочого колеса

					Меридіанний перетин робочого колеса	Лист.		Масса	Масштаб
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					
Разраб.									
Проверил									
Н. контр.						Лист		Листов	
Утв.						НУК им. адм. Макарова			

4.5. 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 4.4 та таблиця результатів розрахунку 4.5 представлена як копія відповідної форми, що представлена в розрахунковій програмі на окремому листі. За таблицею результатів будуються точки на плані робочого колеса. Через ці точки проводиться лекальна крива і визначається вид середньої лінії лопаті робочого колеса в плані.

Таблиця 4.4. 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	0,07	
D_2 , м	Зовнішній діаметр робочого колеса	0,1294	
i	Кількість ділянок розбивки	10	
ΔR , м	Крок по радіусу	0,00297	
R_1 , м	Радіус середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса	0,0350	1
R_i , м	Проміжні значення радіусів: $R_i = R_1 + n_i \cdot \Delta R$	0,0380	а
		0,0409	б
		0,0439	в
		0,0469	г
		0,0499	д
		0,0528	е
		0,0558	ж
		0,0588	з
		0,0617	и
R_2 , м	Зовнішній радіус робочого колеса	0,0647	2
k	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення c_{im} : $k = \frac{c_{2m} - c_{1m}}{R_2 - R_1}$	-39,057	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення c_{im} : $b = c_{1m} - k \cdot R_1$	6,047	
c_{1m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході в робоче колесо	4,68	1
c_{im} , м/с	Проміжні значення меридіанної складової аб-	4,564	а

Параметр та оди- ниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
	солютної швидкості потоку рідини в робо- чому колесі н різних радіусах: $c_{im} = k \cdot R_i + b$	4,448	б
		4,332	в
		4,216	г
		4,1	д
		3,984	е
		3,868	ж
		3,752	з
		3,636	и
c_{2m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса	3,52	2
k	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення w_i : $k = \frac{w_{2\infty} - w_1}{R_2 - R_1}$	-209,76	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення w_i : $b = w_1 - k \cdot R_1$	20,4118	
w_1 , м/с	Відносна швидкість потоку рідини при вході на лопатку робочого колеса	13,07	1
w_i , м/с	Проміжні значення відносної швидкості потоку рідини в робочому колесі на різних радіусах: $w_i = k \cdot R_i + b$	12,447	а
		11,824	б
		11,201	в
		10,578	г
		9,955	д
		9,332	е
		8,709	ж
		8,086	з
		7,463	и
$w_{2\infty}$, м/с	Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса при нескінченній кількості лопатей	6,84	2

Таблиця 4.5. Результати розрахунку середньої лінії лопаті робочого колеса в плані

№ ТОЧ- КИ	$\beta_i = \arcsin \frac{c_{im}}{w_{i\infty}}$	$B_i = \frac{1}{R_i \cdot \operatorname{tg} \beta_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$		$\Delta \varphi_i = \frac{180}{\pi} \times$ $\times \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R$	$\varphi_i = \frac{180}{\pi} \cdot \sum_1^i \Delta \varphi_i$	$R_i,$ м
1	20,99	74,50	70,66		0	0	0,0350
<i>a</i>	21,52	66,82		63,49		12,03	12,03
<i>б</i>	22,11	60,16	57,23			10,81	22,84
<i>в</i>	22,76	54,30		51,69		9,74	32,58
<i>г</i>	23,50	49,09	46,73			8,80	41,39
<i>д</i>	24,33	44,38		42,24		7,96	49,34
<i>e</i>	25,28	40,10	38,13			7,19	56,53
<i>жс</i>	26,38	36,16		34,32		6,49	63,03
<i>з</i>	27,66	32,49	30,76			5,84	68,87
<i>и</i>	29,17	29,04		27,39		5,24	74,11
2	30,99	25,75				4,66	78,77

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.

4.6. Розрахунок спірального відвідного каналу трапецієвидної форми

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

При профілюванні задано спосіб, відповідно до якого

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

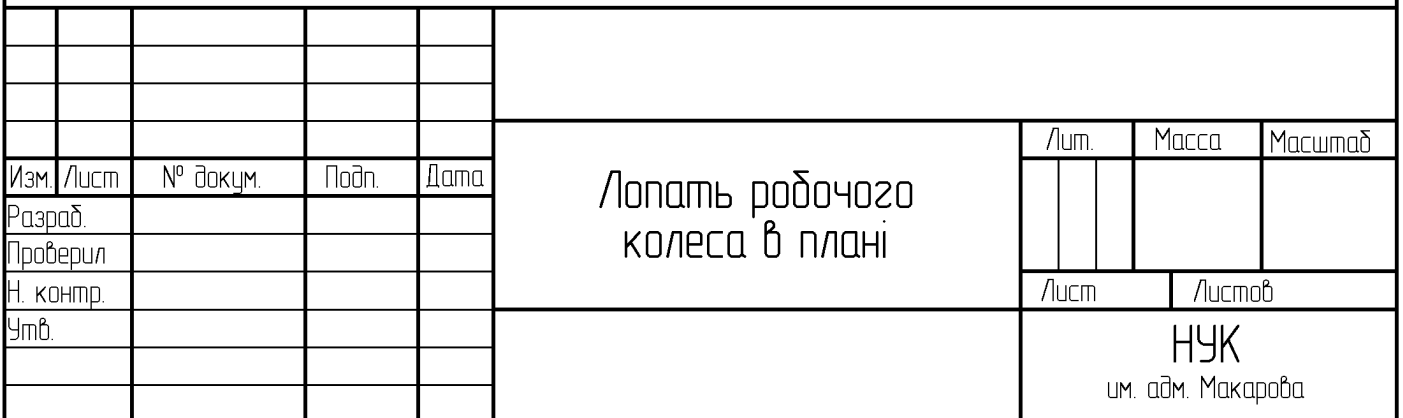
Розхід рідини через елементарну площадку поперечного перетину відводу знаходиться за формулою

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

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 $\alpha = 30...40^\circ$ [1]; приймаємо $\alpha = 30^\circ$.

					КРБ.142.52213.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		60



Розрахунок відвідного каналу виконується по восьми перетинах, відданих 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.

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

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

$$R_2 = \frac{0,1294}{2} = 0,0647 \text{ м.}$$

Тоді

$$R_3 = 1,03 \cdot 0,0647 = 0,067 \text{ м.}$$

Приріст радіусу

$$\Delta R = 0,075 \cdot 0,067 = 0,005 \text{ м.}$$

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

$$b_3 = b_2 + (0,02 \dots 0,05) \cdot D_2, \quad b_3 = 0,0107 + 0,03 \cdot 0,1294 = 0,014 \text{ м.}$$

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

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

					КРБ.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		62

$$R_{\text{я}} = R_3 + \Delta R, \quad R_{\text{я}} = 0,067 + 0,001 = 0,068 \text{ м.}$$

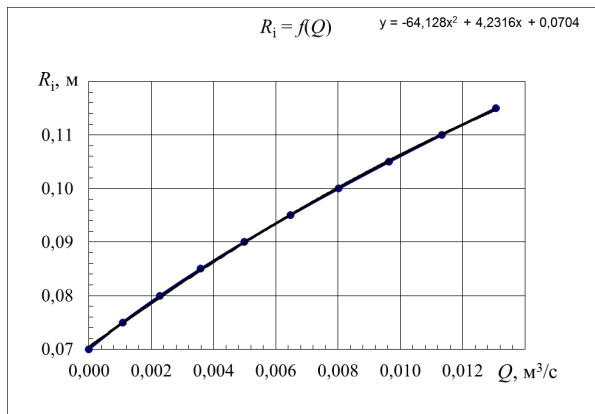


Рис. 4.5. Залежність внутрішнього радіусу спіральної поверхні відводу від розходу

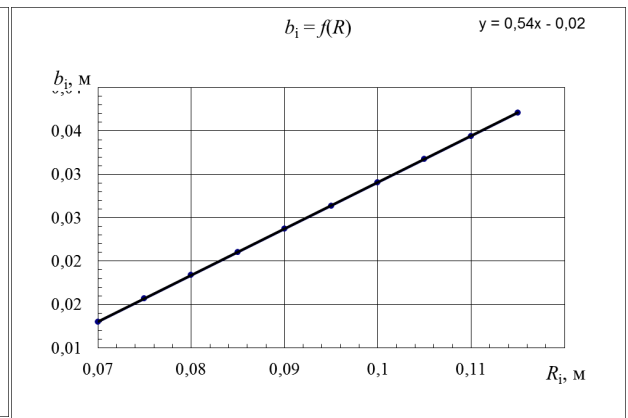


Рис. 4.6. Залежність максимальної ширини трапецієвидного каналу від радіусу спіральної поверхні відводу

Необхідні конструктивні значення спіральної поверхні відводу для побудови графіків на рис. 4.5 і 4.6 приведені в табл. 4.8, яка є вибіркою результатів розрахунків обчислених в табличній формі (табл. 4.6, 4.7).

Таблиця 4.6. 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.	0,067	R_3
		0,072	a
		0,077	b
		0,082	v
		0,087	z
		0,092	d
		0,097	e
		0,102	$ж$
		0,107	$з$
		0,112	$и$
		0,117	$к$
		0,122	$л$
		0,127	$м$
		0,132	$н$
		0,137	$о$
		0,142	$п$
		0,147	$р$
		0,014	b_3

Продовж. табл. 4.6

Параметр та оди- ниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
b_i , м	Проміжні максимальні значення ширин перетинів відвідного каналу на різних радіусах: $b_1 = b_3 + 2 \cdot (R_1 - R_3) \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$	0,017	<i>a</i>
		0,019	<i>б</i>
		0,022	<i>в</i>
		0,025	<i>г</i>
		0,027	<i>д</i>
		0,030	<i>e</i>
		0,033	<i>ж</i>
		0,035	<i>з</i>
		0,038	<i>и</i>
		0,041	<i>к</i>
		0,043	<i>л</i>
		0,046	<i>м</i>
		0,049	<i>н</i>
		0,051	<i>о</i>
		0,054	<i>п</i>
		0,057	<i>р</i>

Таблиця 4.7. Розрахунок розходу рідини через перетини каналу відводу

Перетини	$B_1 = \frac{b_1}{R_1}$	$\frac{B_1 + B_{i+1}}{2}$	$\Delta Q = \frac{L_T}{\omega} \cdot \frac{B_1 + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R,$ м ³ /с	$Q_{\Sigma} = \sum_1^i \Delta Q,$ м ³ /с
<i>B₃</i>	0,20896	0,2203	0,0000	0,0000
<i>a</i>	0,23164			
<i>б</i>	0,25138	0,2415	0,0011	0,0011
<i>в</i>	0,26871			
<i>г</i>	0,28405	0,2600	0,0012	0,0022
<i>д</i>	0,29772			
<i>e</i>	0,30998	0,2764	0,0013	0,0035
<i>ж</i>	0,32104			
<i>з</i>	0,33107	0,2909	0,0013	0,0048
<i>и</i>	0,3402			
<i>к</i>	0,34855	0,3039	0,0014	0,0062
<i>л</i>	0,35622			
<i>м</i>	0,36328	0,3155	0,0015	0,0077
<i>н</i>	0,36981			
		0,3261	0,0015	0,0092
		0,3356	0,0016	0,0107
		0,3444	0,0016	0,0124
		0,3524	0,0017	0,0140
		0,3598	0,0017	0,0157
		0,3787	0,0017	0,0174
		0,3875	0,0018	0,0192

В табл. 4.7 відмічаємо строку зі значенням розходу рідини через спіральний відвід, яке не перевищує більше ніж на 10 % від заданого в зав-

данні значення розходу. В нашому випадку табличне значення $Q = 0,0140 \text{ м}^3/\text{с}$ перевищує заданий $0,0139 \text{ м}^3/\text{с}$ менше, ніж на 1 %. Тож його відмічаємо як граничне. Результати розрахунків значень розходів, радіусів і ширин з табл. 4.6 і 4.7 переносяться в табл. 4.8 до виділеного значення Q .

Таблиця 4.8. Результати розрахунку

Перетини	Q , $\text{м}^3/\text{с}$	R_i , м	b_i , м
0	0,0000	0,07	0,0130
a	0,0011	0,075	0,0157
b	0,0023	0,08	0,0184
в	0,0036	0,085	0,0210
г	0,0050	0,09	0,0237
д	0,0065	0,095	0,0264
e	0,0080	0,1	0,0291
ж	0,0096	0,105	0,0317
з	0,0113	0,11	0,0344
и	0,0131	0,115	0,0371
к	0,0149	0,12	0,0398

Таблиця 4.9. Розміри поперечних перетинів відводу для різних кутів обхвату

φ_i	0°	45°	90°	135°	180°	225°	270°	315°	360°
R_φ , мм	70	78	85	92	98	104	110	115	119
b_φ , мм	18,0	22,1	26,0	29,7	33,1	36,2	39,2	41,9	44,3
h_φ , мм	1	9	16	23	29	35	40	45	50

За даними табл. 4.9 будуються контури перетинів спірального відводу в масштабі для вибраних кутів обхвату φ (далі приведений ескіз).

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

Для завершення побудови внутрішнього контуру спірального відводу в плані необхідно мати конструктивні параметри профілю відвідного дифузора. Дифузор слугує для сполучення спірального каналу з відвідним трубо-

проводом. 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. 4.8.

$$\rho_{360} = \sqrt{\frac{(0,120 - 0,07) \cdot (0,03978 + 0,014)}{2 \cdot 3,14}} = 0,0205 \text{ м.}$$

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

Приймаємо $c_{тр} = 4$ м/с.

Радіус кінцевого перетину дифузору визначається за формулою

$$R_{тр} = \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot c_{тр}}}, \quad R_{\delta\delta} = \sqrt{\frac{0,0139}{3,14 \cdot 4}} = 0,0333 \text{ м.}$$

Кут розкриття дифузора σ приймається згідно рекомендації [1] $8 \dots 12$ градусів, щоб забезпечити безвідривну течію рідини; приймаємо $\sigma = 9^\circ$.

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

$$L_d = \frac{R_{тр} - \rho_{360}}{\operatorname{tg} \frac{\sigma}{2}}, \quad L_a = \frac{0,0333 - 0,0205}{\operatorname{tg} \frac{9}{2}} = 0,163 \text{ м.}$$

Рекомендується, щоб довжина дифузора не перевищувала $1,5$ максимального діаметру відводу. В даному випадку він рівний 238 мм, а довжина дифузора 163 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.

					КРБ.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		66

4.7. Оцінка допустимої висоти всмоктування насосу

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$\lambda_{\text{ш}} = 1,2 \cdot \frac{4,68}{12,83} + (0,07 + 0,42 \cdot \frac{4,68}{12,83}) \cdot (0,15 - 0,615) = 0,34,$$

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

$$\Delta I_{\text{ед}} = 0,34 \cdot \frac{(366,3 \cdot 0,07)^2}{8} + \frac{4,68^2}{2} \cdot (0,34 + 1,2) = 44,81 \text{ м}^2/\text{с}^2.$$

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

$$H_{\text{апа}} = \frac{1}{9,8} \cdot \left(\frac{100000 - 2338}{995,61} - 1,1 \cdot 44,81 - 4 \right) = 3,66 \text{ м}.$$

					КРБ.142.52213.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		68

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

4.8. Опис конструкції насоса

Даний насос можна класифікувати за наступними ознаками:

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

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

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

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

На валу є бронзова втулка, яка запобігає витирання ротора об сальник. Вал виготовлений у вигляді ряду співвісних циліндрів різного діаметру, на яких кріпляться колесо, захисна втулка і підшипники. На стороні валу, протилежній колесу, виконано шпонковий паз, призначений для фіксації муфти, яка сполучає насос з приводом.

Нерухомі елементи насоса складаються з корпусу, який об'єднує такі елементи насоса, як: вхідний патрубок, спіральний відвід і камеру, в якій обертається робоче колесо. На вхідному патрубку виконаний приєднувальний фланець для прикріплення всмоктуючого трубопроводу, а на кінці спірального відводу – фланець для з'єднання з нагнітальним трубопроводом. З боку переднього диска колеса в корпусі сформовано щілинне ущільнення, що складається з ущільнюючого кільця, яке охоплює з мінімальним зазором

					КРБ.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		69

циліндровий виступ переднього покривного диска колеса. У корпусі виконані отвори в стінці вхідного патрубку і в стінці відвідного каналу. Отвори заглушені пробками і можуть використовуватися для зливу води з насоса, для випуску повітря при його заливці перед роботою і для приєднання манометрів. Корпус з боку заднього диска колеса закритий кришкою корпусу, яка утворює разом з ним камеру, в якій обертається робоче колесо. Через центр круглої кришки проходить канал для валу ротора, в якому також розміщується сальникове ущільнення. З боку колеса в отвір кришки вставлена упорна кришка сальника.

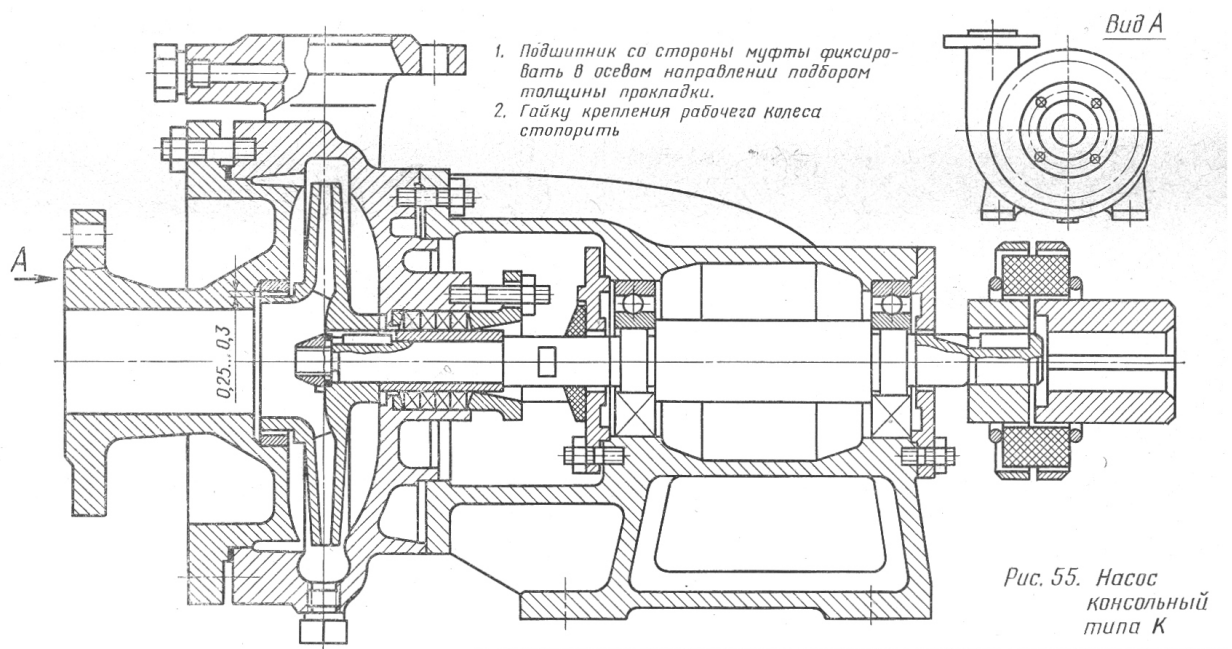


Рис. 4.7. Відцентровий насос

Сальникове ущільнення складається з сальникового набивки. Сальникова набивка підтискається. Кришка сальникового ущільнення виконана з двох частин, що забезпечує її розбирання і витягання з ліхтаря без розбирання насоса при поточному ремонті сальникового ущільнення.

Кришка корпусу притискається до корпусу ліхтарем насоса. Ліхтар є проміжковою частиною, яка забезпечує з'єднання корпусу насоса з корпусом підшипникових опор. У ліхтарі виконано бічне вікно, яке забезпечує доступ до сальникового ущільнення. Через вікно також забезпечується видалення води, яка протікає назовні через сальник при роботі насоса.

У корпусі підшипників розміщуються два підшипники. Підшипник з боку колеса затиснений в корпусі і на валу насоса. Підшипник з протилежно-

го боку затиснений на валу, але може переміщатися уздовж вісі розточки корпусу для компенсації теплового подовження валу. Підшипники змащуються рідким маслом, яке заливається через отвір у верхній частині корпусу підшипників. Для запобігання витіканню масла в кришках встановлені фетрові кільця. Для запобігання попаданню води в підшипники з боку колеса встановлений відбійник.

При роботі насосу рідина поступає в колесо через всмоктуючий патрубок, а виходить з нього через щілину між двома дисками на зовнішньому діаметрі колеса. Рідина, яка вилітає з диска, збирається спіралевидним відводом, який охоплює колесо по периметру. З відводу рідина поступає в нагнітальний патрубок, звідки прямує до споживача. Для того, щоб насос почав працювати, його колесо і всмоктуючий канал повинні бути повністю заповнені водою. При обертанні колеса вода, яка знаходиться в міжлопатевих каналах, буде залучена лопатками в окружний рух. Відцентрова сила, яка виникає при цьому, переміщатиме частинки по радіусу при одночасному обертальному русі. У зв'язку з видаленням з міжлопатевих каналів колеса порцій рідини під дією описаного процесу, у вхідній частині колеса виникає область зниженого тиску. В цю область зі всмоктуючого патрубку переміщатимуться нові порції рідини під дією більш високого тиску у всмоктуючому патрубку, ніж у вхідній області колеса. Цей процес відбувається безперервно. Порції рідини в колесі під впливом робочих лопаток отримують кінетичну енергію і відповідно збільшують свою абсолютну швидкість. У відносному русі по каналах колеса ці порції переміщаються від менших поперечних перетинів каналів до більших, що викликає зменшення відносної швидкості руху порцій при одночасному збільшенні їх абсолютної швидкості. Порції рідини, які вилітають з колеса, продовжують уповільнювати свою швидкість, вже в абсолютному русі, із-за переміщення по каналу, перетин якого розширюється у напрямку руху потоку рідини. Уповільнення швидкості течії, відповідно до законів гідромеханіки, супроводжується зростанням тиску рідини або перетворенням кінетичної енергії в потенційну. В результаті на виході з насоса споживач отримує потік із заданим надмірним тиском і порівняно низькою

					КРБ.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		71

швидкістю, прийнятною для використання в системах, де застосовуються такі насоси.

4.9. Висновки по розділу

Результати розрахунку підтвердили можливість застосування відцентрового насосу для системи охолодження двигуна Yanmar 6EY18L. На підставі розрахунку визначені основні конструктивні розміри насосу з можливими відхиленнями, які несуттєві для проведення компоновочного конструювання.

Спроектований відцентровий насос має розхід рідини $Q = 50 \text{ м}^3/\text{год}$, яку спроможний всмоктувати з висоти 3,66 м. ККД насосу $\eta = 0,71$ (що допустиме для таких насосів). Насос має привод від електродвигуна і споживає 5,7 кВт енергії при 3500 об/хв. На виході з насосу рідина має швидкість 4 м/с.

					КРБ.142.5221з.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		72

РОЗДІЛ 5

Розрахунок і розробка принципових схем систем двигуна Yanmar 6EY18ALW

5.1. Паливна система

Призначення паливної системи – забезпечувати виконання наступних технологічних процедур:

- приймання й зберігання палива на судні;
- попередня обробка палива, що включає його підігрів, відстоювання, сепарування й фільтрацію;
- подача палива до дизелів і котла.

Принципова схема суднової паливної системи представлена на рис. 5.1.

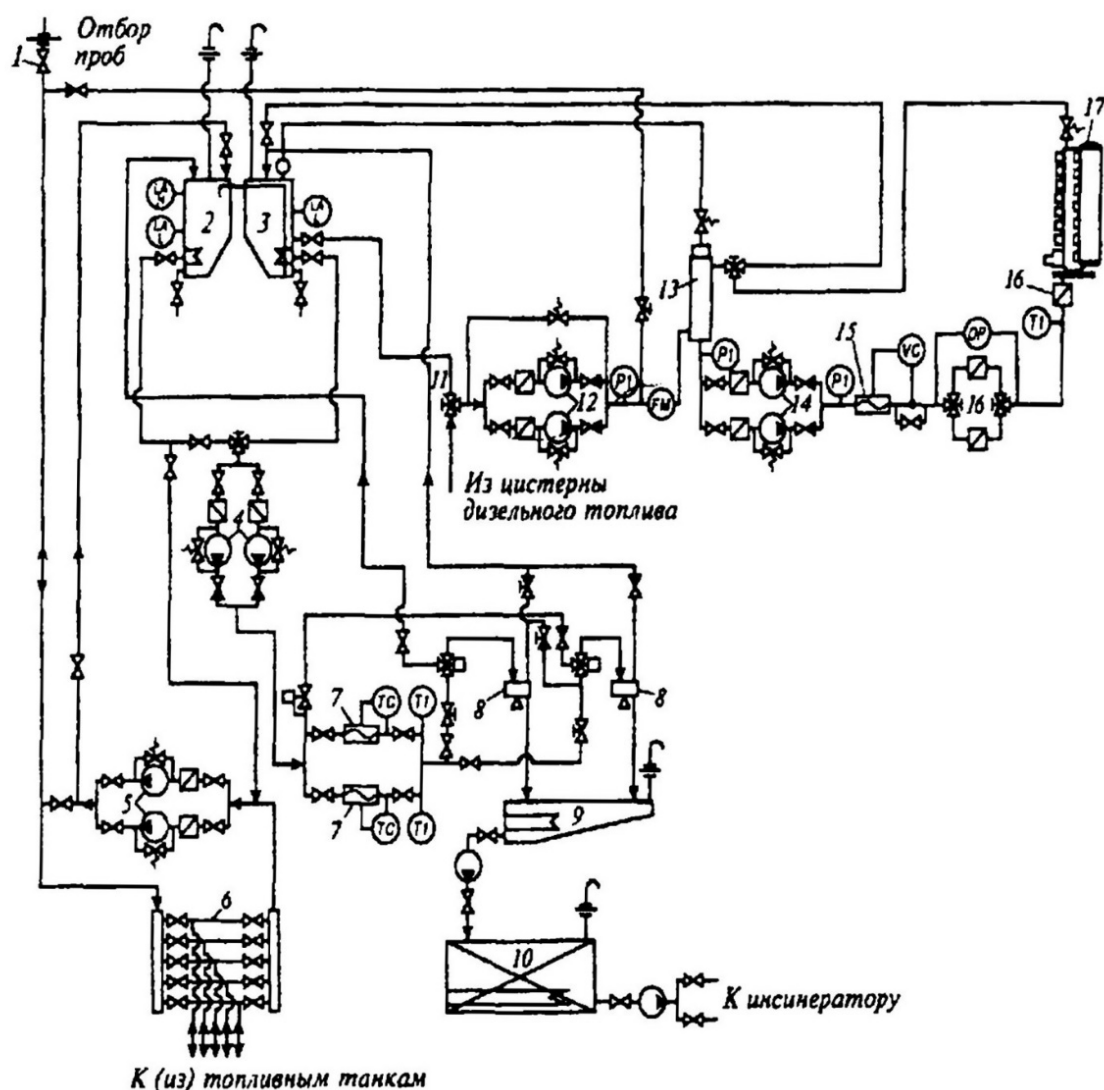


Рис. 5.1. Суднова паливна система

					КРБ.142.5221з.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		73

LN – реле рівня (Н – верхнього, L – нижнього); TS – терморегулятор; T₁ – термодатчик; P₁ – датчик тиску; FM – витратомір; VC – віскозиметр.

1 – заправний клапан; 2,3 – відстійна цистерна; 4, 5 – паливоперекуючі насоси; 6 – клапанна коробка; 7 – підігрівач; 8 – сепаратор; 9 – цистерна збору палива зі шламом; 10 – цистерна збору відходів палива; 11 – триходовий кран; 12 – насос, що підкачує; 13 – змішувальна цистерна; 14 – циркуляційні насоси; 15 – віскозиметр; 16 – фільтр тонкого очищення; 17 – двигун

Приймання палива на судно в процесі бункерування здійснюється через розташований на палубі прийомний патрубок, постачений пристроєм для відбору проби. Танки запасу звичайно розташовуються в подвійному дні. Число вільних танків повинне бути достатнім для того, щоб уникнути змішування бункеруемого палива із прийнятим раніше паливом і, тим самим, виключити можливі явища втрати стабільності й несумісності палив.

Для зберігання палив високої в'язкості й з високою температурою застосування бажане використовувати танки, розташовані в поперечній площині судна, що мають значно меншу поверхню зіткнення з водою й обшивкою корпусу судна, що і є менш вилученими від топлівоперекачуючого насоса. Усі танки подвійного дна, призначені для важкого палива, повинні бути обладнані змійовиками парового обігріву, який необхідний для підтримки необхідної температури палива. Остання повинна бути, принаймні, на 10°C вище температури, що забезпечує в'язкість, достатню для перекачування. Слід уникати підтримки в танках більш високих температур, так само як і їхніх кидків, тому що це викликає інтенсивне шламообразование, утвор на поверхнях, що гріють, вуглцевих відкладань. Крім того, можлива невиправдана витрата енергії. Щоб уникнути обводнювання палива слід уникати використання паливних танків під баласт. Необхідно також стежити за станом змійовиків обігріву - відсутністю в них свищів, що приводять до обводнювання палив, що перебувають у танках.

Приймання палива на судно здійснюється через клапан 1. Щоб запобігти застивання палива в трубопроводах, останні обладнають паровими або електричними супутниками. Топлівоперекачуючі насоси 5 - звичайно гвинтового типу. Щоб уникнути ушкодження перед ними встановлюють фільтри грубого очищення з розмірами вічка 0,5...0,3 мм.

Клапанна коробка 6 забезпечує можливість перемикання з одного танка на інший. Насосами 5 паливо подається у відстійну цистерну 2, обладнану змішувачем парового підігріву й датчиками верхнього й нижнього рівнів. З відстійної цистерни паливо направляється до насосів 4, підігрівникам 7 і сепараторам 8. Шлам із сепараторів надходить у цистерну 9, а цистерна 10 служить для збору відходів палива або їх спалювання в інсинераторе. Очищене паливо надходить у видаткову цистерну 3, також обладнану паровим обігрівачем, спуском відстою й датчиком нижнього рівня.

Щоб уникнути переповнення в цистерні передбачена переливна труба, що веде у відстійну цистерну. З видаткової цистерни паливо надходить до триходового крана 11, за допомогою якого надається можливість перемикатися з важкого палива на дизельне й навпаки. Далі паливо направляється до насосів, що підкачують, 12, службовцем для підняття тиску в системі до 0,4...0,5 МПа. Це необхідно, тому що з ростом тиску піднімається температура кипіння палива, що, у свою чергу, дозволяє уникнути скипання палива в контурі циркуляції при його нагріванні перед двигуном до температур 130...150 °С. При скипанні, а воно відбувається при атмосферному тиску, неминуче інтенсивне паро- і газоутворення, що викликає порушення в роботі циркуляційних насосів 14, зокрема, їх кавітаційні ушкодження. Одночасно відбувається втрата, разом з газами, легких фракцій. Цим пояснюється те, що на судах нової будівлі, на яких передбачається робота двигунів на паливах з в'язкістю вище 180 сСт, наявність насосів, що підкачують, є обов'язковим. Від насосів 12 паливо направляється в змішувальну цистерну 13, у якій, при переході з одного виду палива на інший, відбувається їхнє змішування, при якому забезпечується м'який перехід з легкого холодного палива на гаряче важке й навпаки. Потрібно мати на

					КРБ.142.5221з.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		75

увазі, що, якби мав місце різкий перехід, то могло б відбутися заклинювання плунжерних пар паливних насосів.

За цистерною встановлені циркуляційні насоси 14, підігрівник з віскозиметром 15 і безпосередньо перед двигуном 17 фільтри тонкого очищення 16. Повернення палива від двигуна здійснюється в цистерну в змішувальну цистерну 13 або видаткову цистерну 3. Наявність контуру рециркуляції «змішувальна цистерна - циркуляційні насоси - підігрівник - фільтр - дизель - цистерна» забезпечує прокачування в ньому гарячого палива при короткочасній зупинці двигуна щоб уникнути його застигання в трубах. Це необхідно, тому що при припиненні подачі палива до дизеля або істотному скороченні його вступу припиниться і його підігрів, а це вже приведе до росту в'язкості палива й наступним можливим наслідкам:

- погіршенню пускових властивостей дизеля;
- ушкодженню ПНВТ і їх привода.

Циркуляційні насоси 14 зупиняють лише при тривалій стоянці, але тоді система паливоподачі повинна бути попередньо звільнена від важкого палива шляхом попереднього (перед зупинкою) перемикавання на дизельне паливо. При цьому, однак, треба мати на увазі, що при змішуванні в циркуляційній цистерні дизельного й важкого палива (а цього не уникнути в перший період після перемикавання) можлива втрата стабільності суміші, обумовлена несумісністю палив. Це може викликати лако- і нагарообразование в паливній апаратурі, задири прецизійних елементів, погане згоряння палива й забруднення випускного тракту.

При відсутності змішувальної цистерни й системи рециркуляції переводити дизель із одного сорту палива на інший впливає обережно, попередньо знизивши навантаження до 75% від повного навантаження, по можливості знизивши температури палив.

Експлуатація паливної системи повинна зводитися до виконання наступних заходів:

1. Підтримка необхідних температур палива в танках запасу й у трубопроводах на всьому шляху проходження палива до двигунів.

					КРБ.142.5221з.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		76

2. Контроль над рівнем палива у відстійних і видаткових цистернах, періодичний випуск із них відстою.
3. Контроль над чистотою фільтрів (шляхом контролю перепаду тиску на них).
4. Контроль над роботою сепараторів, що запобігає переповнення грязьового простору й поява води в очищеному паливі. Вихідне із сепаратора паливо рекомендується періодично брати на аналіз.

Схема паливної система двигуна Yanmar 6EY18ALW представлена на рис. 5.2.

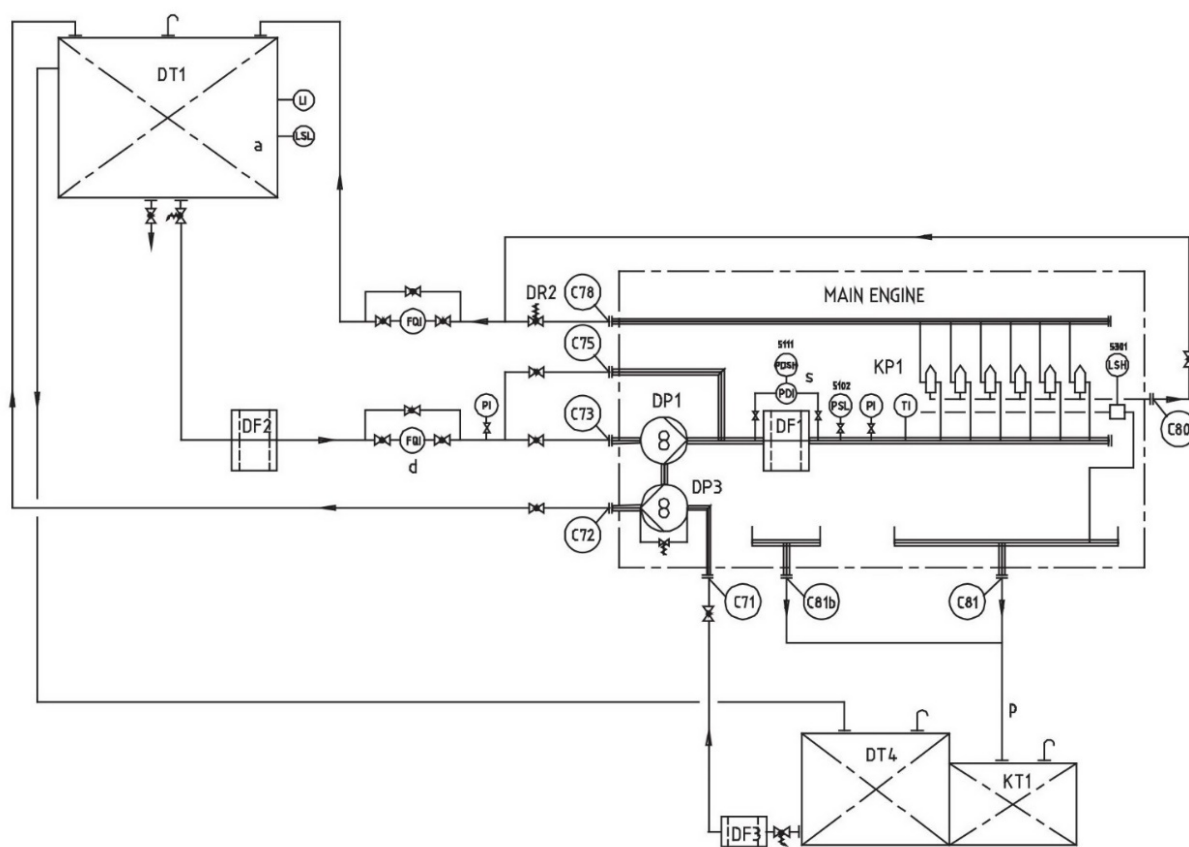


Рис. 5.2. Схема паливної система двигуна Yanmar 6EY18ALW:

DF1 – фільтр тонкого очищення палива (дуплексний фільтр); DF2 – фільтр попереднього очищення палива (дуплексний фільтр); DF3 – фільтр грубого очищення палива; DP1 – живильний насос дизеля; DP3 – перекачувальний насос; DR2 – клапан регулювання тиску палива; DT1 – видатковий бак, мінімум 1 м над рівнем колінчатого валу; DT4 – бак дизельного палива; KP1 – паливний насос; KT1 – зливальний паливний бак. З'єднуючі точки: C71 – палива на вході; C72 – вихід палива; C73 – палива на вході; C75 – з'єднання до

резервного насоса; C78 – вихід палива; C80 – злив палива; C81 – злив палива; C81b – до фільтра PAN; FQI – вимірник потоку (витратомір); LI – індикатор рівня; LSH – реле верхнього рівня; LSL – реле нижнього рівня; PDI – диференціальний індикатор тиску; PDSH – диференціальне реле високого тиску; PI – індикатор тиску; PSL – реле низького тиску; TI – індикатор температури

Розрахункова частина

Циклова подача палива:

$$g_{\text{ц}} = \frac{g_e N_e \tau}{120 n_{\text{дв}} i} \text{ г/цикл,}$$

де $g_e = 0,2081 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}$ – питома витрата палива;

$N_e = 800 \text{ кВт}$ – потужність двигуна;

$\tau = 4$ – коефіцієнт тактності;

$n = 1000 \text{ об/хв}$ – частота обертання колінчатого валу;

$i = 6$ – кількість циліндрів.

$$g_{\text{ц}} = \frac{0,2081 \cdot 800 \cdot 4}{120 \cdot 1000 \cdot 6} = 9,25 \cdot 10^{-4} \text{ г/цикл.}$$

Запас палива

$$G_{\text{тт}} = [K_{\text{м}} (g_e N_e)] \cdot 10^{-3}, \text{ т}$$

де $K_{\text{м}} = 1,1 - 1,2$ – коефіцієнт, який враховує можливе збільшення витрати палива;

$\tau = 20$ – час ходового режиму, годин;

$$G_{\text{ц}} = [1,1 \cdot (0,2081 \cdot 800)] \cdot 20 \cdot 10^{-3} = 3,7 \text{ т.}$$

Об'єм витратної цистерни

$$V = (G_{\text{ц}} / \rho_{\text{п}}) K_1 K_2 \cdot 10^3, \text{ м}^3.$$

де $\rho_{\text{п}} = 830 \text{ кг/м}^3$ – густина палива;

$K_1 = 1,01 \dots 1,05$ – коефіцієнт захранення цистерни;

$K_2 = 1,03 \dots 1,05$ – коефіцієнт, який враховує мертвий об'єм цистерни.

$$V = \frac{3,7}{830} \cdot 1,01 \cdot 1,03 \cdot 10^3 = 4,6 \text{ м}^3.$$

					КРБ.142.5221з.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		78

Продуктивність паливopідкачуючого насоса (ППН):

$$W_{\text{пн}} = K_3 N_e g_e / \rho_{\text{п}}, \text{ м}^3 / \text{год},$$

де $K_3 = 1,5 \dots 2$ – коефіцієнт запасу подачі палива.

$$W_{\text{пн}} = \frac{1,5 \cdot 800 \cdot 0,2081}{830} = 0,3 \text{ м}^3 / \text{год}.$$

Потужність привода ППН:

$$N = W_{\text{пн}} p K_4 \cdot 10^3 / (3600 \eta), \text{ кВт},$$

де $p = 0,5 \text{ МПа}$ – тиск нагнітання;

$K_4 = 1,1 \dots 1,5$ – коефіцієнт запасу потужності;

$\eta = 0,6 \dots 0,7$ – ККД ППН.

$$N = \frac{0,3 \cdot 0,5 \cdot 1,5}{3600 \cdot 0,7} \cdot 10^3 = 8,9 \text{ кВт}$$

Площа поверхні фільтруючих елементів:

$$F_{\text{ф}} = W_{\text{пн}} / (3600 \nu_{\text{т}} K_{\text{ж.п}}) \text{ м}^2,$$

де $\nu_{\text{т}} = 0,02 \dots 0,05 \text{ м/с}$ – швидкість фільтрації;

$K_{\text{ж.п}} = 0,2 \dots 0,3$ – коефіцієнт живого перетину.

$$F_{\text{ф}} = \frac{0,3}{3600 \cdot 0,02 \cdot 0,2} = 0,02 \text{ м}^2.$$

5.2. Масляна система

В масляній системі дизеля (рис. 5.3) циліндрове масло зберігається в цистерні запасу, звідки через фільтр подається електроприводним або ручним насосом у видаткову цистерну, що є одночасно й напірною.

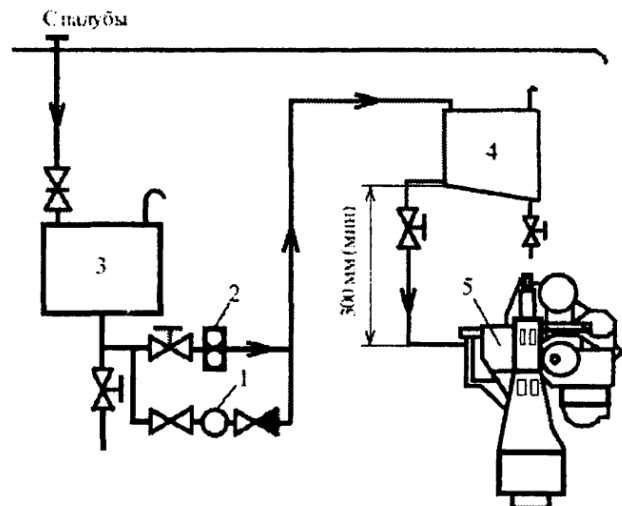


Рис. 5.3. Система подачі циліндрового масла до двигуна: 1 – ручний (аварійний) насос; 2 – електроприводний насос; 3, 4 – запасна й видаткові цистерни циліндрового масла; 5 – двигун

Ця цистерна оснащена показчиками верхнього й нижнього рівнів масла. Із цистерни масло самопливом надходить на поповнення навішаних на дизель насосів (лубрикаторов), які забезпечують строго дозовану подачу масла на поверхню циліндрів через штуцера, вкручені в отвори у втулках

Масло що подається витрачається на змащення робочих поверхонь циліндрів, поршневих кілець, поршнів. Масло, що розподіляється поршнем тонкою плівкою по поверхні циліндра, виконуючи функцію поділу третьових поверхонь, одночасно нагрівається, зазнає впливу гарячих агресивних продуктів згоряння й повітря, більших теплових потоків з боку поршня. В результаті окисних процесів у ньому утворюються органічні кислоти, масло насичується неорганічними кислотами, сажею та ін. Більша частина масла, що особливо перебуває на верхній поверхні циліндра, випаровується. Пари масла дифузують у повітря й згоряють або несуться з випускними газами у випускний тракт. Інша частина масла, що стала більш густою, що й увібрала в себе продукти старіння, частково скидається поршневими кільцями в подпоршневі порожнини, частково залишається на стінках циліндра й поршнів, перетворюючись у лаки й нагари.

В циркуляційній системі змащення дизеля (рис. 5.4) масло із циркуляційної цистерни, відділеної від днищового набору й у торцях коффердамом, через прийомну сітку забирається автономним масляним насосом.

Від насоса масло надходить до термостатичного клапана й маслоохолоджувача або минаючи його до фільтра (насос, фільтр і маслоохолоджувач обов'язково резервують). Від фільтрів масло надходить у дизель, де розподіляється на змазування й охолодження внутрішньою системою змазування. З дизеля масло стікає в розташовану під ним стічну циркуляційну цистерну, яка теж резервується. Крім стічно-циркуляційних цистерн, для заповнення втрат масла в дизелі передбачені цистерни запасу свіжого масла, для зберігання й

					КРБ.142.5221з.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		80

сепарації, масла яке відробило – цистерна для брудного масла. Є так само цистерни циліндрового масла й масла для ГТК. Сепаратори масла, що забезпечують більш тонке очищення, включені байпасно. Масло на сепарацію забирається навішаним на сепаратор насосом із циркуляційної цистерни або із цистерни брудного масла, куди воно може подаватися головним масляним насосом. Цим же насосом можна подавати брудне масло на палубу (видаватися на берег). Відсепароване масло другим навішаним насосом повертається в циркуляційну цистерну.

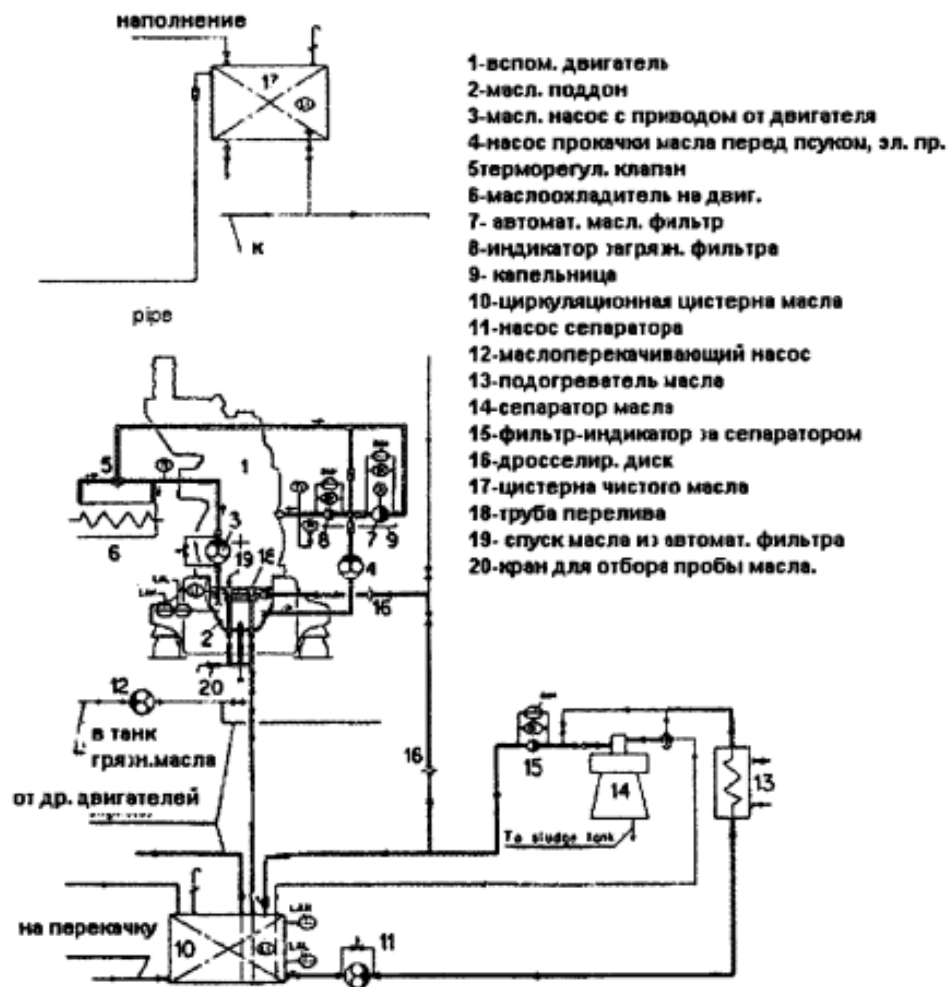


Рис. 5.4. Циркуляційна система змащення

Роботу системи контролюють за показниками контрольно-вимірювальних приладів. В першу чергу необхідно стежити за тиском у системі: якщо воно, опускаючись, підходить до небезпечної межі, необхідно негайно знизити навантаження й частоту обертання до малого ходу, одержати, дозвіл і зупинити дизель.

Перегрів підшипників контролюють по температурі картерних лючоків, а після розкриття картера перевіряють масло, що перебуває в ньому, а також масляний фільтр на можливу наявність блискіток білого металу підшипникового сплаву.

Важливо також стежити за температурою масла на вході в дизель і виході з нього. В дизелях температура на виході звичайно підтримується на рівні 60...65°C, у форсованих СОД вона становить 75...78°C.

Особливу увагу потрібно обертати на температуру й характер струменя масла, що випливає з поршнів. Якщо при виході з поршня (або декількох поршнів) струмінь масла зменшується й температура росте, це може привести до перегріву поршня й відкладанню на ньому асфальтосмолистих продуктів, що перешкоджають тепловідводу. У цьому випадку необхідно знизити навантаження циліндра й по прибуттю в порт очистити внутрішні порожнини головки поршня. Важливими показниками є також перепади тиску на фільтрах і температури в маслоохолоджувачах. При потраплянні води в циркуляційне масло звичайно на оглядових стеклах з'являється роса, масло стає молочного виду.

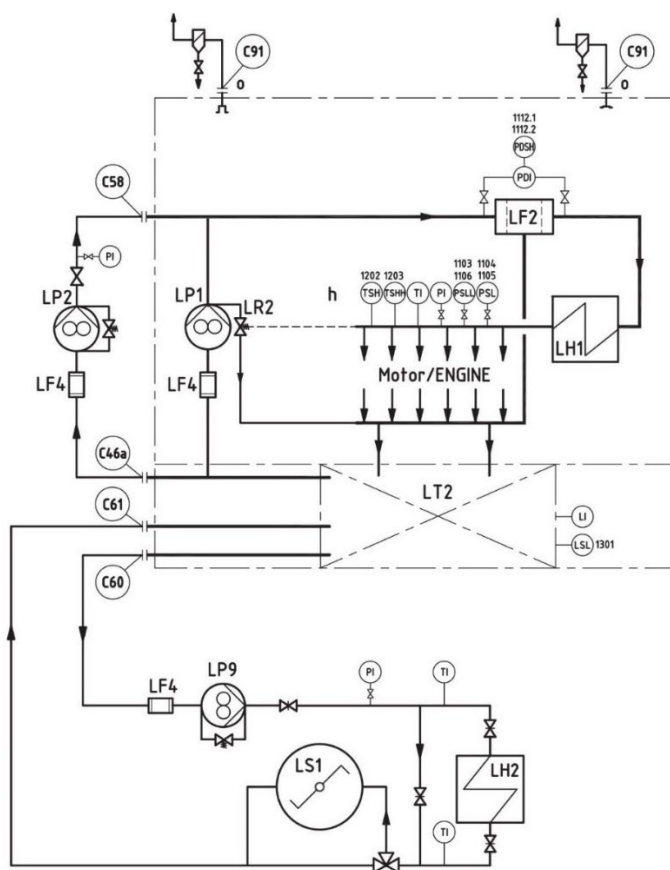


Рис. 5.5. Система змащення двигуна Yanmar 6EY18ALW

Позначення на рис. 5.5: LF2 - автоматичний фільтр мастила; LF4 - усмоктувальний фільтр; LH1 - охолоджувач мастила; LH2 - підігрівник мастила; LP1 - силовий насос мастила; LP2 - резервні насоси мастила; LP9 - насос до сепаратора; LR2 - клапан регулювання тиску; LS1 - сепаратор мастила; LT2 - масляний піддон; LI - Індикатор рівня; LSH -реле високого рівня; LSL - реле низького рівня; PDI - диференціальний індикатор тиску; PDSH - диференціальне реле високого тиску; PI - індикатор тиску; PSL - реле низького тиску; PSL - реле низького тиску; TI - індикатор температури; TSH - термовимикач у лінії високого тиску; TSHH - термовимикач у лінії високого тиску

З'єднуючі точки на рис. 5.5: C46a - резервні насоси, на усмоктувальній стороні; C58 - нагнітальний насос, на стороні, що подає; C60 - Зв'язок сепаратора на стороні усмоктування; C61 - зв'язок сепаратора на стороні подачі або обходу фільтрів; C91 - вентиляції картера

Масло, яке використовується для змащення турбокомпресора, зберігається в цистерні запасу, звідки самопливом надходить у стічну цистерну й потім насосом через фільтр грубого очищення й холодильник з терморегулюючим клапаном подається в напірну цистерну. Щоб уникнути переповнення вона оснащена переливною трубою. З напірної цистерни через фільтр масло надходить на змазування турбокомпресора, звідки зливається в стічну цистерну. Система змазування редукторних передач аналогічна.

При експлуатації системи змащення турбокомпресора потрібно стежити за рівнем масла в напірній і циркуляційної цистернах. Його падіння може свідчити про порушення роботи лабіринтових ущільнень турбокомпресора або наявності протічек у системі. Потрібно також контролювати масло на вміст води. Її поява є ознакою течі корпусу турбокомпресора або холодильника, що в підсумку може привести до виходу з ладу підшипників, ушкодженням ротора та ін.

					КРБ.142.5221з.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		83

Розрахункова частина

1. Мощность главного двигателя, кВт $N_e = 800$
2. Удельный расход топлива, кг/(кВт*ч) $g_e = 0.2081$
3. Количество теплоты трения, отводимой маслом, кДж/ч
Доля теплоты трения, принята маслом
Лежит в диапазоне $\alpha_{тр}=0.4-0.45$, принимаем $\alpha_{тр} = 0.43$
Механический КПД двигателя $\eta_M = 0.84$

$$Q_{тр} = 3600 \cdot \alpha_{тр} \cdot N_e \cdot \left[\left(\frac{1}{\eta_M} \right) - 1 \right] = 3600 \cdot 0.43 \cdot 800 \cdot \left(\frac{1}{0.84} - 1 \right) = 235886.0$$
4. Проток в контуре масла для отвода теплоты трения, м³/ч
Теплоемкость, кДж/(кг*К) $c_M = 2.05$
Плотность, кг/м³ $\rho_M = 900$
Допустимая разность температур, °C $\Delta t_M = 10$

$$W_1 = \frac{Q_{тр}}{(c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M)} = \frac{235886.0}{2.05 \cdot 900 \cdot 10} = 12.79$$
5. Поток масла в контуре охлаждения поршней, м³/ч
Доля теплоты отводимая от поршней
Лежит в диапазоне $\alpha_{тр}=0.04-0.05$, принимаем $\alpha_{o.п} = 0.05$
Теплота сгорания топлива, кДж/ч
Лежит в диапазоне $Q_p=40000-43000$, принимаем $Q_p = 42664.4$
Теплота, отведенная от поршней, кДж/ч

$$Q_{o.п} = \alpha_{o.п} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_p = 0.05 \cdot 0.2081 \cdot 800 \cdot 42664.4 = 355138.5$$

$$W_2 = \frac{Q_{o.п}}{(c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M)} = \frac{355138.5}{2.05 \cdot 900 \cdot 10} = 19.25$$
6. Подача циркуляционного масляного насоса, м³/ч
Коэффициент запаса подачи $k_w = 1.667$

$$W_{MH} = k_w \cdot (W_1 + W_2) = 1.667 \cdot (12.79 + 19.25) = 53.41$$
7. Необходимый запас циркуляционного масла, кг
Кратность циркуляции, 1/ч $K_{ц} = 72$

Подача циркуляционного насоса, м³/ч

$$G_{\text{сист}} = \frac{W_{\text{МН}}}{K_{\text{Ц}}} = \frac{53.41}{72} = 0.742$$

$$G_{\text{ЦМ}} = G_{\text{сист}} \cdot \rho_{\text{М}} = 0.7418 \cdot 900 = 667.62$$

8. Коэффициент загромождения картера элементами конструкции $K_1 = 1.04$

Коэффициент учитывающий мертвый объем картера $K_2 = 1.05$

Вместимость картера для хранения запаса масла, м³

$$V_{\text{М}} = \frac{G_{\text{ЦМ}} \cdot K_1 \cdot K_2}{\rho_{\text{М}}} = \frac{667.62 \cdot 1.04 \cdot 1.05}{900} = 0.81$$

9. Рекомендуемое время работы самоочищающегося сепаратора в сутки, ч $\tau_{\text{с}} = 10$

Рекомендуемая частота сепарации масла, сут.⁻¹ $K = 2$

Суммарная пропускная способность сепараторов, м³

$$W_{\text{ПЗС}} = \frac{V_{\text{М}}}{\tau_{\text{с}}} \cdot K = \frac{0.81}{10} \cdot 2 = 0.162$$

10. Температура масла после подогревателя, °С $t_{2\text{М}} = 85$

Температура масла в картере, °С $t_{1\text{М}} = 45$

Коэффициент теплопередачи, кДж/(м²·ч·К) $K_{\text{ПН}} = 500$

Температура насыщенного пара, поступающего в подогреватель, °С $t_{\text{SM}} = 170$

Средняя разница температур между насыщенным паром и маслом, °С

$$\Delta t_{\text{М.}} = t_{\text{SM}} - \frac{t_{2\text{М}} + t_{1\text{М}}}{2} = 170 - \frac{85 + 45}{2} = 105$$

Количество одновременно работающих сепараторов $n_{\text{с}} = 1$

Коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности отложениями $k_3 = 1.2$

Площадь теплопередающей поверхности подогревателя масла перед сепаратором, м²

$$F_{\text{Пс}} = \frac{W_{\text{ПЗС}} \cdot c_{\text{М}} \cdot (t_{2\text{М}} - t_{1\text{М}}) \cdot \rho_{\text{М}}}{K_{\text{ПН}} \cdot \Delta t_{\text{М.}} \cdot n_{\text{с}}} \cdot k_3 = \frac{0.162 \cdot 2.05 \cdot (85 - 45) \cdot 900}{500 \cdot 105} \cdot 1.2 = 0.273$$

11. Мощность, потребляемая насосом, кВт

Напор насоса, м

$$H_H = 4$$

К.П.Д насоса

$$\eta_H = 0.75$$

$$N_{цн} = 0.272 \cdot \frac{W_{мн} \cdot H_H \cdot \rho_M}{\eta_H} \cdot 10^{-5} = 0.272 \cdot \frac{53.41 \cdot 4 \cdot 900}{0.75} \cdot 10^{-5} = 0.697$$

12. Площадь фильтрующей поверхности фильтра грубой очистки, м²

Скорость фильтрации, м/с

$$v_M = 0.05$$

Коэффициент живого сечения

$$K_{жс.} = 0.2$$

$$F_{фго} = \frac{W_{мн}}{3600 \cdot v_M \cdot K_{жс.}} = \frac{53.41}{3600 \cdot 0.05 \cdot 0.2} = 1.484$$

13. Удельная пропускная способность материала, из которого выполнен фильтрующий элемент, м³/(м²*ч)

$$q_{\phi} = 1.2$$

Площадь поверхности фильтра тонкой очистки, м²

$$F_{фто} = \frac{W_{мн}}{q_{\phi}} = 44.508$$

14. Коэффициент теплопередачи, кДж/(м²*ч*К)

$$k_{тп} = 1400$$

Коэффициент загрязнения холодильника

$$k_3 = 1.2$$

Температуры охлаждающей жидкости на входе и выходе из охладителя масла, °С

$$t_1 = 80 \quad t_2 = 95$$

Температурный напор, °С

$$\Delta t_H = \frac{t_{1м} + t_{2м}}{2} - \frac{t_1 - t_2}{2} = \frac{45 + 85}{2} - \frac{80 - 95}{2} = 72.5$$

Площадь теплопередающей поверхности маслоохладителя, м²

$$F_M = \frac{Q_{тр} + Q_{о.п}}{k_{тп} \cdot \Delta t_H} \cdot k_3 = 6.987$$

5.3. Система охолодження

Охолодження головних і допоміжних двигунів проводиться прісною водою. В системі циркулює постійна кількість води, яка після виходу із двигунів охолоджується в водоохолоджувачі, який прокачується забортною водою, й знову надходить у двигуни.

Тиск води в системі для кожної установки звичайно вказується в інструкції й становить 0,15...0,28 МПа. Підтримка заданого тиску виключає утворення застійних зон в окремих ділянках засорочкового простору дизеля. У системах охолодження передбачається автоматична сигналізація по зниженню тиску нижче заданого значення, а на деяких дизелях – автоматичний захист, що зупиняє дизель при зниженні тиску води межі, що нижче допускається.

Температура вхідної й вихідної води також вказується в інструкції й перебуває в наступних межах: на вході 50...70 °С, на виході 60...85 °С. В двигунах нового покоління підвищують температурний режим до 80...85 °С, що сприяє зниженню температурного перепаду в стінках і зменшенню теплових втрат. Температура вихідної води звичайно підтримується постійної. Підвищення або зниження температури води в порівнянні з рекомендованою може супроводжуватися збільшенням зношення втулок і поршневих кілець через погіршення умов змащення або корозійного зношування. Передбачається автоматична сигналізація по підвищенню температури води на виході з двигуна вище заданого значення.

Продуктивність насоса охолодження повинна бути достатньою для забезпечення необхідного відводу тепла при заданому температурному перепаді.

Системи охолодження обладнають, крім сигналізації, пристроєм для спостереження за протоком води.

Принципова схема системи охолодження двигунів показана на рис. 5.6. Допоміжні дизелі 7 охолоджуються від системи головного дизеля. Коли головний дизель не працює, допоміжні дизелі охолоджуються своєю автономною системою від портового насоса 4, (водоохолоджувачі допоміжних дизелів на

					КРБ.142.5221з.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		87

схемі не показані). Схема передбачає підігрів головного дизеля від допоміжних дизелів через клапан 10. Автоматичні регулювальні клапани 6 встановлюють на системах усіх сучасних суднових дизельних установок.

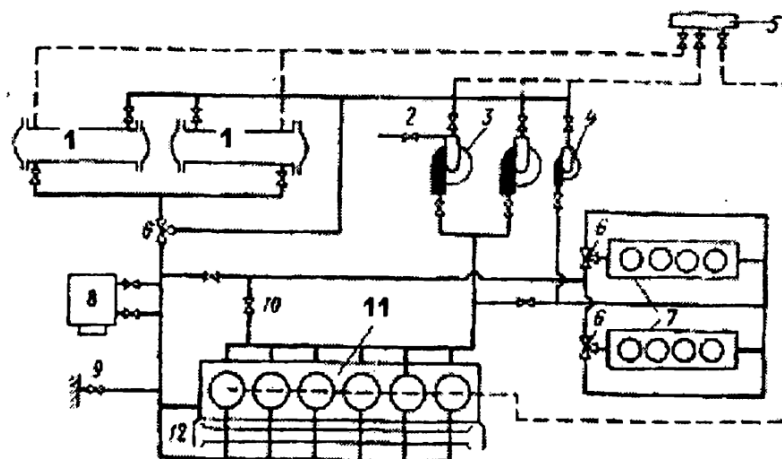


Рис. 5.6. Принципова схема системи охолодження прісною водою:

1 - водоохолоджувачі; 2 - підведення заборотної води для аварійного охолодження; 3 - охолодні насоси; 4 - портовий охолодний насос; 5 - розширювальна цистерна; 6 - автоматичні регулювальні клапани; 7 - допоміжні дизелі; 8 - опріснювач; 9 - відвід заборотної води; 10 - клапан для підігріву головного дизеля від допоміжних дизелів; 11 - головний дизель; 12 - відвід води від повітроохолоджувачів

В системі охолодження дизелів застосовують відцентрові насоси. Ці насоси мають високий ККД, прості по конструкції й забезпечують вільний прохід води при спорожнюванні системи. Передбачаються один робітник і один загальний резервний насос для прісної й заборотної води. В автоматизованих установках обов'язкова установка окремого резервного насоса прісної води.

Простота конструкції суттєво полегшує експлуатацію відцентрових насосів, яка зводиться до спостереження за роботою, заміні ущільнень і профілактичним оглядам підшипників, крилаток, вала й муфти зчеплення.

Пуск насоса проводиться при відкритому всмоктувальному клапані й закритому або злегка відкритому нагнітальному. Після пуску нагнітальний клапан відкривається, і продуктивність доводить до нормальної. Критеріями необхідної продуктивності служать тиску води в системі й температура води на

вході й виході. Якщо насос тривалий час не працював, то до його пуску слід переконатися у відсутності повітря в корпусі насоса, відкривши повітряний (пробний) кран. Крім того, слід повернути вал насоса вручну й переконатися в тому, що чепцеве ущільнення не затискає його й немає інших причин, що перешкоджають обертанню насоса. Крім безпосереднього спостереження за роботою насоса, слід звертати увагу й на показання амперметра. Збільшення сили струму за інших рівних умов звичайно свідчить про збільшення потужності тертя в насосі або моторі, а зменшення - про поломку крилатки насоса.

На судах застосовуються пластинчасті або трубчасті водоохолоджувачі. Ремонт і профілактика водоохолоджувача зводиться до очищення порожнин забортної води від бруду, заміні протекторних пластин і вальцюванню або глушінню трубок.

При плаванні в чистій воді рекомендується оглядати порожнини забортної води не рідше одного разу в рік. Огляд звичайно проводиться через оглядові лючки, до яких із внутрішньої сторони прикріплені протекторні пластини. Пластини, роз'їдені більш ніж на 50 %, повинні бути замінені. При плаванні в забрудненій воді й на мілководді рекомендується оглядати порожнини забортної води при збільшенні опору в охолоджувачі й при погіршенні теплообміну.

Відомо, що в процесі експлуатації тиск забортної води завжди нижче, чим прісної, і порушення щільності трубок охолоджувача визначається по збільшенню витoku прісної води.

На судах необмеженого району плавання в системі охолодження встановлюють два охолоджувачі.

Розширювальна цистерна. У системі охолодження дизеля прісною водою встановлюється розширювальна цистерна, яка служить для створення підпору на усмоктувальній стороні насосів, видалення повітря із системи й поповнення витоків, що мають місце в експлуатації.

Цистерну встановлюють вище верхньої крапки системи охолодження й з'єднують із нею трубопроводами у дві, трьох і іноді чотирьох місцях. Характерними ділянками є усмоктувальний трубопровід у насоса й верхня порож-

					КРБ.142.5221з.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		89

нина водоохолоджувача. На багатьох дизелях цистерна з'єднується трубопроводами з верхніми порожнинами кришок циліндрів, а іноді й з колектором вихідної охолодної води.

Експлуатація цистерни зводиться до її очищення, обліку кількості води, що додається в систему, і спостереженню за чистотою води. Облік води необхідний для своєчасного виявлення витоків води.

Система охолодження двигуна Yanmar 6EY18L представлена на рис. 5.7.

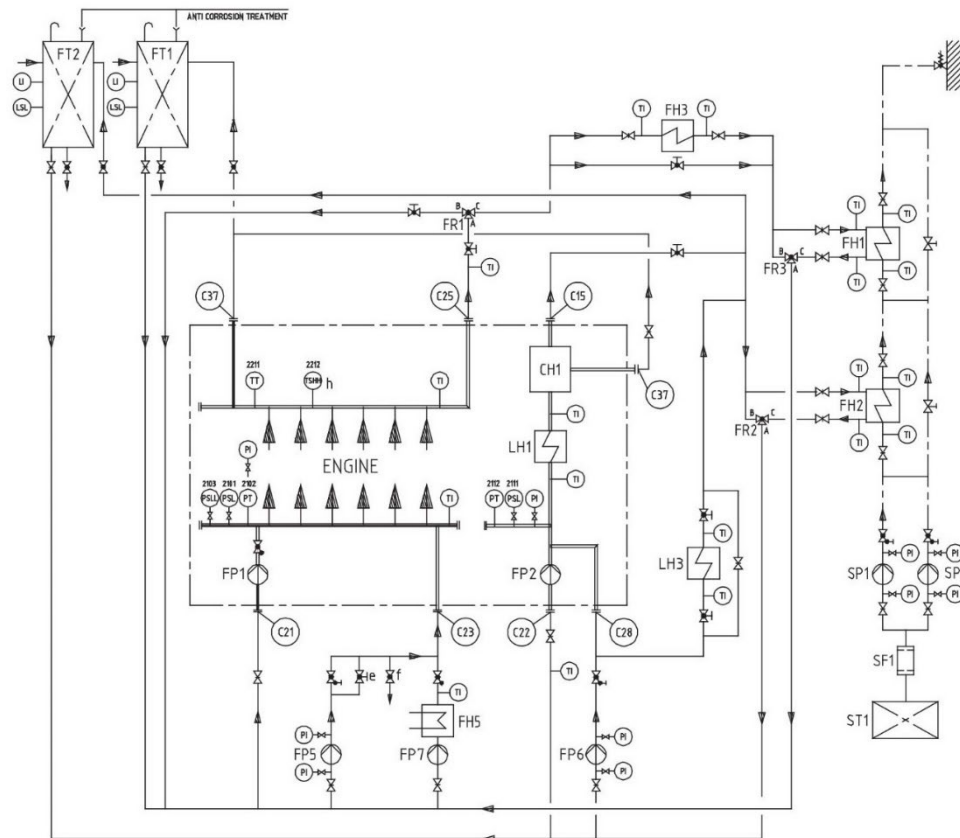


Рис. 5.7. Система охолодження двигуна Yanmar 6EY18ALW

Позначення на рис. 5.7:

CH1 - охолоджувач наддувочного повітря; CR1 - температурний регулюючий клапан наддувочного повітря; CR3 - датчик заряду температура повітря регулюючого клапана; DH3 - паливо - масляний радіатор для роботи МДО; FH1 - прісноводний охолоджувач НТ (високої температури); FH2 - прісноводний охолоджувач LT (низкою температури); FH3 - споживач тепла; FH5 - прісноводні підігрівники; FP1 - прісноводний насос (установлений на дви-

гуні) НТ; FP2 - прісноводний насос (установлений на двигуні) LT; FP5 - прісноводний резервний насос НТ; FP6 - прісноводний резервний насос LT; FP7 - насос підігріву; FR1 - датчик температури регулюючого вентиля НТ; FR2 - датчик температури регулюючого вентиля LT; FR3 - датчик температури теплоносія НТ; FT1 - бак-компенсатор НТ; FT2 - бак-компенсатор LT; LH1 - охолоджувач мастила; LH3 - охолоджувач мастила; SF1 - фільтр забортої води; SP1 - насос морської води; SP2 - резервний насос морської води; ST1 - резервуар морської води; LI - індикатор рівня; LSL - реле низького рівня; PI - індикатор тиску; PSL - реле низького тиску; PSI - вимикач по низькому тискові; PT - перетворювач тиску; TI - індикатор температури; TSHH - термовимикач висока високий тиску; TT - перетворювач температури (PT 100).

З'єднуючі точки на рис. 5.7: C15 - охолоджувача наддувочного повітря LT; C21 - прісноводний насос НТ, вхід; C22 - прісноводний LT насос, впускний; C23 - резервний насос НТ, вхід; C25 - охолодна рідина, на виході із двигуна; C28 - прісноводний насос LT; C37 – вентиль

Розрахункова частина

1. Общее количество воды в системе, м³

$$V_v := 1$$

Коэффициент температурного расширения воды в интервале температур от 8 до 90 °С;

$$\beta := 0.00043$$

Приращение температуры при работе двигателя (принимается $\Delta t = 50-70$ °С);

$$\Delta t := 70$$

Коэффициент запаса

$$k_3 := 2$$

Объем расширительного бака, м³

$$V_{p6} := 2V_v \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot k_3 = 0.12$$

2. Эффективная мощность двигателя, кВт

$$N_e := 800$$

Доля теплоты, отводимой в охлаждающую воду от рабочих цилиндров

$$\alpha_{nv} := 0.0936$$

Удельный эффективный расход топлива двигателем, кг/(кВт*ч)

$$g_e := 0.2081$$

Низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг

$$Q_{np} := 42664.4$$

Количество теплоты, отводимой пресной водой от цилиндров, кДж/ч

$$Q_{nv} := \alpha_{nv} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{np} = 0.0936 \cdot 0.2081 \cdot 800 \cdot 42664.4 = 664819.208$$

					КРБ.142.5221з.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		91

3. Теплоемкость пресной воды, кДж/(кг*К)

$$c_{nv} := 4.19$$

Плотность пресной воды, кг/м³

$$\rho_{nv} := 1000$$

Перепад температур при охлаждении цилиндров, °C

$$\Delta t_{nv} := 10$$

Коэффициент запаса подачи насоса

$$K_{\Pi} := 1.15$$

Подача циркуляционного насоса пресной воды, м³/ч

$$W_{nv} := \frac{Q_{nv} \cdot K_{\Pi}}{c_{nv} \cdot \rho_{nv} \cdot \Delta t_{nv}} = 18.247$$

4. Температура воды на входе в теплообменник, °C

$$t_1 := 95$$

Температура воды на выходе из теплообменник, °C

$$t_2 := 70$$

Температура воздуха на входе в теплообменник, °C

$$t_3 := 40$$

Температура воздуха на выходе из теплообменника, °C

$$t_4 := 80$$

$$\Delta t_{cp} := \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_3 + t_4}{2} = 22.5$$

5. Коэффициент теплопередачи от пресной воды воздуху, кДж/(м²*ч*К) $K_B := 4000$

Площадь теплопередающей поверхности водо-водяного теплообменника, м²

$$F_{ov} := \frac{Q_{nv}}{K_B \cdot \Delta t_{cp}} = 7.387$$

5.4. Системи повітропостачання і газовідводу

Сукупність пристроїв, що забезпечують подачу в циліндри двигуна необхідної кількості повітря із заданими тиском і температурою, називається системою повітропостачання. Підвищити ефективність робочого процесу в циліндрах дизеля можна шляхом подачі повітря в кількості, відповідному оптимальному співвідношенню мас повітряного заряду і подаваного палива. Наповнення циліндрів необхідною кількістю повітря досягається за рахунок підвищення його щільності. Повітря через повітряні фільтри 1 (рис. 5.8) надходить у всмоктуючий патрубок компресора 2.

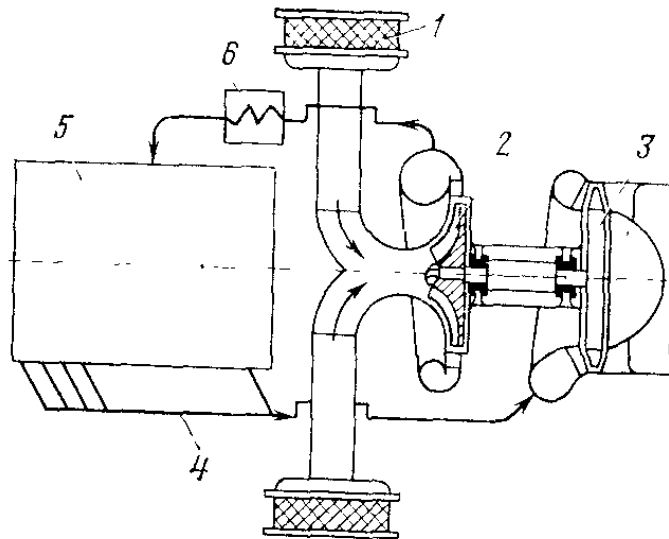


Рис. 5.8. Схема системи повітропостачання

В компресорі повітря стискається, а потім надходить у водоповітряний охолоджувач 6, де охолоджується до $70...80^{\circ}\text{C}$. Стисле і охолоджене повітря подається в наддувний ресивер, а звідти через впускні клапани в циліндри дизеля 5. Газ, що випускається з циліндрів, через газовипускні колектори 4 підводиться до турбіни 3 турбокомпресора. Потенційна енергія випускних газів перетворюється в механічну в турбіні, потужність якої використовується для приводу компресора. Турбіна і компресор компонуються в одному агрегаті, званому турбокомпресором.

Ефективність системи повітропостачання визначається сукупністю характеристик всіх елементів, що входять до її складу. Проте визначальний вплив на параметри дизеля у всьому діапазоні його робочих режимів надає турбокомпресор. Тому при створенні двигуна проводиться узгодження характеристик дизеля і турбокомпресора з метою оптимізації параметрів у всьому діапазоні режимів тепловозної характеристики. В експлуатації може виникнути неузгодженість характеристик дизеля і турбокомпресора при зміні опорів на всмоктуванні повітря і випуску газів. Нормальна робота системи повітропостачання характеризується певною залежністю тиску наддуву і витрати повітря від потужності двигуна, частоти обертання його колінчастого валу і параметрів навколишнього середовища. Ця залежність зазвичай представляється графічно у вигляді характеристики компресора, на яку накладається лінія робочих режимів дизеля.

5.4.1 Охолоджувач наддувочного повітря

Для підвищення щільності і тим самим поліпшення наповнення циліндрів, повітря після виходу з компресора охолоджується в теплообмінному апараті, який називається охолоджувачем наддувочного повітря. Повітря охолоджується водою холодного контуру водяної системи дизеля. Охолоджувач (рис. 5.9) встановлений на кронштейні і кріпиться до нього шпильками.

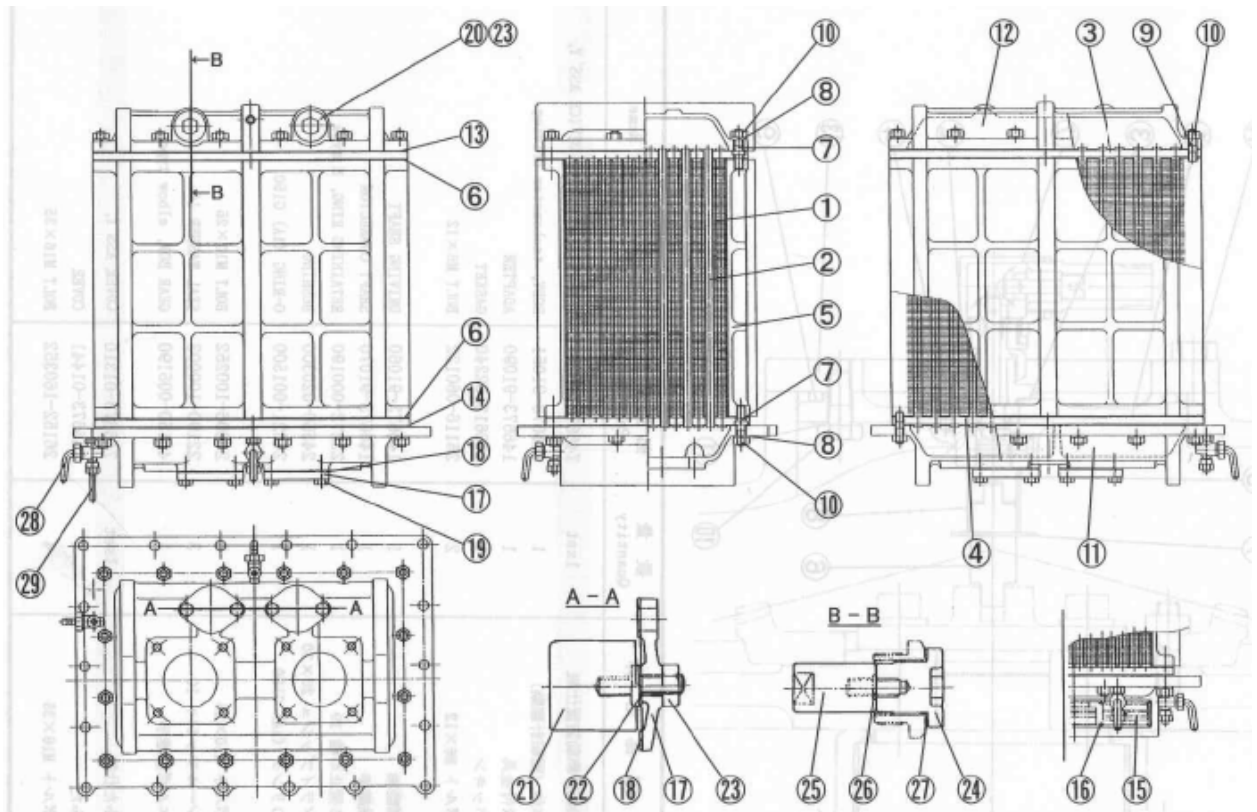


Рис. 5.9. Охолоджувач наддувочного повітря двигуна Yanmar 6EY18L

Кронштейн прикріплений до блоку циліндрів болтами. Зварний корпус охолоджувача наддувочного повітря з патрубком закритий верхній і нижній кришками. Всередині корпусу розташована охолоджуюча секція, що складається з верхньої і нижньої трубних дошок. У кожній з трубних дошок є отвори, в яких закріплені оребрені мідні трубки. Охолоджуюча вода циркулює всередині трубок. В міжтрубному просторі проходить охолоджуване повітря.

Відхідні гази відводяться до турбіни через випускні колектори, розташовані на кожному ряду циліндрів з зовнішньої сторони двигуна.

Завдяки значному обсягу випускного трубопроводу і великому числу об'єднуються циліндрів (чотири і більше) імпульси тиску газів в колекторі зменшуються, так що параметри газу на вході в турбіну мало змінюються в часі. Така система називається ізобарною.

Конструктивно ізобарна система простіше імпульсної. При високих тисках наддуву вирівнювання параметрів газу в часі забезпечує підвищення к. к. д. турбіни і за рахунок цього поліпшення економічності дизеля. Крім того, зменшуються динамічні навантаження на робочі лопатки турбіни, що підвищує її надійність.

За умовами роботи до колектора пред'являються наступні вимоги: можливо менший рівень гідравлічних втрат при переміщенні газу від циліндрів до турбіни; збереження високої температури газу (запобігання теплових втрат) перед надходженням в турбіну; надійність в роботі при значних змінах температур і тисків газу на різних режимах; низький рівень температур на зовнішній поверхні, що виключає можливість загоряння при випадковому попаданні самозаймистих рідин; можливо меншу кількість газоплотных стиків, простота збірки і розбирання. Всі ці вимоги були реалізовані в конструкції колекторів двигунів Yanmar 6EY18ALW.

Розрахункова частина

1.1. Продуктивність компресора знаходимо з умови витрати повітря через двигун для номінального режиму:

$$G = \pi \frac{D^2}{4} S \frac{P_s}{RT_s} \eta_i i \frac{1}{\chi} \frac{n}{60} \varphi_a (1 - \psi) \text{ кг/с,}$$

де $D = 0,18$ м – діаметр циліндра;

$S = 0,28$ м – хід поршня;

$R = 287$ Дж/(кг·К) – універсальна газова стала для повітря;

$i = 6$ – кількість циліндрів;

$\chi = 2$ – коефіцієнт тактності;

$n = 1000$ об/хв – частота обертання;

$\varphi_a = 1,04$ – коефіцієнт продувки;

					КРБ.142.5221з.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		95

$\psi = 0$ – доля ходу поршня витрачена на газообмін;

$P_s = 0,98 \cdot P_{\text{оПк}}$ МПа – тиск повітря в ресивері;

$T_s = T_k - \eta_{\text{ок}}(T_k - T_{\text{wl}})$ К – температура повітря в ресивері;

$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_s} \frac{T_s}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r}$ – коефіцієнт наповнення;

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_n \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 1,447 \text{ кг/с}$$

Розрахунок газовідвідної труби

$$d_r = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{g_e N_e (\alpha_\Sigma L'_0 + 1) T_r}{p_r v_r}} \text{ м,}$$

де $g_e = 0,2081$ кг/(кВт·год) – питома витрата палива;

$N_e = 800$ кВт – ефективна потужність двигуна;

$\alpha_\Sigma = 2,0 \dots 2,7$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря. Прийmemo:

$\alpha_\Sigma = 2,0$;

$L'_0 = 14,3$ кг – теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива;

$T_r = 559$ К – температура відпрацьованих газів;

$p_r = 0,103 \dots 0,107$ МПа – тиск у газоході при допустимій швидкості газу

$v_r = 40 \dots 50$ м/с. Прийmemo: $p_r = 0,107$ МПа, $v_r = 50$ м/с.

$$d_{\tilde{a}} = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{0,2081 \cdot 800 \cdot (2 \cdot 14,3 + 1) \cdot 559}{0,107 \cdot 50}} = 0,23 \text{ м.}$$

Розрахунок ізоляції

$$d_{u3} = x d_n \text{ м,}$$

де d_n – зовнішній діаметр газоходу, мм;

x знаходимо з рівняння:

$$y = x \ln x = \frac{2\lambda_{u3}}{\alpha_2 d_n} \frac{t_n - t_{u3}}{t_{u3} - t_b}$$

					КРБ.142.5221з.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		96

де $\lambda_{u3} \approx 0,5 \cdot 10^{-3}$ кДж/(м·год·К) – коефіцієнт теплопровідності совелита або вермикуліту при $t_{сер} \approx 573$ К;

$\alpha_2 \approx 3,6 \cdot 10^{-3}$ кДж/(м²·год·К) – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ізоляції до повітря;

$t_{u3} = 333$ К – температура на поверхні ізоляції;

$t_b = 313$ К – температура повітря;

$t_{п} \approx 573$ К – температура потоку газу.

$$y = x \ln x = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3}}{3,6 \cdot 10^{-3} (110 + 6)} \frac{573 - 333}{333 - 313} = 0,029$$

Виводжу з рівняння x , і отримую:

$$x = 1,029,$$

$$d_{из} = 1,029 \cdot (0,23 + 0,006) \approx 0,25 \text{ м.}$$

5.5. Висновки по розділу

Розглянуто паливну, масляну, систему охолодження і повітропостачання та газовипуску. Складені принципові схеми зазначених систем, визначені основні параметри елементів систем. Визначено запас палива з урахуванням 20 годинного режиму роботи двигуна, визначено кількість масла і охолоджуючої рідини у відповідних системах.

Виконані розрахунки систем дозволяють оцінити об'єми, які необхідно передбачити в машинному відділенні судна для розміщення самих систем і їх елементів.

					КРБ.142.5221з.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		97

РОЗДІЛ 6

Охорона праці на судні

6.1. Аналіз умов праці

Морське судно є місцем роботи з підвищеною небезпекою. Збереження здоров'я моряків набуває особливо важливого значення, оскільки зниження працездатності будь-якого члена екіпажа (притуплювання слуху, зниження гостроти зору) може привести до аварійних виробничих ситуацій з важкими для екіпажа і пасажирів судна наслідками.

Тривала дія хитавиці наводить до появи так званої морської хвороби (заколихування). Причиною цього є зміна швидкості коливальних рухів, що дратує вестибулярний апарат людини. При тривалій дії хитавиці чоловік, як правило, поступово звикає до неї.

Заходи щодо оздоровлення умов праці на судах полягає у використанні позитивних зовнішніх чинників і в запобіганні або ослабленні дії негативних.

Комплекс таких гартуючих природних чинників, як тренуючі дії зміни метеорологічних умов, підвищена іонізація повітря, сприятливо впливає на організм людини.

Для розміщення екіпажу передбачені одно і двомісні каюти, які обладнані умивальниками з гарячою і холодною водою, дзеркалом і розеткою. Щоб уникнути появи в приміщеннях комах на всіх зовнішніх дверях житлових приміщень, що відкриваються, передбачені москітні сітки. На судні є приміщення для громадського харчування і вільного проведення часу.

У каютах екіпажа, громадських, службових і медичних приміщеннях окрім штучного передбачено і природне освітлення. У допоміжних, побутових, господарських приміщеннях, коридорах в основному штучне освітлення.

					КРБ.142.5221з.02.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		98

6.2. Аналіз шкідливих і небезпечних виробничих чинників в машинному відділенні

На обслуговуючий персонал машинного відділення впливають наступні шкідливі і небезпечні виробничі чинники:

1. частини двигуна, що обертаються;
2. підвищений рівень шуму і вібрації;
3. підвищена вологість;
4. підвищена температура повітря;
5. відсутність природного освітлення;
6. відсутність природної вентиляції;
7. наявність пари палива і масла, а також відпрацьованих газів в повітрі;
8. наявність нагрітих частин устаткування;
9. наявність високої напруги;
10. наявність перехідних машин і механізмів;
11. наявність балонів із стислим повітрям;
12. наявність вантажопідйомних пристроїв.

В приміщеннях машинного відділення підтримується чистота і порядок за допомогою щоденного прибирання, не допускається скупчення сміття і просочення масла, фарби і нафтопродуктів, матеріалу, здатного самозайматися. Плити, трапи, поручні і тому подібне міцно укріплені, чисті і досуха протерті. Під механізмами і устаткуванням завжди стоять чисті піддони для збору витоків води, масла, піддони обладнані дренажними трубопроводами, відведеними у відповідні дренажні цистерни.

В машинному відділенні зазвичай є повітряний шум головного двигуна. Двигуни створюють шум, що виникає внаслідок вібрації поверхонь, а також періодичних ударів в зчленуваннях деталей і складальних одиниць, іншими словами первинний структурний і механічний шум, а також газодинамічний шум, тобто шум, що виникає внаслідок стаціонарних або нестаціонарних процесів в газах. Згідно ГОСТ 12.1.003-83 «Шум. Загальні вимоги безпеки» значення рівня шуму, що допускається, складає 85 дБ при періодично-

					КРБ.142.5221з.02.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		99

му обслуговуванні вахти. Для зниження шуму на судні від двигунів застосовують колективні засоби захисту, організаційні заходи, засоби індивідуального захисту.

Для зниження дій шуму і вібрацій на обслуговуючий персонал застосовується дистанційне керування двигуном. Дизель розміщений в окремому приміщенні. Центральний пост управління знаходиться в машинному відділенні, при цьому не забезпечується висока звукоізолююча здатність поста від структурного і повітряного шуму. На двигуні встановлений глушник, на обгороджуваннях машинного відділення встановлені звукопоглинальні конструкції. Звукоізолюючі кожухи не застосовуються, що пояснюється відсутністю відпрацьованих конструкцій, що не утрудняють експлуатацію машини.

Машинне відділення є найбільш шумним приміщенням і вживанням колективних засобів захисту не вдається понизити рівень шуму до рівня допустимого, внаслідок чого використовуються засоби індивідуального захисту. На судні застосовують протишумові втулки, навушники для роботи біля машини.

Для зменшення вібрації в машинах і механізмах виконано урівноваження рухомих деталей. При цьому виконана так само віброізоляція машин від корпусу судна. Для зменшення передачі вібрації і шуму через не опорні зв'язки і збільшення надійності роботи віброізольованих дизелів у валопровадах двигунів передбачені резинові муфти, а в трубопроводах і кабелях – гнучкі вставки.

Для забезпечення нормального мікроклімату в машинному відділенні передбачена вентиляція. Вентиляція дозволяє виконувати вимоги ГОСТ 12.1.005-88 «Загальних санітарно-гігієнічних вимог до повітря робочої зони», яке нормує температуру в машинному відділенні, вологість, швидкість руху повітря, наявність пилу, газів. Вміст С не перевищує 20 мг/м³, вміст NO_x і SO₂ не більше 5 мг/м³. Температура повітря влітку в машинному відділенні не більше 25 °С, відносна вологість не більше 60 %. Швидкість руху повітря до 1 м/с.

					КРБ.142.5221з.02.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		100

6.3. Заходи щодо поліпшення умов і підвищення безпеки праці

Поліпшення умов праці на флоті пов'язане з вдосконаленням організації праці. До заходів щодо поліпшення умов праці можна віднести вживання засобів індивідуального і загального захисту:

- від вібрації – спеціальної вібропоглинаючої екіпіровки (черевики із спецпідшвою, що віброізолюють покриття і килимки);
- від шуму – різних шумізолюючих пристосувань і покриттів палуби і перегородок (навушники, ширми і перегородки);
- від загазованості – вживання штучної вентиляції;
- від електрики – токоізолюючі килимки, рукавички, боти.

При роботі в тяжких умовах в машинному відділенні необхідно частіше робити перерви.

Необхідно організувати активний відпочинок: обладнати спортзал, кімнату відпочинку, залучити екіпаж до активного загальносудового життя.

Також необхідно особливо відзначити важливість поліпшення умов мешкання на судні:

- організація правильного харчування і розпорядку дня;
- забезпечення побутових благ і мікроклімату житлових приміщень (пральня, душі, санвузол, кондиціонування, опалювання).

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

В даній роботі розглянуто судновий двигун типу 6ЧН 18/28 (Yanmar 6EY18ALW) потужністю 800 кВт при 1000 об/хв. колінчатого валу. Даний двигун розроблявся і нині випускається японською компанією YANMAR Co., Ltd.

Розгляд двигуна полягав в детальному описі його конструкції і його основних частин, розрахунку його термодинамічного циклу і розрахунку динаміки, які показали високу ефективність, збалансованість, перспективність даного двигуна.

В 4 розділі виконано розрахунок відцентрового насосу системи охолодження для даного двигуна, який спроможний забезпечувати необхідний розхід води для відведення необхідної кількості тепла від двигуна. Розрахована проточна частина даного насосу. Розроблена конструкція відцентрового насосу на базі даного прототипу, зі зміною (від заводських) геометричних параметрів проточної частини.

В 5 розділі було виконано розрахунок основних систем двигуна, розглянуто їх принципові схеми і конструкцію основних елементів.

В розділі 6 «Охорона праці» були розглянуті основні небезпечні фактори та чинники, які присутні в машинному відділенні судна при роботі головного суднового двигуна Yanmar 6EY18ALW.

На основі всіх даних і розрахунків були виконані креслення: поперечний розріз двигуна, відцентровий насос, індикаторна діаграма і діаграми динаміки, а також схем основних систем двигуна типу Yanmar 6EY18ALW.

					КРБ.142.5221з.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		102

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Yanmar Diesel Engine. 6N21(A)L-V Series Operation Manual. 2004. – 166 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. Мошенцев Ю. Л. Проектування відцентрового насосу: Методичні вказівки / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко. – Миколаїв: НУК, 2009. – 52 с.
7. Кондусь В. Ю. Лопатеві насоси: навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. – Суми: Сумський державний університет, 2021. – 293 с.
8. Герасимов Г. Г. Гідравлічні та аеродинамічні машини: Підручник / Г. Г. Герасимов. – Рівне: НУВГП, 2008. – 241 с.
9. Омельченко О. В. Гідравлічні машини: навч. посіб. / О. В. Омельченко, О. О. Цвіркун. – Кривий Ріг: ДонНУЕТ, 2020. – 100 с.
10. Закон України «Про охорону праці» // Відомості Верховної Ради України, 1992, № 49, ст. 668.
11. Винокурова Л. Е. Основи охорони праці: Підручник для проф.-техн. навч. закладів / Л. Е. Винокурова, М. В. Васильчук, М. В. Гаман. – К. : Вікторія, 2001. – 192 с.