

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів внутрішнього згоряння,
установок та технічної експлуатації

Пояснювальна записка

до випускної кваліфікаційної роботи

на тему: «Розрахунок тепловозного двигуна типу 12ЧН 18/20 (М848)»

Виконав: студент 4-го курсу, групи 4221

Спеціальності 142 Енергетичне

машинобудування

Кондрат Олександр Олегович

Керівник: к.т.н., доцент Наливайко В. С.

Рецензент: к.т.н., доцент Ратушняк І. О.

**Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова**

Інститут, факультет Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації
Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр
Напрямок підготовки 142 Енергетичне машинобудування
(шифр і назва)
Спеціальність _____
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

“ ____ ” _____ 20__ року

**З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ**

Кондрату Олександр Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Розрахунок тепловозного двигуна типу 12ЧН 18/20 (М848)

керівник проекту (роботи) к.н.т., доцент Наливайко Василь Степанович,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від “ ____ ” _____ 20__ року № ____

2. Строк подання студентом проекту (роботи) _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Номінальна потужність двигуна 800 кВт;
частота обертів колінчатого валу – 1500 хв⁻¹; ступінь підвищення тиску в
компресорі – 2,1; ступінь стиску – 14.

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

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

Поперечний переріз двигуна типу 12ЧН 18/20;

Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ;

Відцентровий насос;

Принципові схеми систем двигуна.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

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

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка

Студент

(підпис)

О. О. Кондрат

(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

(підпис)

В. С. Наливайко

(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

Вступ.....	5
1 Опис конструкції тепловозного двигуна типу 12ЧН 18/20.....	6
1.1 Технічні характеристики двигуна. Сфера його застосування	7
1.2 Опис загальної будови двигуна	9
2 Моделювання робочого циклу двигуна типу 12ЧН 18/20.....	15
2.1 Вступ	16
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна.....	16
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна	19
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми	27
2.5 Висновок по розділу.....	29
3 Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 12ЧН 18/20.....	30
3.1 Кінематичний розрахунок КШМ.....	31
3.2 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна.....	34
3.3 Висновок по розділу.....	40
4 Розрахунок та конструювання відцентрового насосу системи охолодження двигуна типу 12ЧН 18/20	41
4.1 Вступ.....	42
4.2 Визначення початкових даних для розрахунків	42
4.3 Визначення основних розмірів робочого колеса	44
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.....	65
4.8 Опис конструкції спроектованого насоса та оцінка його придатності для використання за функцією призначення	66
4.9 Висновок по розділу.....	69

5 Розрахунок і розробка принципових схем систем двигуна типу 12ЧН 18/20.....	70
5.1 Система паливоподачі	71
5.2 Масляна система.....	77
5.3 Система охолодження.....	81
5.4 Система пуску стисненим повітрям	83
5.5 Висновок по розділу.....	87
6 Організація охорони праці та навколишнього середовища	88
6.1 Аналіз шкідливих і небезпечних виробничих чинників в машинному відділенні	89
6.2 Заходи щодо поліпшення умов і підвищення безпеки праці.....	91
6.3 Пожежна безпека.....	92
6.4 Охорона навколишнього середовища.....	93
6.5 Основні способи зниження токсичності і димності відхідних газів.....	94
Висновок по роботі.....	95
Список використаної літератури	96

ВСТУП

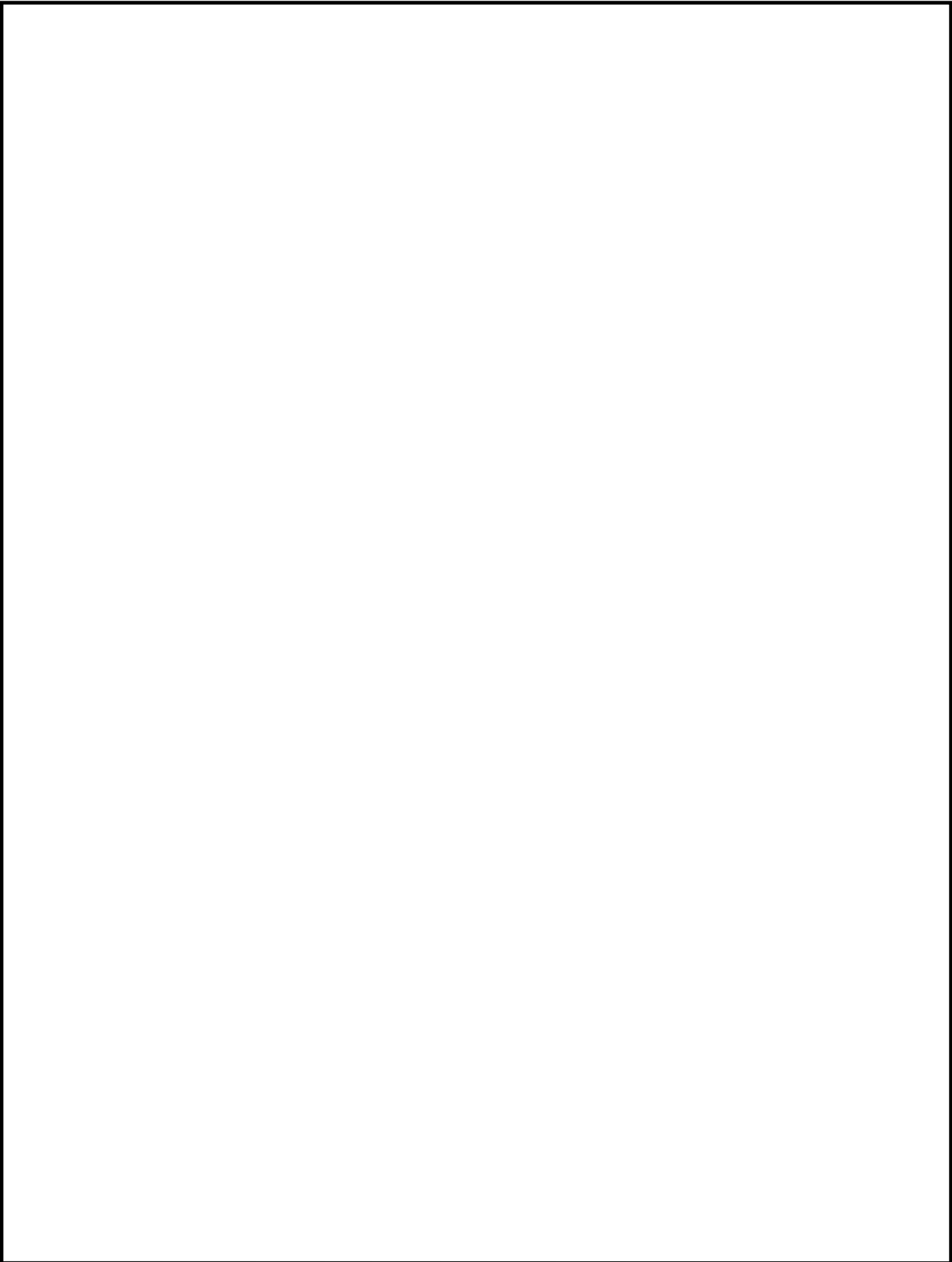
В теперішній час в якості джерела механічної енергії в різних галузях народного господарства і в техніці використовуються двигуни самих різних типів і схем. Але найбільше і, можна сказати, панівне поширення набули поршневі двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ).

Перевага поршневих двигунів визначається їх високою економічністю. Через цю якість вони відносяться до кращих серед усіх відомих. Хороша економічність обумовлена високими ступенями стиску і високими температурами робочого тіла цих машин. Але це зовсім не означає, що вичерпані всі резерви для їх покращення.

Конструктори, інженери-дослідники та вчені невпинно працюють над створенням більш досконалих і економічних поршневих двигунів. В ході робіт народжуються пропозиції, які не завжди можуть бути негайно реалізовані і проведені в життя. Часом забезпечення впровадження якої-небудь пропозиції вимагає серйозного попереднього вивчення цілого ряду технічних проблем, а в окремих випадках – розробки методів і засобів вирішення цих проблем. Це виявляється можливим і ефективним тоді, коли дослідник володіє відповідним теоретичним інструментарієм аналізу процесів, що протікають в двигунах.

В кваліфікаційній роботі розглянуто двигун типу 12ЧН 18/20 номінальною потужністю 800 кВт, який і досі має широке розповсюдження на залізничному транспорті, на морських і річкових суднах в якості головного судового двигуна, а також в якості стаціонарних дизель-генераторів.

					ВКР.142.4221.04.ПЗ	Лист
						5
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



					ВКР.142.4221.04.01.ПЗ							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	РОЗДІЛ 1 Опис конструкції тепловозного двигуна типу 12ЧН 18/20					Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.		Кондрат О.О.										
Перевір.		Наливайко В.С.									6	9
Реценз.										НУК		
Н. Контр.												
Затверд.		Гогоренко О.А.										

РОЗДІЛ 1

Опис конструкції тепловозного двигуна типу 12ЧН 18/20

1.1 Технічні характеристики двигуна. Сфера його застосування

Двигун типу 12ЧН 18/20 (заводське маркування М848) є дизельним, чотиритактним, 12-циліндровим двигуном з безпосереднім уприскуванням палива, V-подібним розташуванням циліндрів під кутом 60° , з водяним охолодженням та газотурбінним наддувом від одного турбокомпресора. Двигун зображений на рис. 1.1, та 1.2.

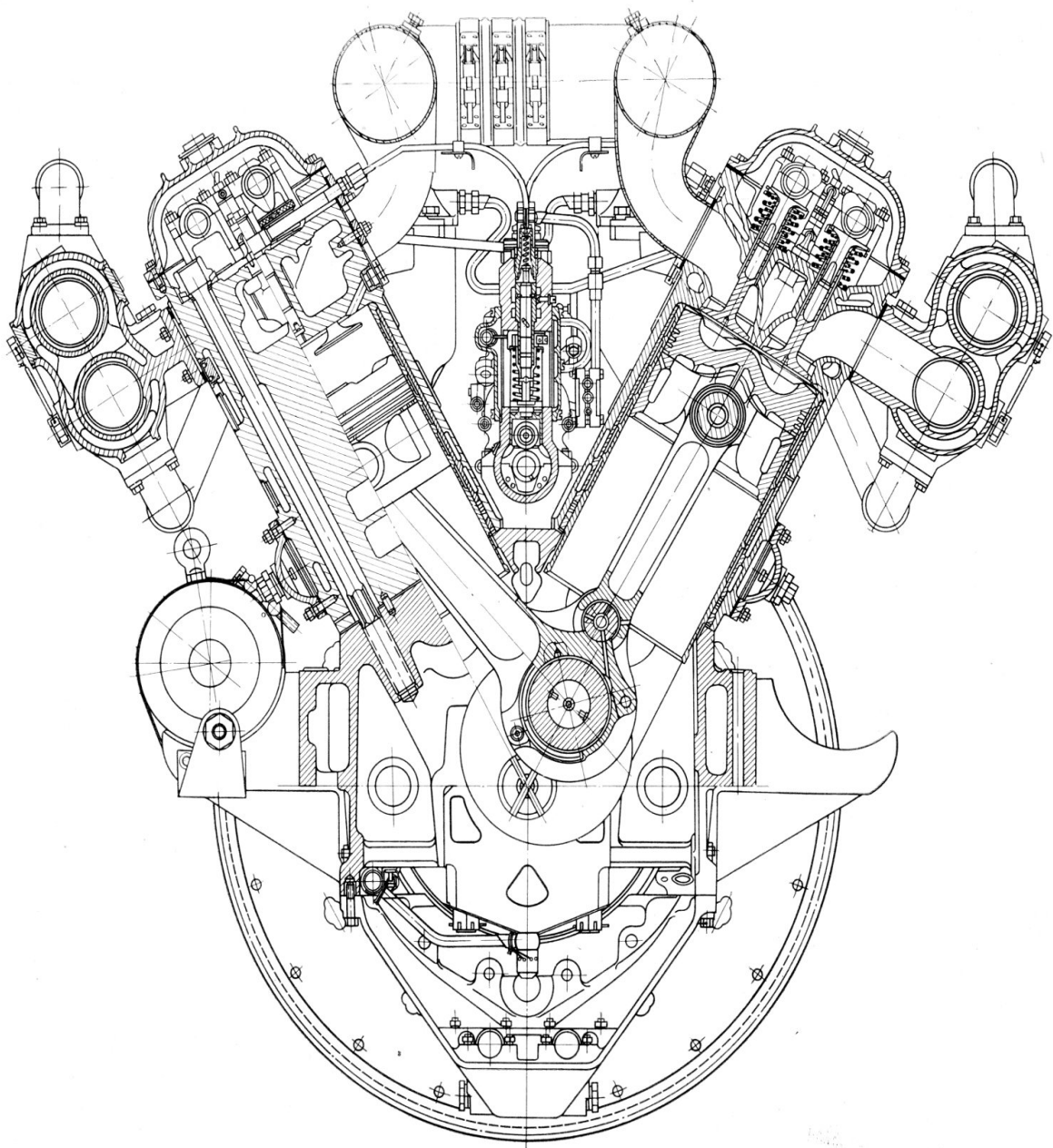


Рис. 1.1. Поперечний розріз двигуна М848

					ВКР.142.4221.04.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		7

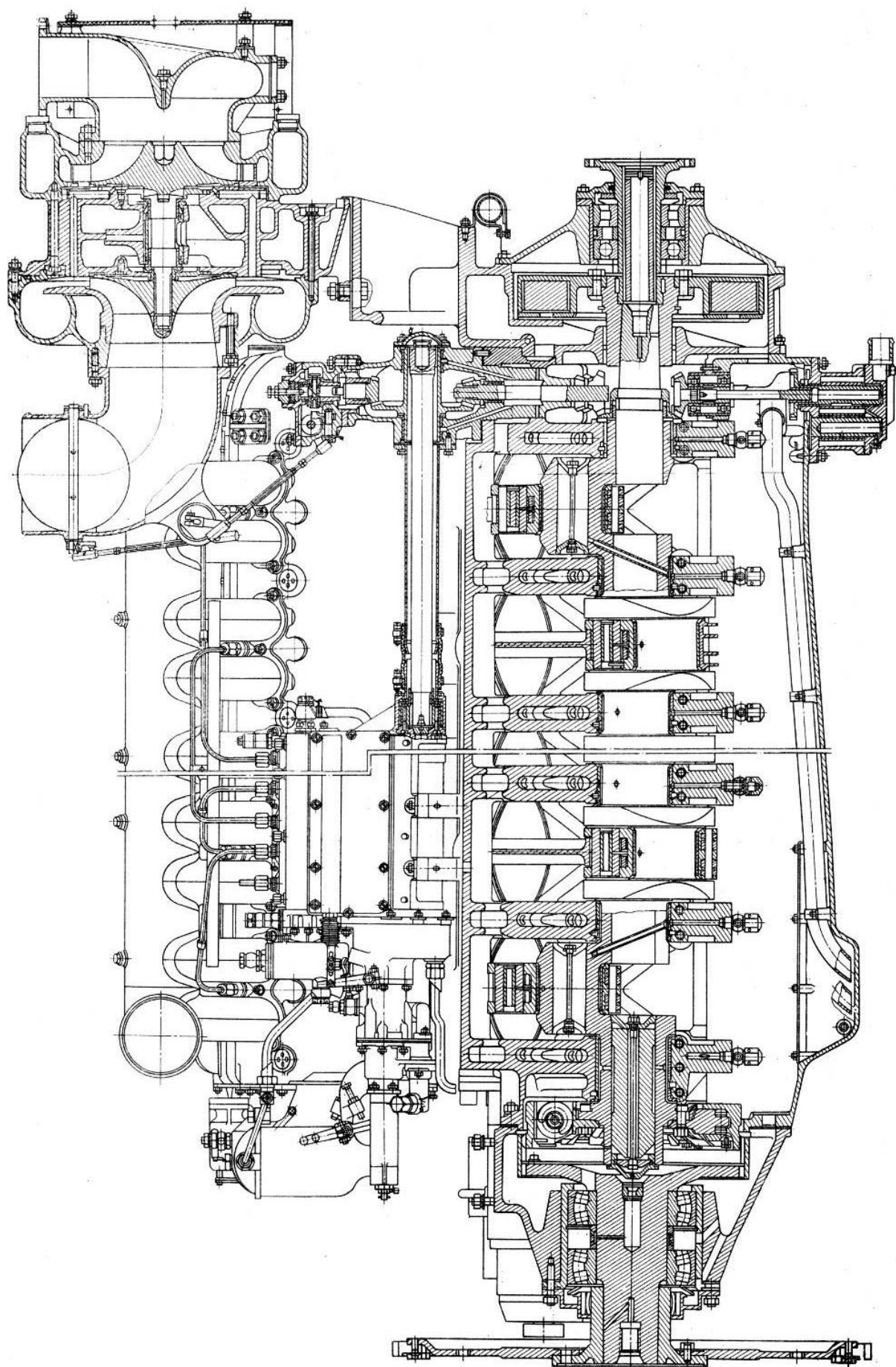


Рис. 1.2. Повздовжний переріз двигуна М848

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ВКР.142.4221.04.01.ПЗ

Лист

8

1.2 Опис загальної будови двигуна

Блок циліндрів

Блок циліндрів (рис. 1.3) є основною несучою частиною дизеля. Сім подвійних перегородок надають блоку необхідну жорсткість і одночасно служать опорами для корінних шийок колінчатого валу.

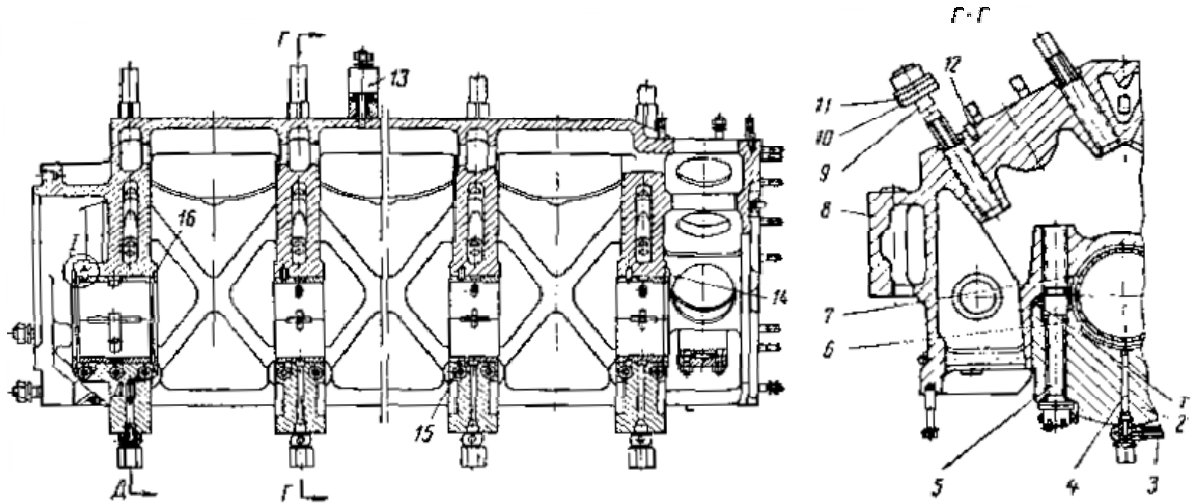


Рис. 1.3. Блок циліндрів

Для можливості збирання і розбирання кривошипно-шатунного механізму блок зроблений з двох частин. У паз 1 кожної перегородки з натягом 0,01...0,03 мм встановлюють підвіску 2. Підвіски штамповані з алюмінієвого сплаву є нижніми половинами опор і в з'єднанні з верхнім картером утворюють гнізда під корінні вкладиші. Кожна підвіска прикріплена до картера двома шпильками 5, крім підвіски 7-ї опори, яка кріпиться чотирма шпильками. Від поздовжнього переміщення підвіска фіксується центруючим буртом на шпильці.

Для жорсткості опори кожна підвіска, крім 7-ї, стягується в пазу двома стяжними шпильками, що проходять крізь підвіску і картер. Підвіска 7-ї опори стягується трьома стяжними шпильками. Підвіски 2-й, 3-й, 5-й і 6-й опор однакові, підвіски 1-й, 4-й і 7-й опор різні. На передньому торці 1-й опори та підвіски є кільцева виточка під упорне кільце 14 центральної шестерні приводу передачі. Упорне кільце одночасно є і регулювальним для шестерні : виготовляються з сталі.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

На обох торцях 7-й опори та підвіски зроблені дві кільцеві виточки під упорні півкільця 16, фіксуючі колінчастий вал в осьовому напрямку. Дюралеві і сталеві півкільця взаємозамінні. Пружинами через сухарики 17 упорні півкільця постійно притискаються до упорного бурта колінчастого валу.

Для підведення масла до корінних вкладишів кожна підвіска, крім підвіски 7-й опори, має наскрізне свердління 4. У 7-й підвісці свердління 4 некрізне і з'єднується з двома похилими свердліннями, що виходять в спеціальні канавки на поверхні підвіски під нижню половину вкладиша.

На верхній горизонтальній площині картера встановлені чотири опори 13 для кріплення паливного насоса. В отвори крайніх опор 13 вставлені перепускні трубки, призначені для зливу масла з картера паливного насоса в картер дизеля. Для ущільнення від просочування масла між картером паливного насоса і опорами на перепускних трубках маються дюритові ущільнюючі кільця.

Моноблоки встановлюють на дві площини картера, розташовані під кутом 120°. У кожній площині розточено шість отворів, в які із зазором входять нижні частини гільз. Моноблок фіксується на картері двома установочними штифтами 12 і кріпиться до нього 14 силовими шпильками 9.

Для усунення перекосу силових шпильок при їх затягуванні служать сферичні шайби 10 і 11. Для установки дизеля на фундамент до бічних стінок картера прилиті опорні лапи 8. У кожній лапі просвердлений 12 отворів під фундаментні болти.

Головка блоку

Головка блоку (рис. 1.4.) відливається з алюмінієвого сплаву і складається з нижньої плити, бічних стінок, верхньої стінки коритоподібного профілю, патрубків для підведення і відведення випускних газів з камери згоряння.

					ВКР.142.4221.04.01.ПЗ	Лист
						10
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

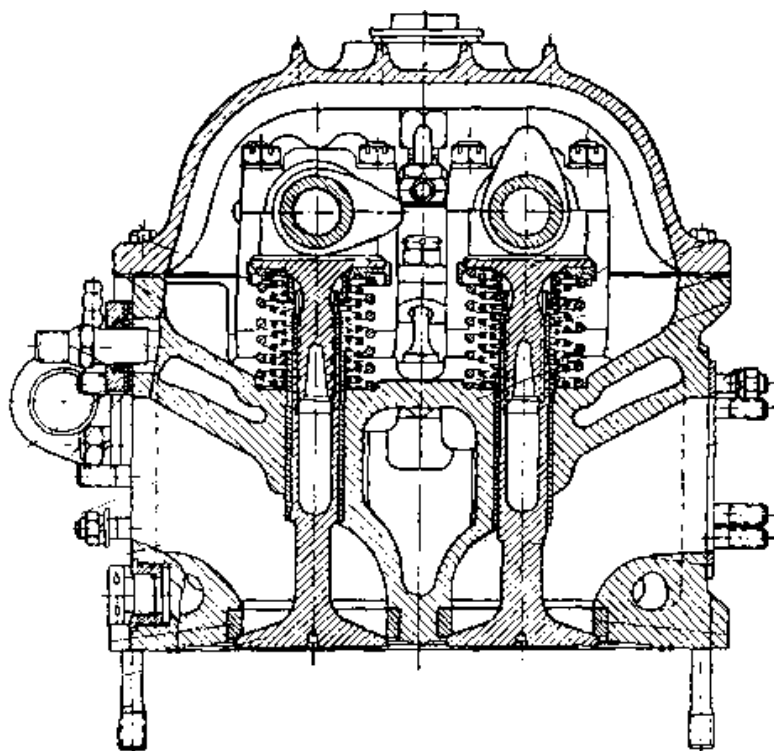


Рис. 1.4. Головка блоку

Блок кріпиться до картера чотирнадцятьма силовими (анкерними) шпильками і фіксується двома установочними штифтами. Вода, що надходить у сорочку блоку через отвір на бічній стінці, охолоджує гільзу і головку, випускні колектори і далі йде в систему охолодження тепловоза.

Втулки (гільзи) циліндрів

Гільза виготовляється зі сталі. Для підвищення зносостійкості робоча поверхня гільзи азотирована, що значно збільшує твердість поверхні гільзи і підвищує стійкість її проти корозії.

Зносостійкість сталевих гільз дуже велика, і термін служби їх вимірюється багатьма тисячами годин, на відміну від чавунних гільз, зносостійкість яких, як показують випробування, невелика. На зовнішній поверхні гільзи, покритої хромом для запобігання корозії та кавітації, є два центруючих пояси, якими вона центрується у відповідних направляючих сорочках циліндрів.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Поршень

Поршень двигуна (рис. 1.5.) виготовлений штампуванням з алюмінієвого сплаву. Поверхня днища має ребра жорсткості, що підвищує міцність поршня і забезпечує хорошу тепловіддачу.

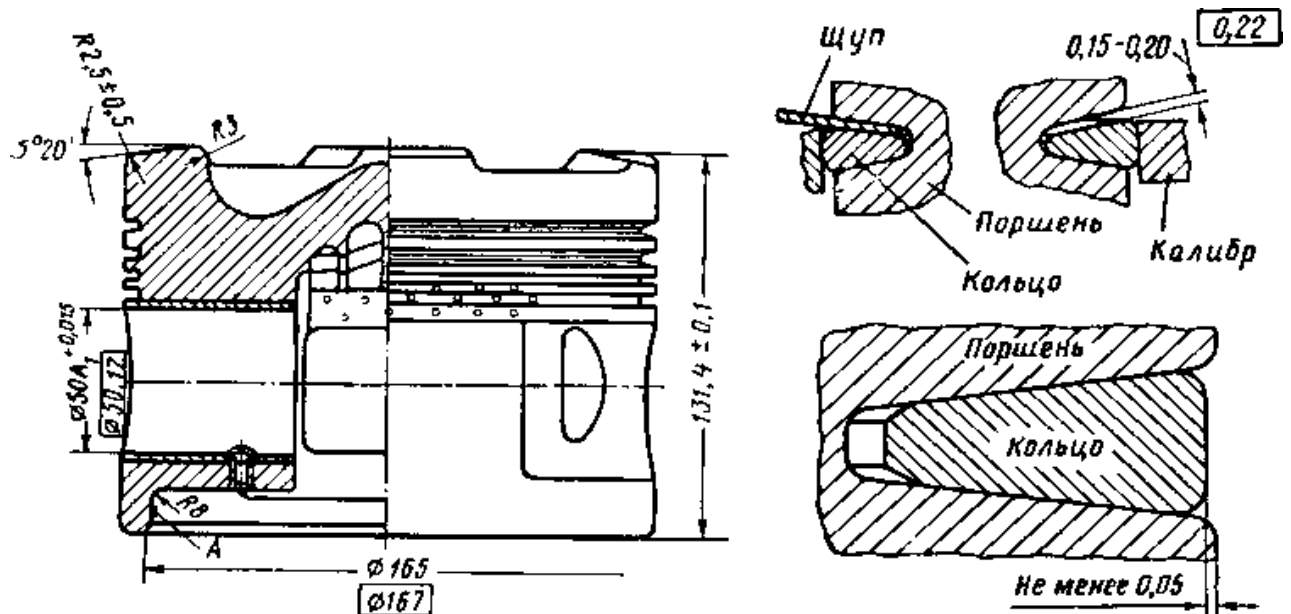


Рис. 1.5. Поршень

Алюмінієвий поршень має порівняно велику теплопровідність і малу вагу, завдяки чому днище добре охолоджується, а у зв'язку з малою вагою поршня полегшуються умови роботи кривошипно-шатунного механізму. Однак, нагріваючись, такий поршень значно розширюється, що є його недоліком, так як зазор між робочою поверхнею поршня і гільзою при холодному поршні непрогрітого дизеля досить значний.

Шатун

Шатун з'єднує поршень з колінчастим валом і передає тиск газів від поршня колінчастому валу. Шатунний механізм двигуна типу 12ЧН 18/20 (рис. 1.6.), складається з шести головних і шести причіпних шатунів.

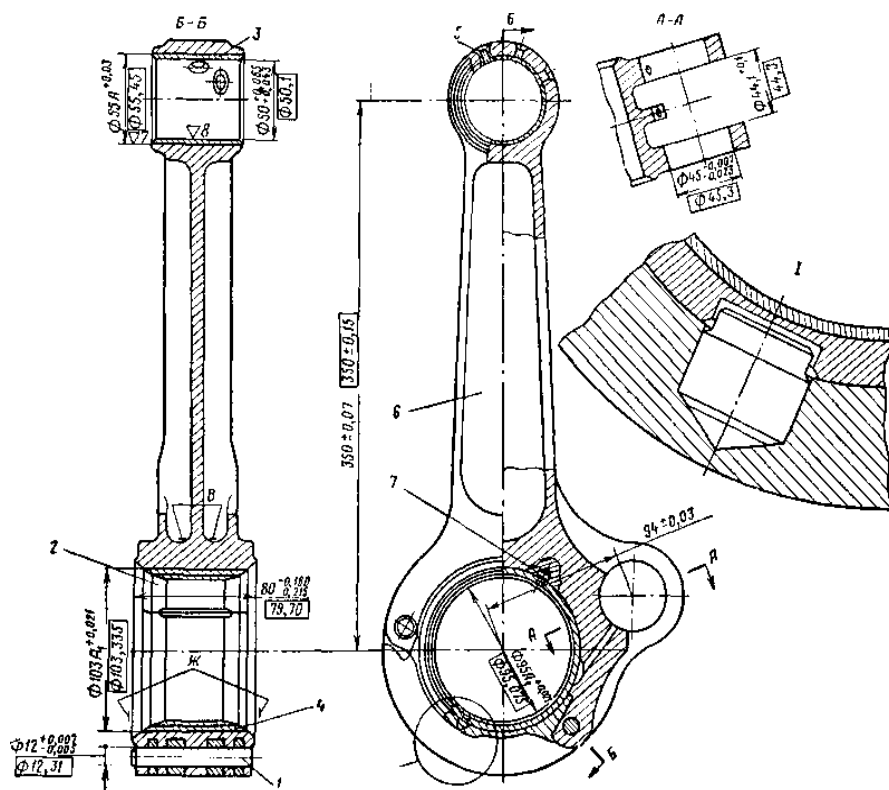


Рис. 1.6. Шатун

Головні шатуни розташовані в лівому блоці, причіпні – у правому. Кожен причіпний шатун з'єднаний з головним шатуном пальцем. Шатуни виготовляють з штампованої заготовки легованої сталі.

Шатун складається з чотирьох частин: верхньої головки з запресованої в нього втулкою, стрижня двотаврового перерізу, нижньої головки з вушками під палець причіпного шатуна і від'ємної кришки нижньої головки.

Колінчатий вал

Колінчатий вал служить для перетворення зворотно-поступального руху поршнів в обертальний. Тиску газів на поршні колінчастий вал перетворює в крутний момент.

Колінчатий вал – найскладніший і найбільш дорогий вузол кривошипно-шатунного механізму виготовлений з високоякісної легованої сталі, вал для підвищення міцності і зносостійкості азотують. Колінчатий вал має шість кривошипів з шістьма шатунними шийками і сім корінних шийок (рис. 1.7.). Шатунні шийки розташовані попарно, під кутом 120° .

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

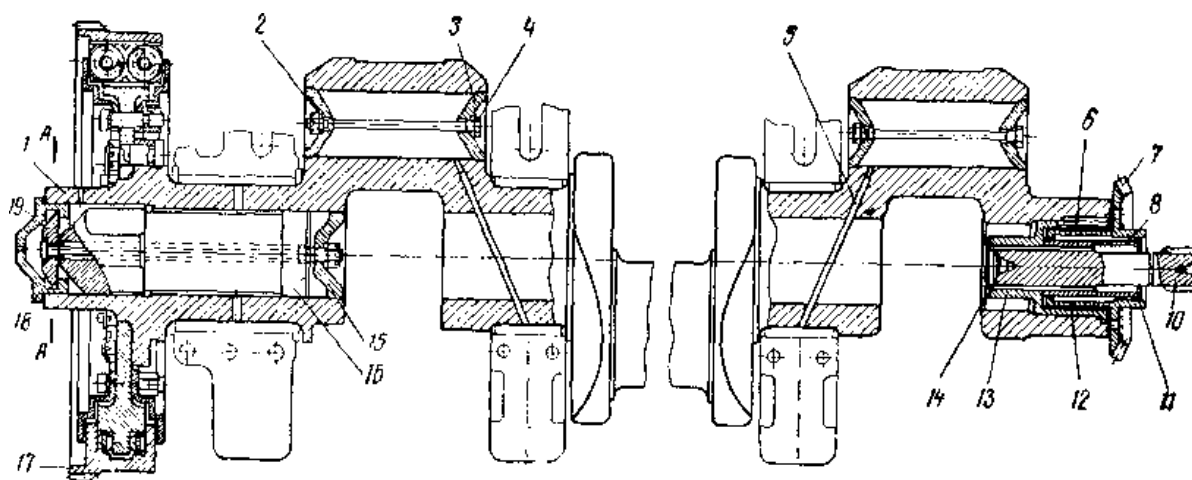


Рис. 1.7. Колінчатий вал

Картер

Картер двигуна (рис. 1.8.) закриває кривошипно-шатунний механізм і служить маслозбірником.

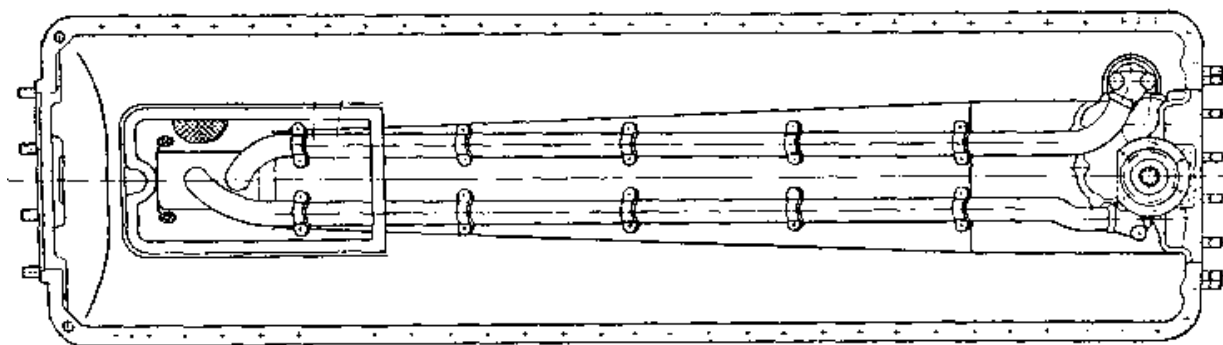


Рис. 1.8. Картер

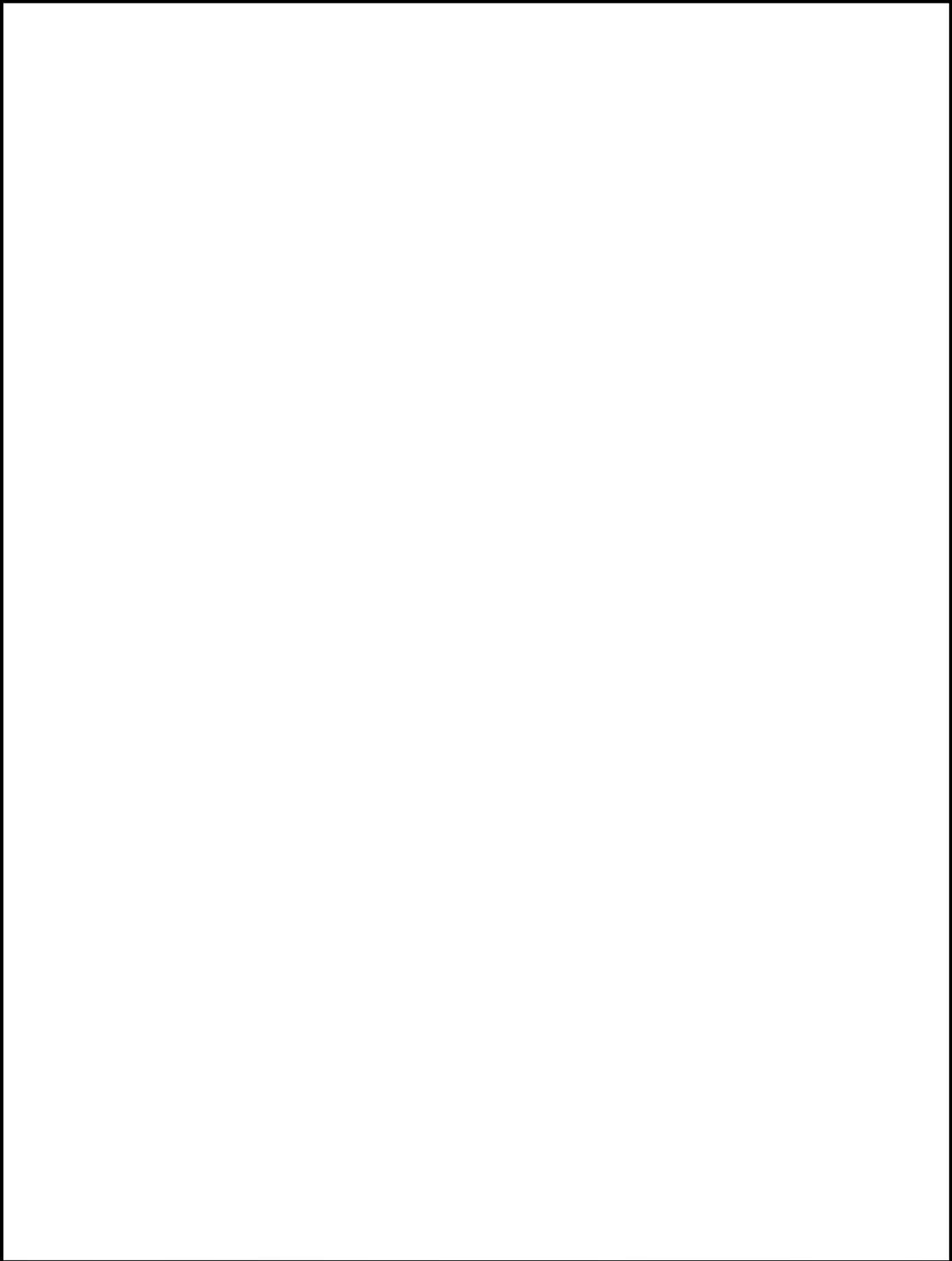
Для збігу торців і установки осі приводу насоса системи змащення картер фіксується на блоку циліндрів двома установочними штифтами і кріпиться до нього болтами. У зв'язку з цим картери невзаємозамінні і є одним цілим з блоком циліндрів. Нижній картер служить маслозбірником. На дні його знаходиться масловідстійник, закритий піногасною сіткою, і дві трубки, за якими масло, що збирається в масловідстійнику, відкачується насосом.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ВКР.142.4221.04.01.ПЗ

Лист

14



					ВКР.142.4221.04.02.ПЗ								
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	РОЗДІЛ 2 Моделювання робочого циклу двигуна типу 12ЧН 18/20				Літ.	Арк.	Аркушів		
Розроб.		Кондрат О.О.										15	15
Перевір.		Наливайко В.С.							НУК				
Реценз.													
Н. Контр.													
Затверд.		Гогоренко О.А.											

РОЗДІЛ 2

Моделювання робочого циклу двигуна типу 12ЧН 18/20

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 модернізованого двигуна 12ЧН 18/20 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 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

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

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

Ступінь стиску ϵ . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для ВОД $\epsilon = 12...16$ [4]. Приймаємо $\epsilon = 14$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння

					ВКР.142.4221.04.02.ПЗ	Лист
						16
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ня, $D_{\text{ц}} < 200$ мм та $\varepsilon = 14$, α буде знаходитись у межах $1,6 \dots 2,6$ [4]. Приймаємо $\alpha = 2,6$.

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 $\xi_z = 0,89$; $\xi_b = 0,92$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = 1,2 \dots 1,5$ [4]. Приймаємо $\lambda = 1,31$.

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 $\zeta = 0,96$.

Механічний ККД двигуна η_m . Для ВОД з $D_{\text{ц}} < 300$ мм. та $\rho_k > 0,2$; η_m знаходиться у межах $0,84 \dots 0,88$ [4]. Приймаємо $\eta_m = 0,85$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{\text{ох}}$. Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{\text{ох}} = 0,004$ МПа [4].

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах $600 \dots 900$ К. Приймаємо $T_r = 740$ К [4].

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

$H = 0,126$ кг – кількість водню;

					ВКР.142.4221.04.02.ПЗ	Лист
						17
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$S = 0$ кг – кількість сірки;

$O = 0,004$ кг – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого валу, 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 $P_k = 2,1$.

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

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 [5] та наведені у табл. 2.1., а індикаторна діаграма зображена на рис. 2.1.

2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N'_e = 800$
1.2 Частота обертання, хв ⁻¹	$n = 1500$
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	$\Pi_k = 2.1$
1.6 Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1.04$
1.7 Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0.04$
1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z	$\xi_z = 0.89$
1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\xi_b = 0.92$
1.10 Ступінь стиску	$\varepsilon = 14$
1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1.31$
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 скрутлення індикаторної діаграми	$\zeta = 0.96$
1.15 Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0.85$
1.16 Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} = 0.72$
1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа	$\Delta P_{ох.} = 0.004$
1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря	$\eta_o = 0.94$
1.19 Температура залишкових газів, К	$T_r = 740$
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	$i = 12$
1.23 Діаметр циліндру, м	$D_c = 0.18$
1.24 Хід поршня, м	$S_c = 0.20$
1.25 Коефіцієнт тактності	$z = 0.5$

1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.6$

1.27 Показник адіабаты 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

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.216$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 389.197$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 298.772$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 330.165$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.212$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.206$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_H) \quad \eta_H = 0.909$$

3. Розрахунок процесу стиску

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

$$c'_v = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

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

$$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

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

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



$$b_c = \blacksquare$$

$$a_{vc} = 19.278$$

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_1-1})} \quad n_1 = 1.365$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

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

$$P_c = 7.551$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

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

$$T_c = 864.709$$

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L_{\text{ww}} = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.286$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0246$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0236$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.967$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

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

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

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

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

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

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

$$a_{vz} = 19.72776$$

$$b_z = 0.00293$$

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

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

$$a_{vb} = 19.74257$$

$$b_b = 0.002939$$

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



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

звідки: $T_z = 1673.531$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 9.891$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.511$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 9.264$$

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

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



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

$$n_2 = 1.294$$

$$T_b = 870.373$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 0.555$$

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 1.284$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P_i = 1.232$$

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

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

$$b_i = 0.176$$

6.4 Індикаторний ККД

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

$$\eta_i = 0.479$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 1.048$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

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

$$\eta_e = 0.407$$

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

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

$$b_e = 0.2074$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

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

$$N_e = 800.339$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

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

$$\Delta N = 0.042 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

8. Визначення дійсного P_k компресора на даном режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

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

$$R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 1.787$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 1.833$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.205$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 694.54$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.319$$

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

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.522$$

8.6 Показник адіабати розширення газу в турбіні

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

8.9 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{kd} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(0.97 \cdot \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_{kd} = 2.105$$

8.11 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = 0.227 \cdot \%$$

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	1,365
Показник політропи розширення n_2	1,294
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	7,551
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	9,891
Ступінь попереднього розширення ρ	1,511
Ступінь стиснення ε	14,0

Таблиця 2.1.

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1,00	9,89	
1,00	7,55	9,89
1,51	4,30	9,89
2,14	2,68	6,32
2,76	1,89	4,54
3,38	1,43	3,48
4,01	1,13	2,80
4,63	0,93	2,32
5,26	0,78	1,97
5,88	0,67	1,70
6,51	0,59	1,50
7,13	0,52	1,33
7,76	0,46	1,19
8,38	0,41	1,08
9,00	0,38	0,98
9,63	0,34	0,90
10,25	0,31	0,83
10,88	0,29	0,77
11,50	0,27	0,72
12,13	0,25	0,67
12,75	0,23	0,63
13,38	0,22	0,59
14,00	0,21	0,55
14,00		0,21

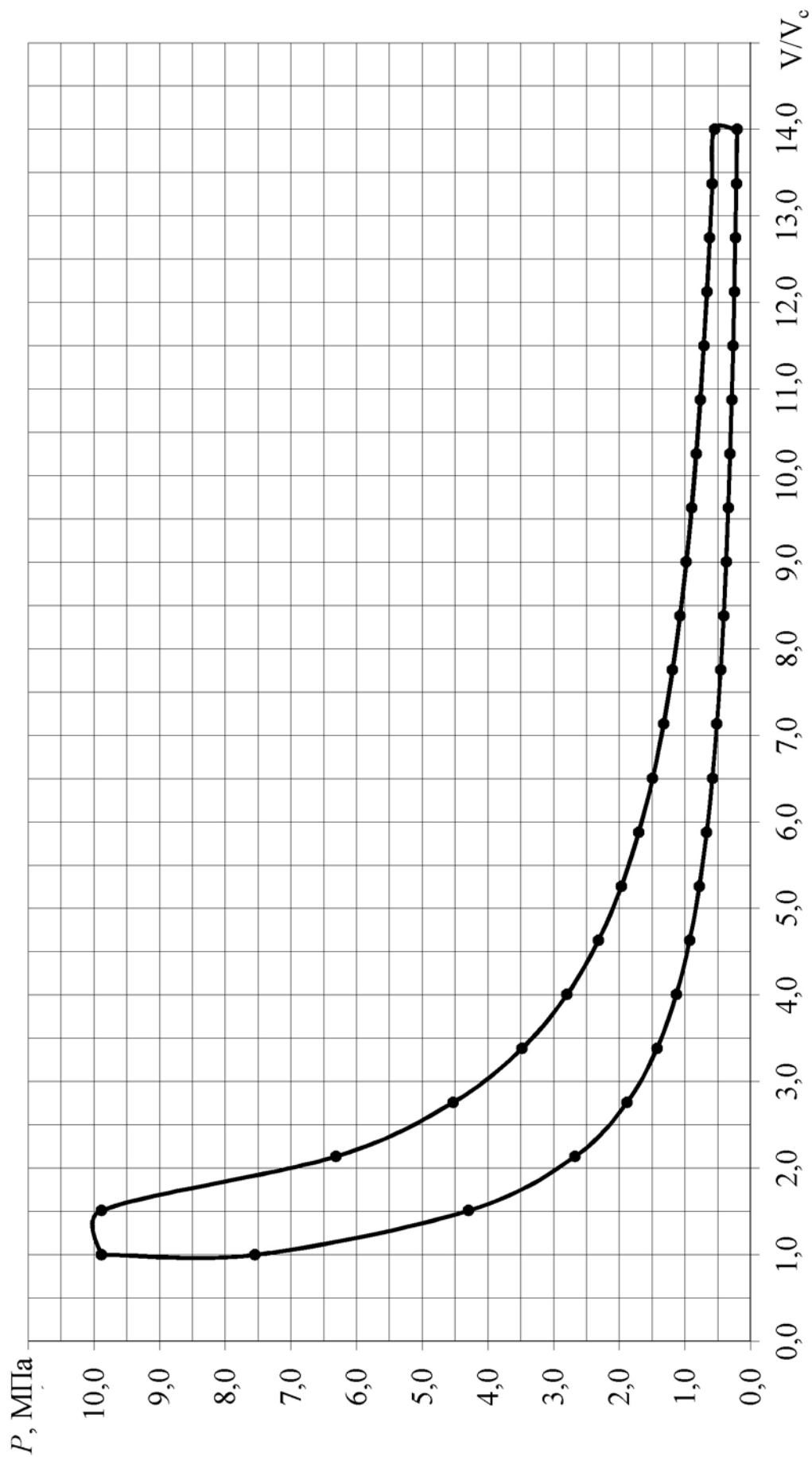


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна типу 12ЧН 18/20

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ВКР.142.4221.04.02.ПЗ

Лист

28

2.5 Висновок по розділу

В табл. 2.2 приведено основні параметри розглянутого двигуна типу 12ЧН 18/20, отриманих під час моделювання робочого циклу.

Таблиця 2.2. Основні параметри двигуна

№	Параметри двигуна, од. виміру	Значення
1.	Ефективна потужність, кВт	800
2.	Частота обертання, хв ⁻¹	1500
3.	Ступінь стиску	14
4.	Тиск наддуву, кПа	216
5.	Коефіцієнт надлишку повітря	2,6
6.	Середній ефективний тиск, кПа	1048
7.	Ефективна витрата пального, кг/(кВт·год)	0,2074
8.	Механічний ККД	0,850
9.	Індикаторний ККД	0,479
10.	Ефективний ККП	0,407

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 0,2074 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.

					ВКР.142.4221.04.03.ПЗ							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Розроб.		Кондрат О.О.			РОЗДІЛ 3 Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 12ЧН 18/20				Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевір.		Наливайко В.С.									30	11
Реценз.									НУК			
Н. Контр.												
Затверд.		Гогоренко О.А.										

РОЗДІЛ 3

Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 12ЧН 18/20

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 ($R = S_n / 2 = 0,18 / 2 = 0,09$), м;

λ – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна, ($\lambda = R / l_{ш} = 0,29$), 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 ($\omega = \pi \cdot n / 30 = 157,0$), 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.

					ВКР.142.4221.04.03.ПЗ	Лист
						31
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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	2861,75
15	0,0039	4,6362	2699,97
30	0,0153	8,5420	2242,87
45	0,0329	11,3303	1568,65
60	0,0548	13,0254	787,54
75	0,0789	13,8776	17,02
90	0,1031	14,1300	-643,34
105	0,1255	13,8776	-1131,31
120	0,1448	13,0254	-1430,87
135	0,1602	11,3303	-1568,65
150	0,1712	8,5420	-1599,53
165	0,1778	4,6362	-1585,67
180	0,1800	0,0000	-1575,07
195	0,1778	-4,6362	-1585,67
210	0,1712	-8,5420	-1599,53
225	0,1602	-11,3303	-1568,65
240	0,1448	-13,0254	-1430,87
255	0,1255	-13,8776	-1131,31
270	0,1031	-14,1300	-643,34
285	0,0789	-13,8776	17,02
300	0,0548	-13,0254	787,54
315	0,0329	-11,3303	1568,65
330	0,0153	-8,5420	2242,87
345	0,0039	-4,6362	2699,97
360	0,0000	0,0000	2861,75

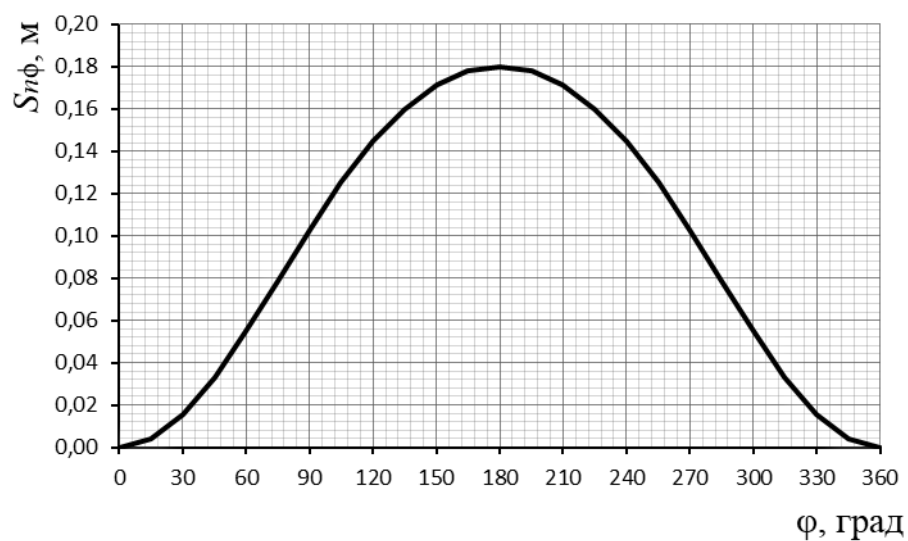


Рис. 3.1. Зміна переміщення поршня

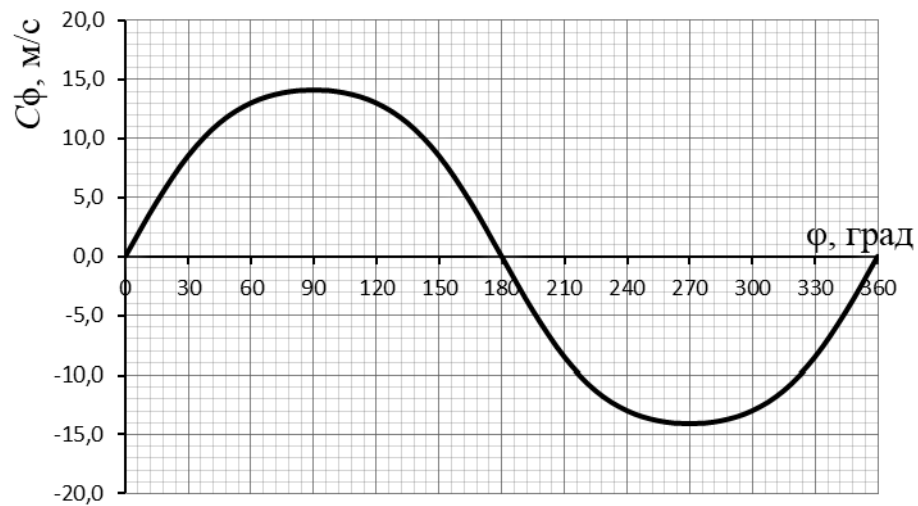


Рис. 3.2. Зміна швидкості поршня

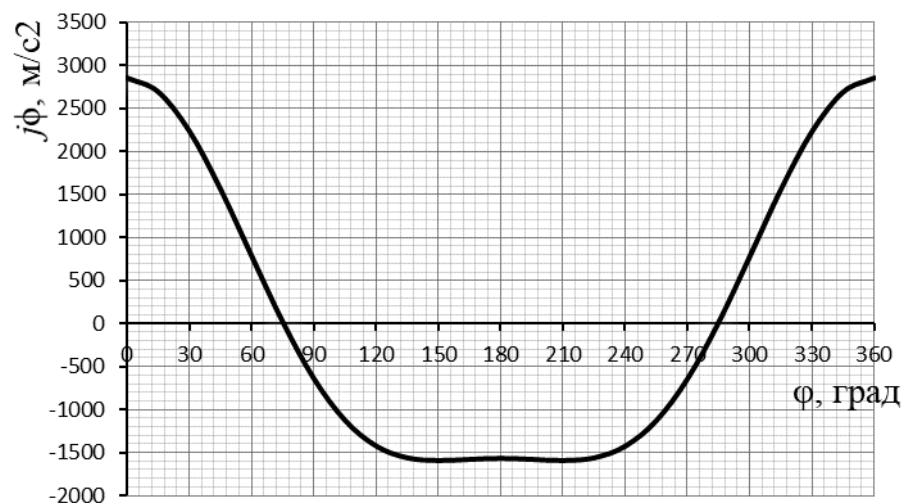


Рис. 3.3. Зміна прискорення поршня

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.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

3.2 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна

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

$$P = P_{\Gamma} + P_j$$

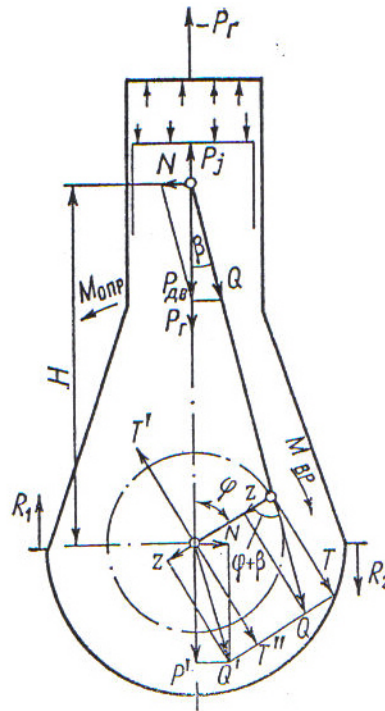


Рис. 3.4. Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

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:

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

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

Тоді тангенціальна складова:

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

відповідно нормальна:

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

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

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

У той же час опори двигуна сприймають перекидаючий момент

$$M_{\text{опр.}} = -N \cdot h,$$

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

Перекидаючий момент в точності дорівнює крутному моменту зі зворотним знаком:

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

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

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

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

$$P_j = -m_n j.$$

Величину j визначаємо з рівняння:

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

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

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

Аналіз 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 λ0,29.

Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально m_n42,8 кг

Розрахунок динаміки зроблений на ПК в середовищі *Microsoft Office Excel*. Результати розрахунку представлені в табл. 3.2.

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	0,2120	-1,8503	-1,6383	0,0000	-1,6383	0,0000
15	0,2120	-1,7457	-1,5337	-0,1154	-1,4515	-0,5084
30	0,2120	-1,4501	-1,2381	-0,1814	-0,9815	-0,7762
45	0,2120	-1,0142	-0,8022	-0,1681	-0,4484	-0,6861
60	0,2120	-0,5092	-0,2972	-0,0771	-0,0818	-0,2959
75	0,2120	-0,0110	0,2010	0,0587	-0,0046	0,2093
90	0,2120	0,4160	0,6280	0,1903	-0,1903	0,6280
105	0,2120	0,7315	0,9435	0,2753	-0,5101	0,8401
120	0,2120	0,9251	1,1371	0,2950	-0,8241	0,8373
135	0,2120	1,0142	1,2262	0,2569	-1,0487	0,6854
150	0,2120	1,0342	1,2462	0,1826	-1,1705	0,4649
165	0,2120	1,0252	1,2372	0,0931	-1,2192	0,2303
180	0,2120	1,0184	1,2304	0,0000	-1,2304	0,0000
195	0,2092	1,0252	1,2344	-0,0929	-1,2164	-0,2297
210	0,2195	1,0342	1,2537	-0,1837	-1,1776	-0,4677
225	0,2387	1,0142	1,2529	-0,2625	-1,0716	-0,7003
240	0,2708	0,9251	1,1960	-0,3103	-0,8667	-0,8806
255	0,2234	0,7315	0,9548	-0,2786	-0,5162	-0,8502
270	0,2109	0,4160	0,6268	-0,1899	-0,1899	-0,6268
285	0,2636	-0,0110	0,2526	-0,0737	-0,0058	-0,2631
300	0,4499	-0,5092	-0,0593	0,0154	-0,0163	0,0590
315	0,9362	-1,0142	-0,0780	0,0163	-0,0436	0,0667
330	2,1333	-1,4501	0,6831	-0,1001	0,5416	-0,4283
345	5,1685	-1,7457	3,4229	-0,2576	3,2395	-1,1348
360	9,3910	-1,8385	7,5525	-0,1910	7,5071	-0,8485
375	9,8910	-1,7457	8,1453	0,6131	7,7091	2,7004
390	6,4347	-1,4501	4,9846	0,7305	3,9515	3,1249
405	3,4963	-1,0142	2,4821	0,5200	1,3874	2,1228
420	2,1262	-0,5092	1,6170	0,4196	0,4452	1,6102
435	1,4405	-0,0110	1,4295	0,4171	-0,0329	1,4888
450	1,0675	0,4160	1,4834	0,4495	-0,4495	1,4834
465	0,8507	0,7315	1,5821	0,4617	-0,8554	1,4087
480	0,7191	0,9251	1,6442	0,4266	-1,1916	1,2106
495	0,6379	1,0142	1,6522	0,3462	-1,4130	0,9235
510	0,5891	1,0342	1,6233	0,2379	-1,5248	0,6056
525	0,5630	1,0252	1,5882	0,1195	-1,5650	0,2956
540	0,5548	1,0184	1,5731	0,0000	-1,5731	0,0000
555	0,2050	1,0252	1,2302	-0,0926	-1,2123	-0,2290
570	0,2050	1,0342	1,2392	-0,1816	-1,1640	-0,4623
585	0,2050	1,0142	1,2192	-0,2554	-1,0427	-0,6815
600	0,2050	0,9251	1,1301	-0,2932	-0,8190	-0,8321
615	0,2050	0,7315	0,9365	-0,2733	-0,5063	-0,8338
630	0,2050	0,4160	0,6210	-0,1882	-0,1882	-0,6210
645	0,2050	-0,0110	0,1940	-0,0566	-0,0045	-0,2020
660	0,2050	-0,5092	-0,3042	0,0789	-0,0837	0,3029
675	0,2050	-1,0142	-0,8092	0,1695	-0,4523	0,6921
690	0,2050	-1,4501	-1,2451	0,1825	-0,9871	0,7806
705	0,2050	-1,7457	-1,5407	0,1160	-1,4582	0,5108
720	0,2050	-1,8503	-1,6453	0,0000	-1,6453	0,0000

					ВКР.142.4221.04.03.ПЗ	Лист
						37
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

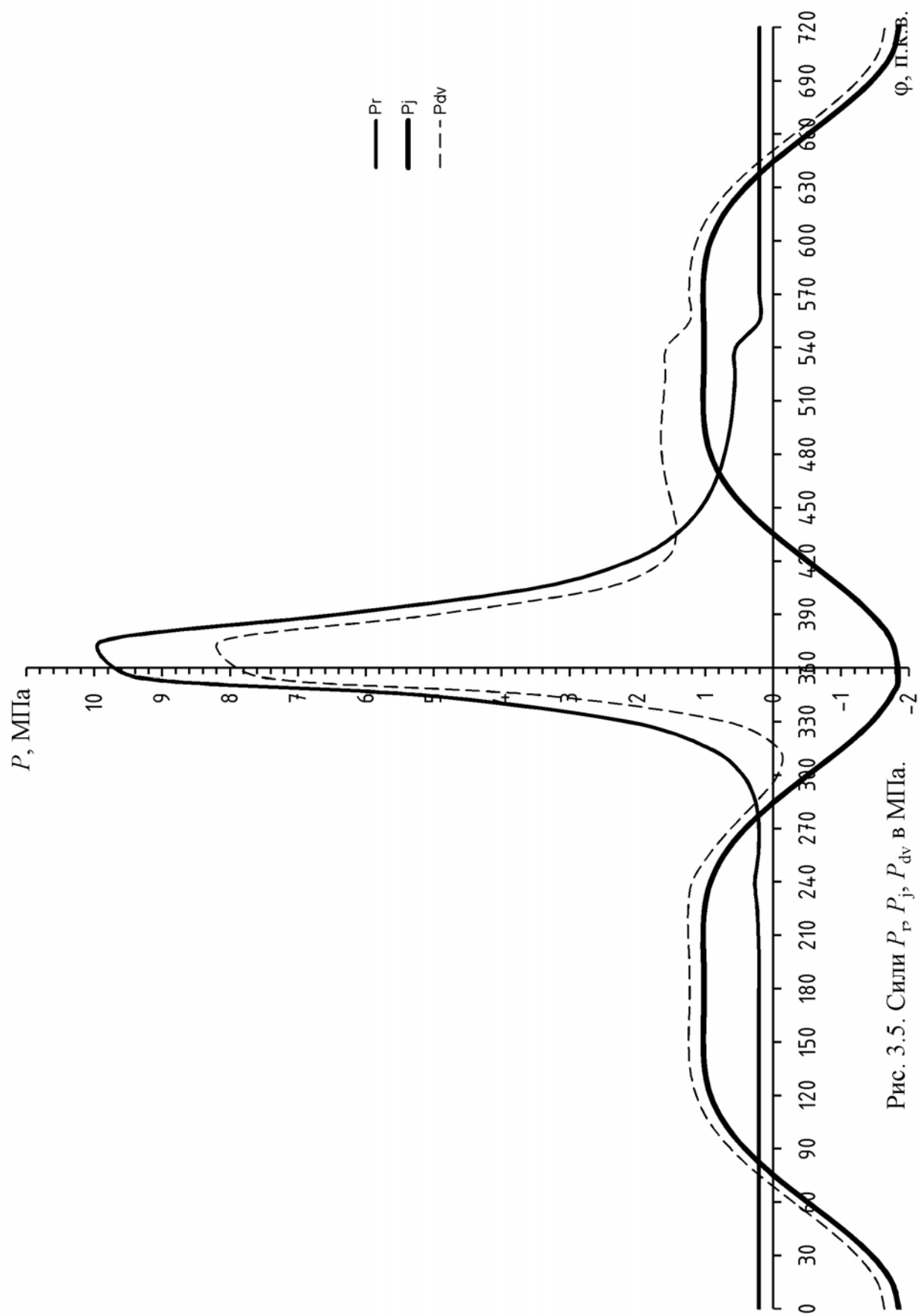


Рис. 3.5. Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ВКР.142.4221.04.03.ПЗ

Лист

38

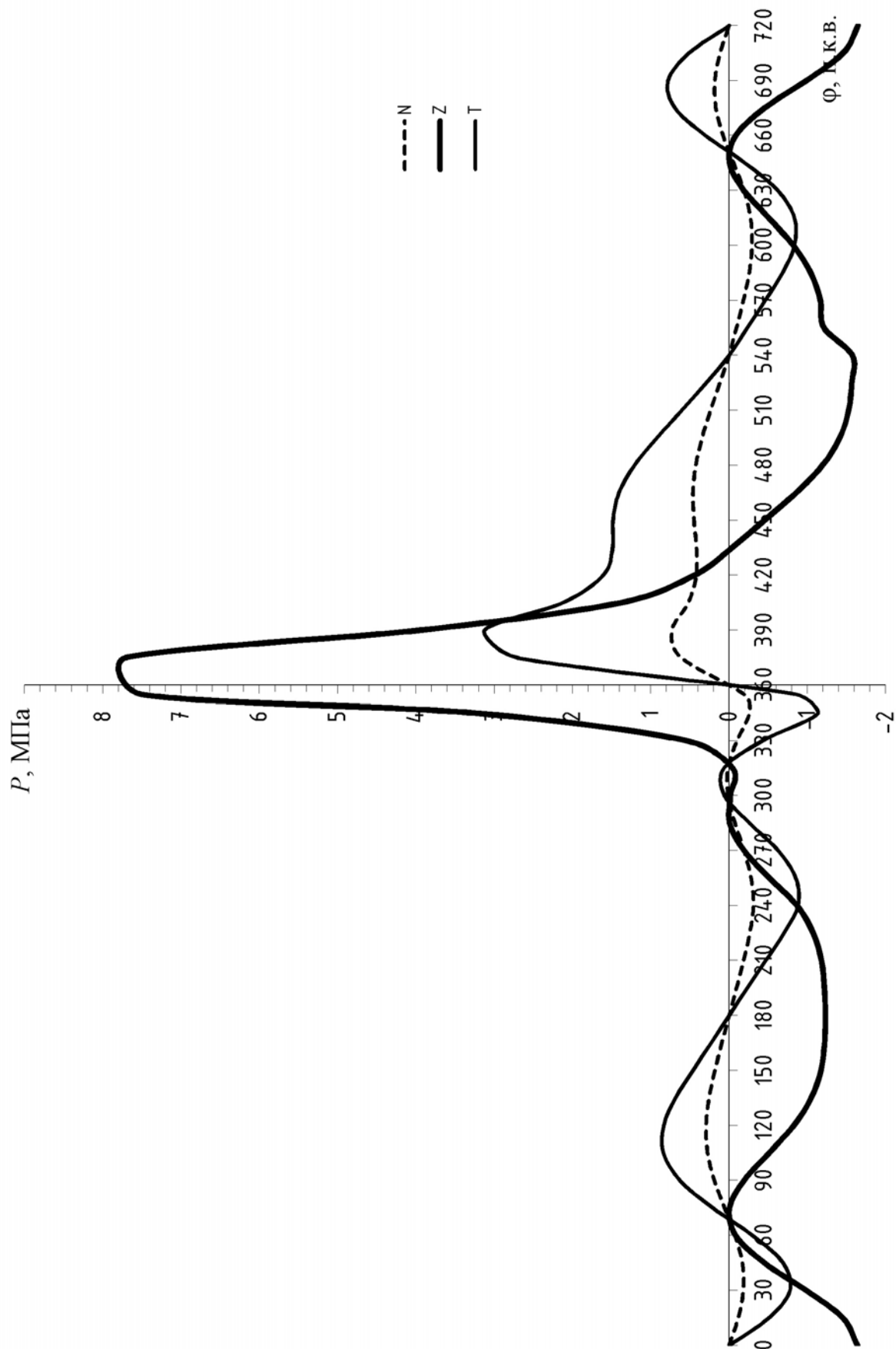
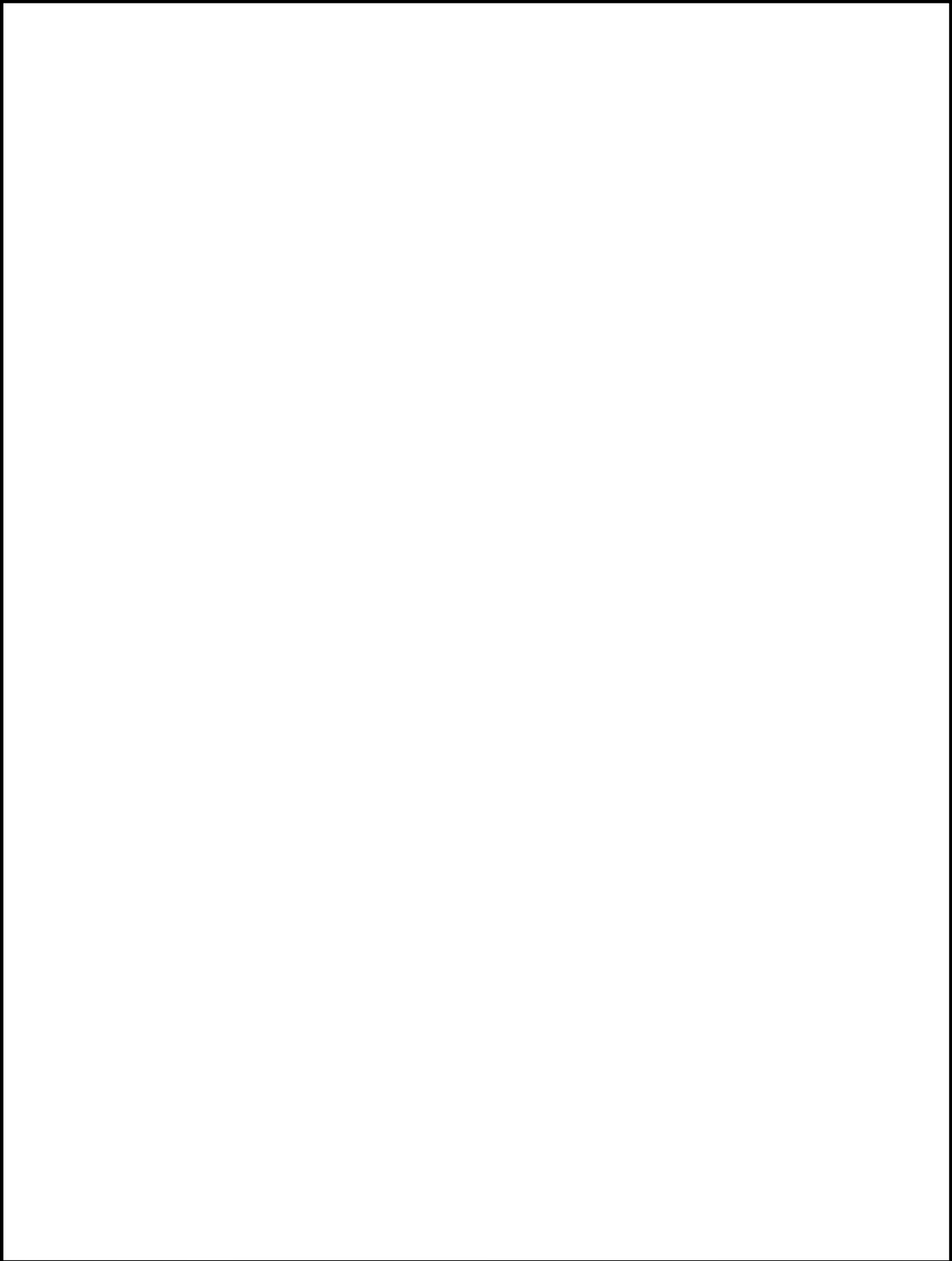


Рис. 3.6. Сили N , Z , T в МПа

3.3 Висновок по розділу

Аналіз результатів кінематичного розрахунку і динаміки КШМ дозволяє судити про невірноваженість моменту другого порядку для двигуна типу 12ЧН 18/20. Для врівноваження цього моменту необхідно штучне введення додаткових рухомих мас. Врівноваження досягають противагами, що встановлюються на щоках колінчатого валу.

					ВКР.142.4221.04.03.ПЗ	Лист
						40
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



					ВКР.142.4221.04.04.ПЗ										
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	РОЗДІЛ 4 Розрахунок та конструювання відцентрового насосу системи охолодження двигуна типу 12ЧН 18/20					Літ.	Арк.	Аркушів			
Розроб.		Кондрат О.О.											41	29	
Перевір.		Наливайко В.С.								НУК					
Реценз.															
Н. Контр.															
Затверд.		Гогоренко О.А.													

РОЗДІЛ 4

Розрахунок та конструювання відцентрового насосу системи охолодження двигуна типу 12ЧН 18/20

4.1 Вступ

Згідно з завданням проектується насос системи охолодження двигуна типу 12ЧН 18/20. 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 теплового балансу двигуна дозволяє визначити кількість тепла, яке відводиться від двигуна в охолоджуючу рідину системи охолодження. Якщо задати перепад температури охолоджуючої рідини на виході та на вході в двигун на рівні 8 К, то згідно рівняння теплового балансу можна визначити продуктивність відцентрового насосу, який відведе тепло від двигуна та забезпечить заданий перепад температур води.

$$G = \frac{Q_w}{C_p \Delta T}, \text{ кг/с,}$$

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

					ВКР.142.4221.04.04.ПЗ	Лист
						42
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G = \frac{420000}{4190 \cdot 8} = 12,53 \text{ кг/с, або } Q \approx 45 \text{ м}^3/\text{год}$$

Приймемо, що питома робота насоса повинна складати $L = 330 \text{ Дж/кг}$.

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 $\Delta l_{\text{кр}}$

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

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 $n_s = 100$, а $C = 900$.

Тоді

$$\Delta l_{\text{кр}} = 330 \cdot (1,54 \cdot \frac{100}{900})^{\frac{4}{3}} = 31,3 \text{ Дж/кг}.$$

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

$$\omega = \frac{C \Delta l_{\text{кр}}^{\frac{3}{4}}}{298 \sqrt{Q}}, \quad \omega = \frac{900 \cdot 31,3^{\frac{3}{4}}}{298 \cdot \sqrt{0,0125}} = 357,9 \text{ с}^{-1},$$

де $Q = 0,0125 \text{ м}^3/\text{с} = 45/3600$.

Частота обертання ротору

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}, \quad n = \frac{30 \cdot 357,9}{3,14} = 3419 \text{ об/хв}.$$

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:
 $n_s = 102,4$; $C = 900$; $\Delta l_{кр} = 32,34$ Дж/кг; $\omega = 366,3 \text{ с}^{-1}$; $n = 3500$ 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;

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

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

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

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

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

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

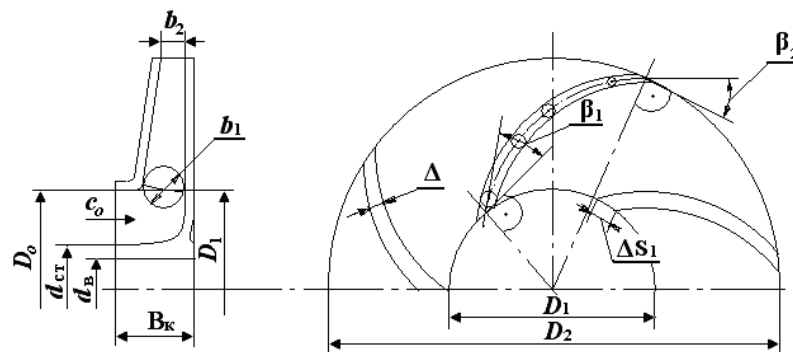


Рис. 4.1. Схема робочого колеса відцентрового насосу

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

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

де $D_{1np} = k_{D_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{\pi \cdot Q_1}{30 \cdot \omega}}$ – приведений (середньоквадратичний) діаметр на вході в

колесо в першому наближенні, мм.

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

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

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

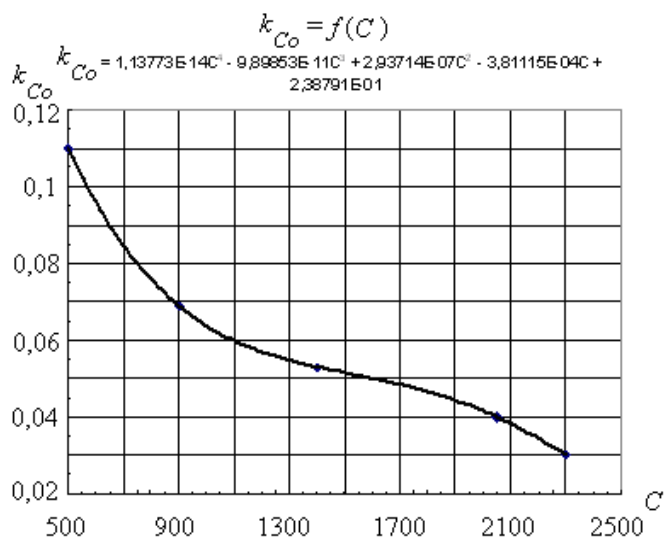


Рис. 4.2. Графік залежності $k_{Co} = f(C)$

Після підстановки

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

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

де z_n – кількість потоків (коліс) в насосі, шт.; приймаємо $z_n = 1$.

Після підстановки $Q_1 = \frac{0,0125}{1} = 0,0125 \text{ м}^3/\text{с}$.

Таким чином

$$D_{\text{лп}} = 4,27 \cdot \sqrt[3]{\frac{3,14 \cdot 0,0125}{30 \cdot 366,3}} = 0,0653 \text{ м.}$$

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

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

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

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

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

Зазвичай діаметр вала ротору насоса визначають при конструктивній проробці схеми насосу з врахуванням критичної частоти обертів. Орієнтовно $d_{\text{вс}}$ 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 насосу, Н·м;

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

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

Крутний момент на валу ротора насосу обчислюється за формулою

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

де N_B – потужність на привід вала ротора насоса, Вт.

$$N_B = \frac{\rho \cdot Q \cdot L}{\eta}, \quad N_B = \frac{1000 \cdot 0,0125 \cdot 330}{0,7} = 5893 \text{ Вт.}$$

Після підстановки

$$M_K = \frac{5893}{314} = 16,09 \text{ Н·м.}$$

Таким чином

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 16,09}{3,14 \cdot 300 \cdot 10^5}} = 0,014 \text{ м.}$$

Діаметр маточини робочого колеса

$$d_{ст} = 1,29 \cdot 0,014 \approx 0,018 \text{ м.}$$

Діаметр середини вхідної кромки лопаті робочого колеса для насосів з $n_s = 80 \dots 120$ 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:

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

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

$$Q_p = \frac{Q_1}{\eta_o}, \quad Q_p = \frac{0,0125}{0,97} = 0,0129 \text{ м}^3/\text{с.}$$

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

$$c_o = k_{c_o} \cdot \left(\frac{30}{\pi}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \sqrt[3]{Q_1 \cdot \omega^2}, \quad c_o = 0,07 \cdot \left(\frac{30}{3,14}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \sqrt[3]{0,0125 \cdot 366,3^2} = 3,75 \text{ м/с.}$$

Згідно з такою швидкістю

					ВКР.142.4221.04.04.ПЗ	Лист
						47
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0125}{3,14 \cdot 3,75} + 0,018^2} = 0,0686 \text{ м.}$$

Приймаємо $D_0 = 0,0686$ м і $D_1 = 0,067$ м.

То ж приведений діаметр в другому наближенні

$$D_{\text{пр}}^{**} = \sqrt{0,5 \cdot (0,018^2 + 0,067^2)} = 0,0491 \text{ м.}$$

Значення гідравлічного ККД

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg 49,1 - 0,172)^2} = 0,818.$$

Об'ємний ККД обчислюється за формулою

$$\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{n_s^2}}}, \quad \eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{102,4^2}}} = 0,97.$$

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

$$\eta_{\text{мвн}} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}}, \quad \eta_{\text{мвн}} = \frac{1}{1 + \frac{820}{102,4^2}} = 0,928.$$

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

Результуюче значення ККД насоса дорівнюватиме

$$\eta = 0,818 \cdot 0,97 \cdot 0,928 \cdot 0,95 = 0,7.$$

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° [4]. 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

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

					ВКР.142.4221.04.04.ПЗ	Лист
						48
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

$$u_1 = \frac{366,3 \cdot 0,067}{2} = 12,28 \text{ м/с.}$$

Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході обчислюється як

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

де $c'_{1m} = c_o = 3,75$ м/с – швидкість рідини в районі повороту протока в робочому колесі;

$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot \Delta S_1}{\pi \cdot D_1}}$ – коефіцієнт захащення 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.);

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

$$D_2^* = \frac{D_0}{0,002 \cdot n_s + 0,276}, \quad D_2^* = \frac{0,0686}{0,002 \cdot 102,4 + 0,276} = 0,1427 \text{ м}$$

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

					ВКР.142.4221.04.04.ПЗ	Лист
						49
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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 $\beta_2 = 31^\circ$

$$z = 6,5 \cdot \frac{0,1356 + 0,067}{0,1356 - 0,067} \cdot \sin \frac{21 + 31}{2} = 8,42$$

Розраховане значення кількості лопатей робочого колеса є орієнтовним і може бути зміненим в певному діапазоні значень. Тож для відцентрових насосів загального призначення кількість лопатей робочого колеса лежить в межах 6...12. Для отримання більш стабільної характеристики більш доцільно мати $z = 6...8$ [2]; приймаємо $z = 12$.

Після підстановки

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

Таким чином

$$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{12 \cdot 0,0031}{3,14 \cdot 0,067}} = 1,215.$$

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

$$c_{1m} = 3,75 \cdot 1,215 = 4,56 \text{ м/с.}$$

Тож

$$\beta_{10} = \arctg \frac{4,56}{12,28} = 20,38^\circ.$$

Значення кута атаки обираємо таким, щоб доповнити кут β_1 до цілого числа градусів. Приймаємо $\delta = 0,62^\circ$

$$\beta_1 = 20,38 + 0,62 = 21^\circ.$$

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.

$$L_T = \frac{L}{\eta_T}, \quad L_T = \frac{330}{0,818} = 403,43 \text{ Дж/кг.}$$

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

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

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

k_3 – коефіцієнт який лежить в межах $0,54 \dots 0,65$ [4]; приймаємо $k_3 = 0,54$.

Тож

$$\psi = 0,54 + 0,6 \cdot \sin 31^\circ = 0,850.$$

Тоді

$$p = 2 \cdot \frac{0,850}{12} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,067}{0,1356}\right)^2} = 0,1875.$$

Після підстановки

$$L_{\infty} = (1 + 0,1875) \cdot 403,43 = 479,08 \text{ Дж/кг.}$$

Тож зовнішній діаметр робочого колеса у другому наближенні

$$D_2 = \frac{2}{366,3} \cdot \left[\frac{3,42}{2 \cdot \operatorname{tg} 31^\circ} + \sqrt{\left(\frac{3,42}{2 \cdot \operatorname{tg} 31^\circ}\right)^2 + 479,08} \right] = 0,1356 \text{ м.}$$

Ширина маточини робочого колеса B_K (рис. 1) визначається з співвід-
ношення $B_K = (0,2 \dots 0,4) \cdot D_2$,

$$B_K = 0,22 \cdot 0,1356 = 0,03 \text{ м.}$$

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

$$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_1}, \quad w_1 = \frac{4,56}{\sin 21^\circ} = 12,74 \text{ м/с;}$$

$$w_{10} = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_{10}}, \quad w_{10} = \frac{4,56}{\sin 20,38^\circ} = 12,74 \text{ м/с.}$$

Колова швидкість потоку рідини на діаметрі D_2 визначається як

$$u_2 = \frac{\omega \cdot D_2}{2}, \quad u_2 = \frac{366,3 \cdot 0,1356}{2} = 24,85 \text{ м/с.}$$

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

$$c_{2m} = (0,75 \dots 1,1) \cdot c_{1m}, \quad c_{2m} = 0,75 \cdot 4,56 = 3,42 \text{ м/с.}$$

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

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

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

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

$$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{12 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 0,1356}} = 1,06.$$

Тоді

$$c'_{2m} = \frac{3,42}{1,06} = 3,23 \text{ м/с.}$$

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

$$c_{2u} = \frac{403,43}{24,85} = 16,24 \text{ м/с.}$$

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

$$c_{2u\infty} = \frac{L_T \cdot (1+p)}{u_2}, \quad c_{2u\infty} = \frac{403,43 \cdot (1+0,1875)}{24,85} = 19,28 \text{ м/с.}$$

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

$$w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + (u_2 - c_{2u})^2}, \quad w_2 = \sqrt{3,42^2 + (24,85 - 16,24)^2} = 9,27 \text{ м/с.}$$

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 1,378.

Дійсне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{12,74}{9,27} = 1,380.$$

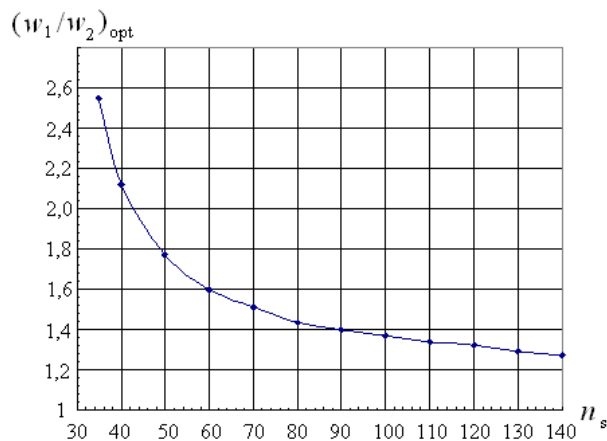


Рис. 4.3. Залежність $(w_1/w_2)_{\text{opt}}$ від n_s

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

$$w_{2\infty} = \frac{c_{2m}}{\sin \beta_2}, \quad w_{2\infty} = \frac{3,42}{\sin 31^\circ} = 6,65 \text{ м/с.}$$

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 $D_0 = 68,6 \text{ мм}$

Діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса $D_1 = 67,0 \text{ мм}$

Товщина лопаті на вході в колесо $\Delta_1 = 1,1 \text{ мм}$

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

Зовнішній діаметр робочого колеса $D_2 = 135,6 \text{ мм}$

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

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

4.4 Розрахунок меридіанного перетину робочого колеса

Побудова меридіанного перетину робочого колеса (рис. 4.4) 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 огибають 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	0,0670	
D_2 , м	Зовнішній діаметр робочого колеса	0,1356	
i	Кількість ділянок розбивки	5	
ΔR , м	Крок по радіусу	0,00686	
b_i , м	Ширина каналу робочого колеса на різних діаметрах: $b_i = \frac{Q_p}{\pi \cdot D_i \cdot c_{im}}$	0,01633	1
		0,01394	a
		0,01227	б
		0,01104	в
		0,0101	г
		0,00937	2
c'_{1m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини в районі повороту в робочому колесі	3,75	1
c'_{2m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса з врахуванням коефіцієнта захаращення каналу колеса лопатями	3,23	2
c'_{im} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на різних діаметрах: $c'_{im} = k \cdot R_i + b$	3,646	a
		3,542	б
		3,438	в
		3,334	г
k	Коефіцієнт лінійного рівняння: $k = \frac{c'_{2m} - c'_{1m}}{R_2 - R_1}$	-15,16	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння: $b = c'_{1m} - k \cdot R_1$	4,25787	

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	$б$	$в$	$г$	R_2
	0,0335	0,0404	0,0472	0,0541	0,0609	0,0678
Ширини каналів, м	0,0163	0,0139	0,0123	0,0110	0,0101	0,0094
	b_1	a	$б$	$в$	$г$	b_2

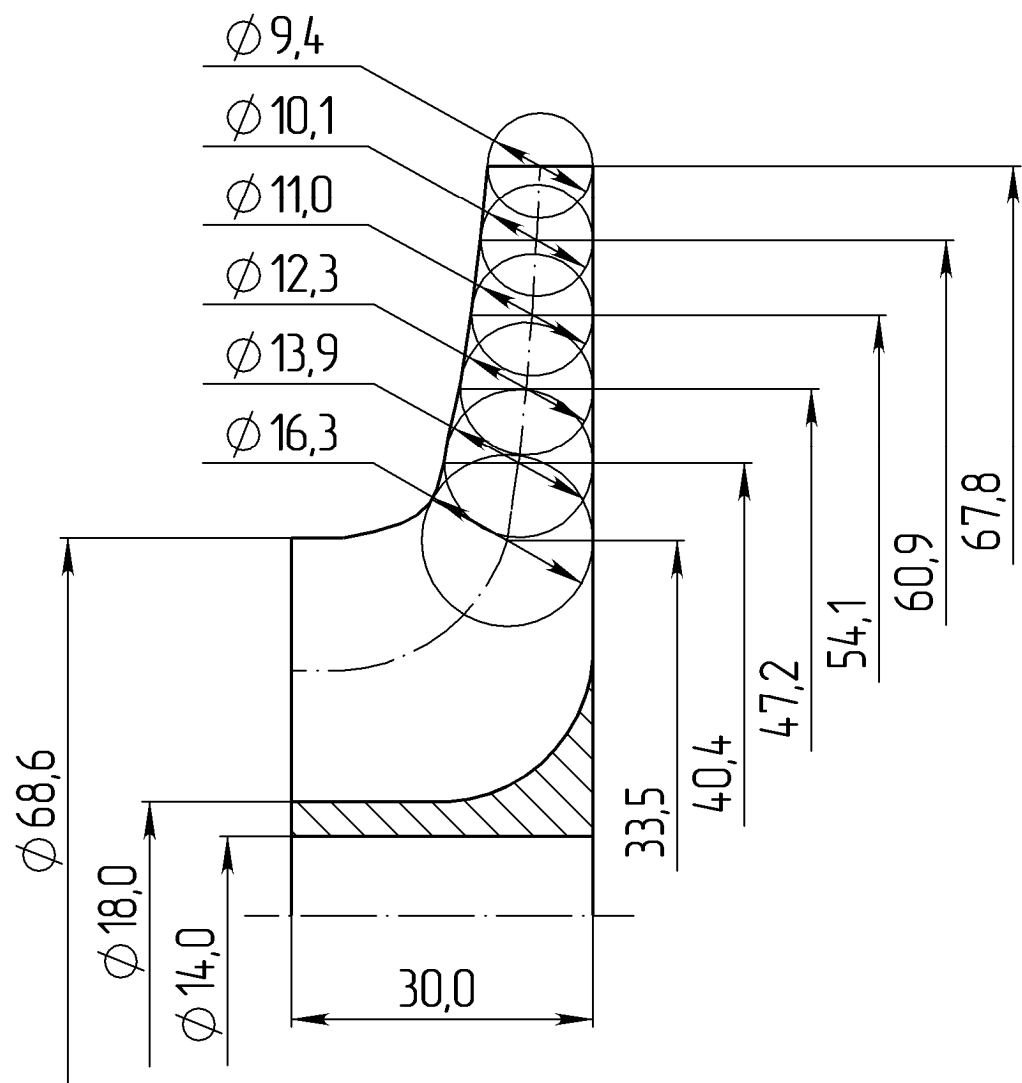


Рис. 7. Меридіанний перетин робочого колеса

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Меридіанний перетин робочого колеса			Лист.		Масса	Масштаб
Разраб.											1:1
Проверил											
Н. контр.								Лист		Листов	
Утв.											

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 $R - \varphi$ (рис. 4.5). 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.

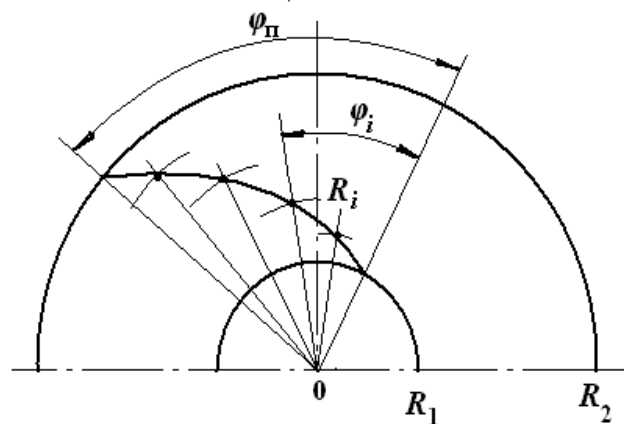


Рис. 4.5. Схема побудови лопаті робочого колеса насосу в плані

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	0,067	
D_2 , м	Зовнішній діаметр робочого колеса	0,1356	
i	Кількість ділянок розбивки	10	
ΔR , м	Крок по радіусу	0,00343	
R_1 , м	Радіус середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса	0,0335	1
R_i , м	Проміжні значення радіусів: $R_i = R_1 + n_i \cdot \Delta R$	0,0369	a
		0,0404	b
		0,0438	v
		0,0472	z
		0,0507	d
		0,0541	e
		0,0575	ж
		0,0609	з
		0,0644	и
R_2 , м	Зовнішній радіус робочого колеса	0,0678	2

Параметр та одиниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
k	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення c_{im} : $k = \frac{c_{2m} - c_{1m}}{R_2 - R_1}$	-33,236	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення c_{im} : $b = c_{1m} - k \cdot R_1$	5,67341	
c_{1m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході в робоче колесо	4,56	1
c_{im} , м/с	Проміжні значення меридіанної складової абсолютної швидкості потоку рідини в робочому колесі на різних радіусах: $c_{im} = k \cdot R_i + b$	4,446	<i>a</i>
		4,332	<i>б</i>
		4,218	<i>в</i>
		4,104	<i>г</i>
		3,99	<i>д</i>
		3,876	<i>е</i>
		3,762	<i>ж</i>
		3,648	<i>з</i>
		3,534	<i>и</i>
c_{2m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса	3,42	2
k	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення w_i : $k = \frac{w_{2\infty} - w_1}{R_2 - R_1}$	-177,55	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення w_i : $b = w_1 - k \cdot R_1$	18,688	
w_1 , м/с	Відносна швидкість потоку рідини при вході на лопатку робочого колеса	12,74	1
w_i , м/с	Проміжні значення відносної швидкості потоку рідини в робочому колесі на різних радіусах: $w_i = k \cdot R_i + b$	12,131	<i>a</i>
		11,522	<i>б</i>
		10,913	<i>в</i>
		10,304	<i>г</i>
		9,695	<i>д</i>
		9,086	<i>е</i>
		8,477	<i>ж</i>
		7,868	<i>з</i>
		7,259	<i>и</i>
$w_{2\infty}$, м/с	Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса при нескінченній кількості лопатей	6,65	2

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

№ точки	$\beta_i = \arcsin \frac{c_{im}}{w_{i\infty}}$	$B_i = \frac{1}{R_i \cdot \operatorname{tg} \beta_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$		$\Delta\varphi_i = \frac{180}{\pi} \times \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R$	$\varphi_i = \frac{180}{\pi} \cdot \sum_1^i \Delta\varphi_i$	$R_i, \text{ м}$
1	20,98	77,87	73,31		0	0	0,0335
a	21,51	68,74			14,41	14,41	0,0369
б	22,10	61,07	57,78	64,90	12,76	27,18	0,0404
в	22,75	54,49			11,36	38,54	0,0438
г	23,48	48,77	46,25	51,63	10,15	48,69	0,0472
д	24,31	43,72			9,09	57,78	0,0507
е	25,26	39,20	37,16	41,46	8,15	65,93	0,0541
ж	26,36	35,11			7,31	73,24	0,0575
з	27,64	31,36	29,62	33,23	6,53	79,78	0,0609
и	29,15	27,87			5,82	85,60	0,0644
2	30,97	24,60		26,23	5,16	90,76	0,0678

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 $R \cdot c_u = \text{const}$ 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 $\alpha = 30...40^\circ$ [4]; приймаємо $\alpha = 30^\circ$.

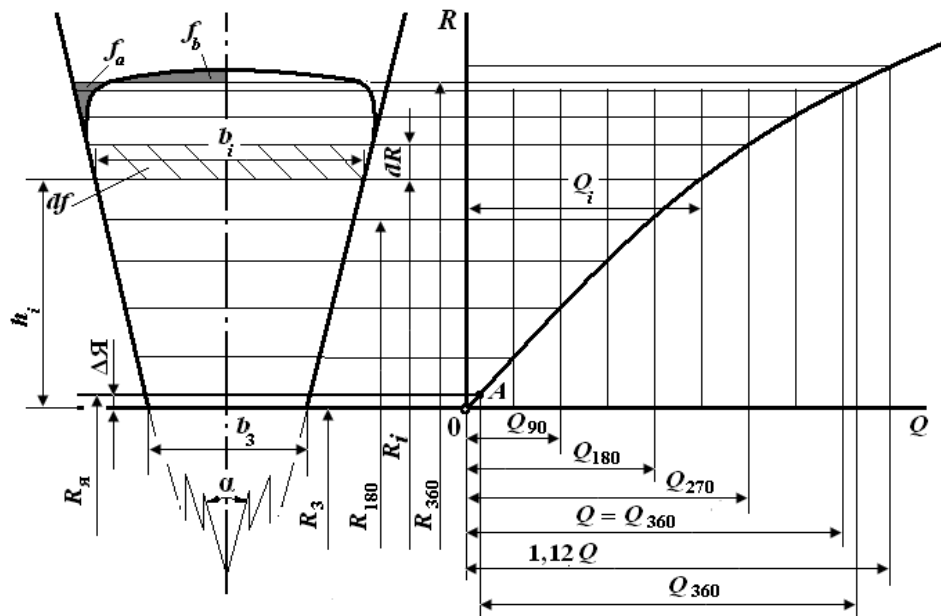


Рис. 4.6. Комплексний графік для визначення розмірів спірального відводу

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

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

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

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

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

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

$$R_2 = \frac{0,1356}{2} = 0,0678 \text{ м.}$$

Тоді

$$R_3 = 1,03 \cdot 0,0679 = 0,070 \text{ м.}$$

Приріс радіусу

$$\Delta R = 0,071 \cdot 0,070 = 0,005 \text{ м.}$$

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.

$$b_3 = b_2 + (0,02 \dots 0,05) \cdot D_2, \quad b_3 = 0,0094 + 0,03 \cdot 0,1356 = 0,013 \text{ м.}$$

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

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

$$R_я = R_3 + \Delta Я, \quad R_я = 0,070 + 0,001 = 0,071 \text{ м.}$$

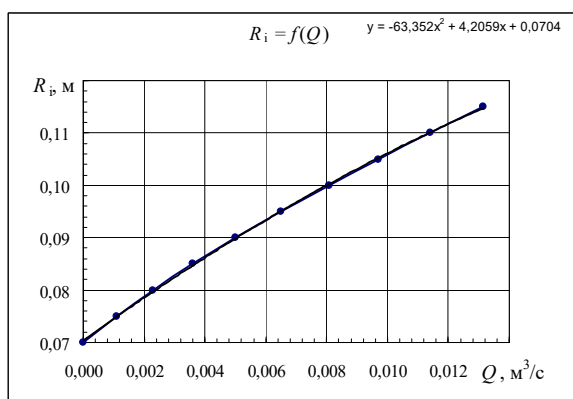


Рис. 4.7. Залежність внутрішнього радіуса спіральної поверхні відводу від розходу

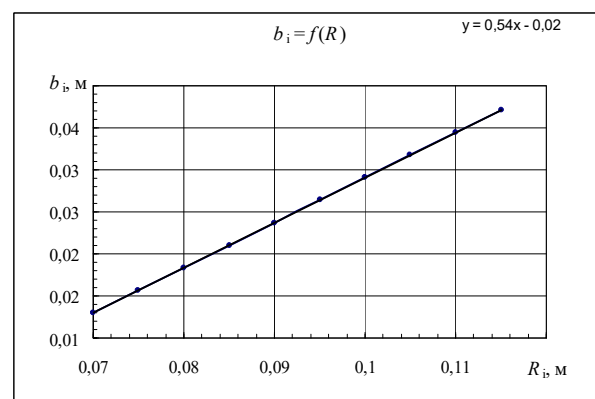


Рис. 4.8. Залежність максимальної ширини трапецієвидного каналу від радіусу спіральної поверхні відводу

Необхідні конструктивні значення спіральної поверхні відводу для побудови графіків на рис. 4.7 і 4.8 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.	0,070	R_3
		0,075	a
		0,080	b
		0,085	v
		0,090	z
		0,095	d
		0,100	e
		0,105	$ж$
		0,110	$з$
		0,115	$и$
		0,120	$к$
		0,125	$л$
		0,130	$м$
		0,135	$н$
		0,140	$о$
		0,145	$п$
		0,150	$р$
$b_i, \text{ м}$	Проміжні максимальні значення ширин перетинів відвідного каналу на різних радіусах: $b_i = b_3 + 2 \cdot (R_i - R_3) \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$	0,013	b_3
		0,016	a
		0,018	b
		0,021	v
		0,024	z
		0,026	d
		0,029	e
		0,032	$ж$
		0,034	$з$
		0,037	$и$
		0,040	$к$
		0,042	$л$
		0,045	$м$
		0,048	$н$
		0,050	$о$
		0,053	$п$
		0,056	$р$

Таблиця 4.7. Розрахунок розходу рідини через перетини каналу відводу

Перетини	$B_i = \frac{b_i}{R_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	$\Delta Q = \frac{L_r}{\omega} \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R,$ м³/с	$Q_\Sigma = \sum_1^i \Delta Q,$ м³/с
<i>Bз</i>	0,18571	0,1974	0,0000	0,0000
<i>a</i>	0,20904		0,0011	0,0011
<i>б</i>	0,22945	0,2385	0,2192	0,0023
<i>в</i>	0,24746		0,0013	0,0036
<i>г</i>	0,26347	0,2706	0,2555	0,0050
<i>д</i>	0,27779		0,0015	0,0065
<i>e</i>	0,29068	0,2965	0,2842	0,0081
<i>жс</i>	0,30235		0,0016	0,0097
<i>з</i>	0,31295	0,3178	0,3076	0,0114
<i>и</i>	0,32263		0,0018	0,0131
<i>к</i>	0,33151	0,3356	0,3271	0,0149
<i>л</i>	0,33967		0,0018	0,0168
<i>м</i>	0,34721	0,3507	0,3434	0,0187
<i>н</i>	0,35418		0,0019	0,0206
<i>о</i>	0,36066	0,3637	0,3637	0,0226
<i>п</i>	0,3667		0,0020	0,0246
<i>р</i>	0,37233	0,3695	0,0020	0,0267

В табл. 4.7 відмічаємо строку зі значенням розходу рідини через спіральний відвід, яке не перевищує більше ніж на 10 % від заданого в завданні значення розходу. В нашому випадку табличне значення $Q = 0,0131$ м³/с перевищує заданий 0,0125 м³/с менше, ніж на 0,7 %. 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	$Q,$ м³/с	$R_i,$ м	$b_i,$ м
0	0,0000	0,07	0,0130
<i>a</i>	0,0011	0,075	0,0157
<i>б</i>	0,0023	0,08	0,0184
<i>в</i>	0,0036	0,085	0,0210
<i>г</i>	0,0050	0,09	0,0237
<i>д</i>	0,0065	0,095	0,0264
<i>e</i>	0,0081	0,1	0,0291
<i>жс</i>	0,0097	0,105	0,0317
<i>з</i>	0,0114	0,11	0,0344
<i>и</i>	0,0131	0,115	0,0371

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	77	84	90	95	101	106	110	115
b_φ , мм	18,0	21,7	25,1	28,4	31,5	34,4	37,1	39,6	42,0
h_φ , мм	1	8	14	20	26	31	36	41	45

При проектуванні перетинів відвідного каналу гострі кути профілю перетину, особливо в верхній його частині, округлюються відповідно до рекомендацій [4], коли площі f_a і f_b рівні між собою. Далі контури поперечних перетинів відводу розміщуються (накладаються) по радіусу R_2 , проведених під вибраними кутами обхвату φ_i , після чого через точки перетину 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 трубопроводом. Для його побудови необхідно знати діаметр або радіус початкового перетину дифузора ρ_{360} , радіус кінцевого перетину $R_{тр}$ і його довжину L_d .

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

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

Данні максимальних і мінімальних значень R і b беремо з табл. 4.8.

$$\rho_{360} = \sqrt{\frac{(0,115 - 0,07) \cdot (0,0371 + 0,013)}{2 \cdot 3,14}} = 0,0182 \text{ м.}$$

Кінцевий перетин розраховується з умови забезпечення необхідної швидкості рідини на виході з насоса $c_{тр}$. Згідно з [4] швидкості рідини на виході з насоса повинна бути в межах 2...5 м/с.

Приймаємо $c_{\text{тр}} = 4 \text{ м/с}$.

Радіус кінцевого перетину дифузору визначається за формулою

$$R_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot c_{\text{тр}}}}, \quad R_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{0,0125}{3,14 \cdot 4}} = 0,0315 \text{ м.}$$

Кут розкриття дифузора σ приймається згідно рекомендації [4] 8...12 градусів, щоб забезпечити безвідривну течію рідини; приймаємо $\sigma = 9^\circ$.

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

$$L_{\text{д}} = \frac{R_{\text{тр}} - \rho_{360}}{\operatorname{tg} \frac{\sigma}{2}}, \quad L_{\text{д}} = \frac{0,0315 - 0,0182}{\operatorname{tg} \frac{9}{2}} = 0,170 \text{ м.}$$

Рекомендується, щоб довжина дифузора не перевищувала 1,5 максимального діаметру відводу. В даному випадку він рівний 230 мм, а довжина дифузора 170 мм. Умова виконана.

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

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

$A = 1,1 \dots 1,3$ – коефіцієнт запасу [4]; приймаємо $A = 1,1$.

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

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

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

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

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

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

$$\lambda_{\text{ш}} = 1,2 \cdot \frac{4,56}{12,28} + (0,07 + 0,42 \cdot \frac{4,56}{12,28}) \cdot (0,15 - 0,615) = 0,35,$$

$\lambda_1 = 1,0 \dots 1,2$ [4]; приймаємо $\lambda_1 = 1,0$.

$$\Delta l_{\text{кр}} = 0,35 \cdot \frac{(366,3 \cdot 0,067)^2}{8} + \frac{4,56^2}{2} \cdot (0,35 + 1,0) = 40,39 \text{ м}^2/\text{с}^2.$$

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

$$H_{\text{всд}} = \frac{1}{9,8} \cdot \left(\frac{100000 - 2338}{999,13} - 1,1 \cdot 40,39 - 4 \right) = 5,03 \text{ м}.$$

Отже дійсна висота всмоктування більше 5 м.

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

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 охолодження двигуна;
- по роду приводу – навісний;
- по розташуванню колеса щодо опор – консольний.

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

					ВКР.142.4221.04.04.ПЗ	Лист
						66
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Ротор 5 складається з робочого колеса 11, яке закріплене на валу за допомогою шпонки та гайки-обтічника 14 (рис. 4.9).

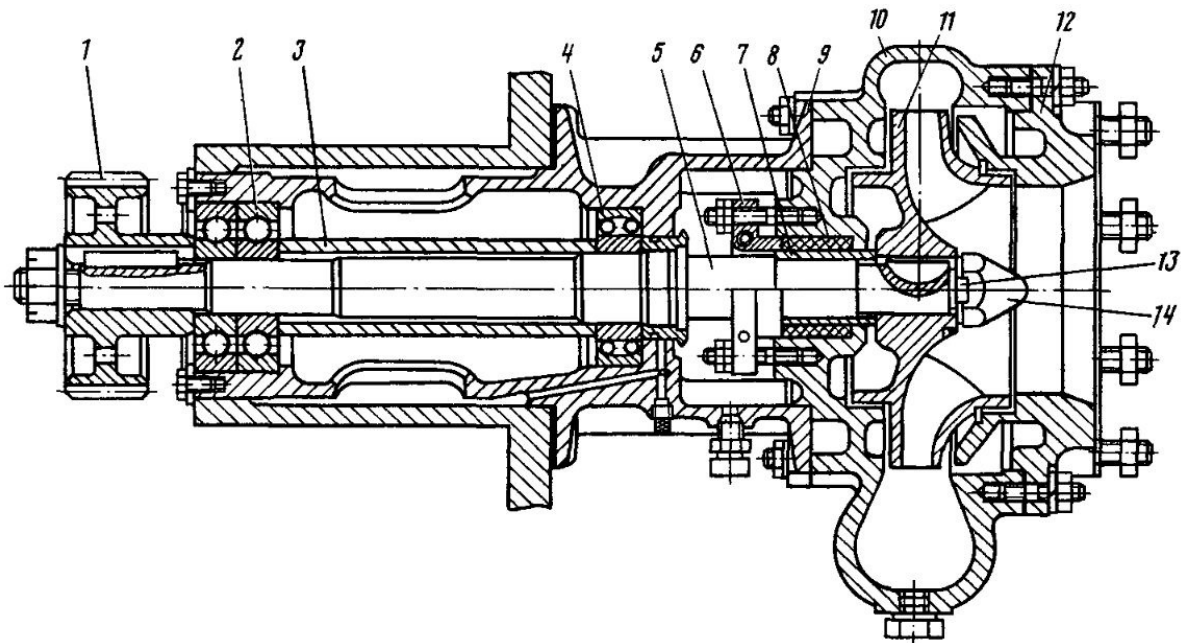


Рис. 4.9. Відцентровий насос системи охолодження

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

Вал виготовлений у вигляді ряду співвісних циліндрів різного діаметру, на яких кріпляться колесо, захисна втулка 7 і підшипники 2 та 4. На стороні валу, протилежній колесу, виконано шпонковий паз, призначений для фіксації муфти 1, яка сполучає насос з приводом.

Нерухомі елементи насоса складаються з корпусу, який об'єднує такі елементи насоса, як: вхідний патрубок 12, спіральний відвід 10 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 щільне ущільнення, що складається з ущільнюючого кільця, яке охоплює з мінімальним зазором 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 ви-

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ВКР.142.4221.04.04.ПЗ

Лист

67

пуску 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.

Ущільнення валу здійснюється за допомогою торцевого ущільнювача. У цій конструкції на захисній втулці валу встановлені обертаються деталі ущільнення: скоба, в якій розміщено декілька пружин, конічне кільце з фторопласту, обертове кільце пари тертя. Нерухомі деталі розташовані в корпусі ущільнення. Нерухоме кільце пари тертя закріплено натискною кришкою, гільзою і стопорним кільцем.

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 торцевого ущільнення. Через вікно також забезпечується видалення води, яка протікає назовні через ущільнення при роботі насоса.

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

					ВКР.142.4221.04.04.ПЗ	Лист
						68
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

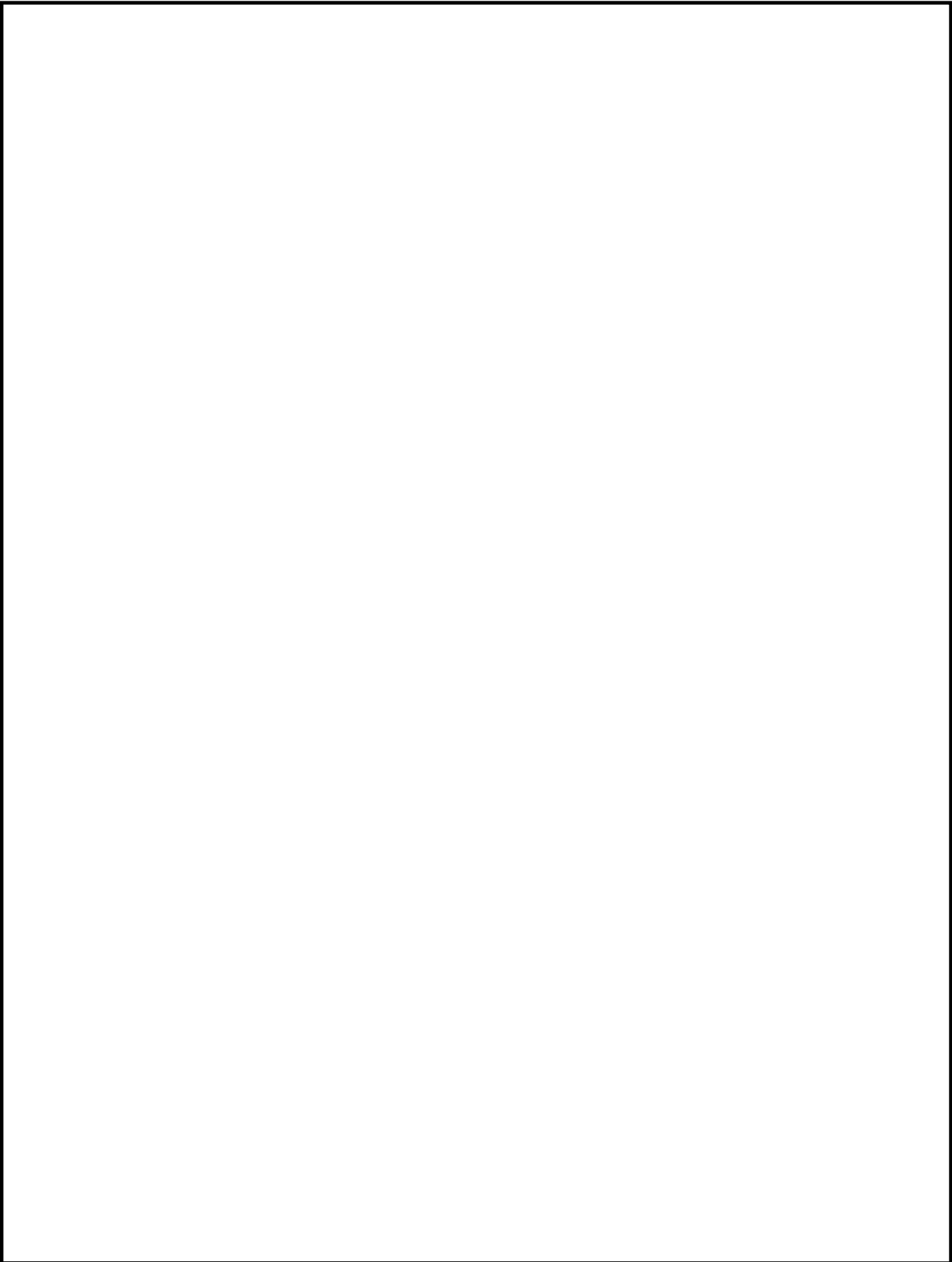
працювати, його колесо і всмоктуючий канал повинні бути повністю заповнені водою. При обертанні колеса вода, яка знаходиться в міжлопатевих каналах, буде залучена лопатками в окружний рух. Відцентрова сила, яка виникає при цьому, переміщатиме частинки по радіусу при одночасному обертальному русі. У зв'язку 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 патрубка 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 швидкістю, прийнятною для використання в системах, де застосовуються такі насоси.

4.9 Висновок по розділу

Результати розрахунку підтвердили можливість застосування насосу для системи охолодження двигуна типу 12ЧН 18/20. На підставі розрахунку визначені основні конструктивні розміри насосу з можливими відхиленнями, які несуттєві для проведення компоновочного конструювання.

Спроектований відцентровий насос має розхід рідини $Q = 45 \text{ м}^3/\text{год}$, яку спроможний всмоктувати з висоти 5,03 м. ККД насосу $\eta = 0,7$ (що допустиме для таких насосів). Насос споживає 5,9 кВт енергії при 3500 об/хв. На виході з насосу рідина має швидкість 1,6 м/с.

					ВКР.142.4221.04.04.ПЗ	Лист
						69
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



					ВКР.142.4221.04.05.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Кондрат О.О.			РОЗДІЛ 5 Розрахунок і розробка принципових схем систем двигуна типу 12ЧН 18/20		
Перевір.		Наливайко В.С.					
Реценз.							
Н. Контр.							
Затверд.		Гогоренко О.А.					
					Літ.	Арк.	Аркушів
						70	18
					НУК		

РОЗДІЛ 5

Розрахунок і розробка принципів схем систем двигуна типу 12ЧН 18/20

5.1 Система паливоподачі

У двигуні типу 12ЧН 18/20 система паливоподачі безпосереднього впорскування (рис. 5.1). У системах безпосереднього впорскування підвищення тиску палива і його подача до распылюющих отворів проводиться періодично, під час нагнітального ходу насоса.

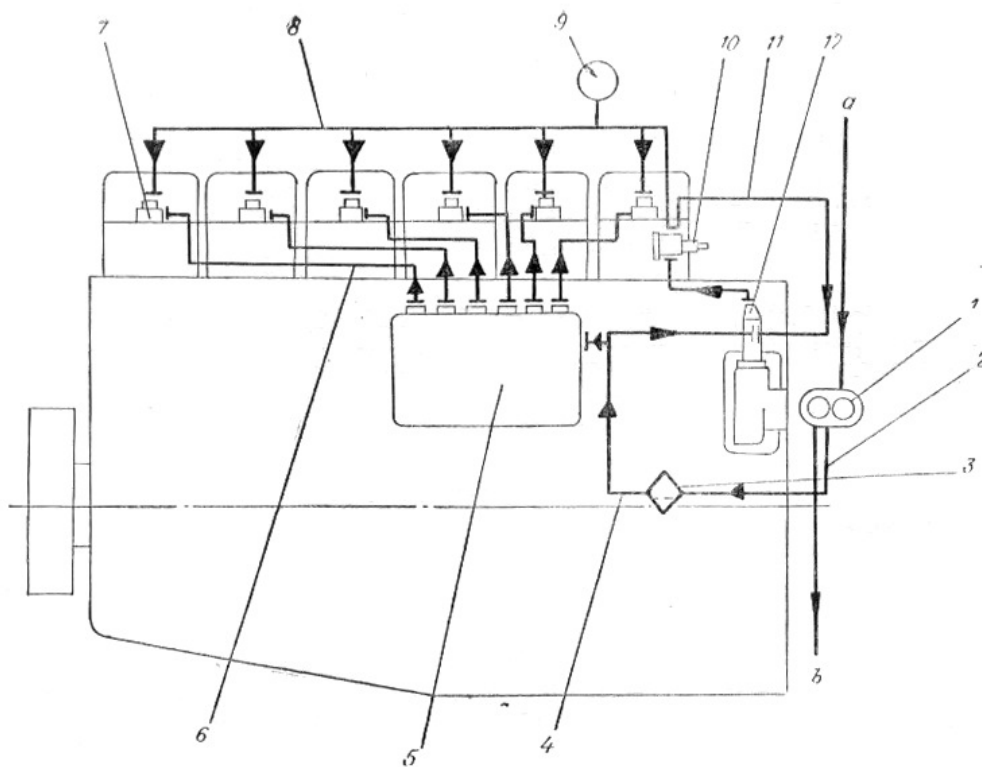


Рис. 5.1. Схема системи паливоподачі

Паливо з видаткової ємності подається паливопідкачувальний насосом 1 через фільтр 3 в порожнину всмоктування паливного насоса високого тиску 5 і насоса гідрозапора 12. Паливний насос високого тиску нагнітає паливо по трубопроводах 6 через форсунки 7 в циліндри дизеля.

Насос гідрозапору форсунок подає паливо через редукційний клапан 10 по трубопроводу 8 до форсунок в порожнину над голкою розпилювачів, забезпечуючи її замикання. Редукційний клапан підтримує в запірному трубопроводі 8 заданий тиск (150 кгс/см^2), перепускаючи зайве паливо назад у порожнину всмоктування підкачуючого насоса по трубопроводу 11. Трубопровід палива запірною 8 виконує роль акумулятора і має об'єм 750 см^3 . Тиск в трубопроводі 8 контролюється по манометру 9.

Видаткова ємність повинна розташовуватися вище дизеля для того, щоб уникнути підсмоктування повітря в паливну систему. Між видатковою ємністю і паливопідкачувальним насосом встановлюється фільтр, в разі якщо відсутня система паливопідготовки.

Паливний насос високого тиску (рис. 5.2) золотниковий, блоковий, з ходом плунжера 12 мм.

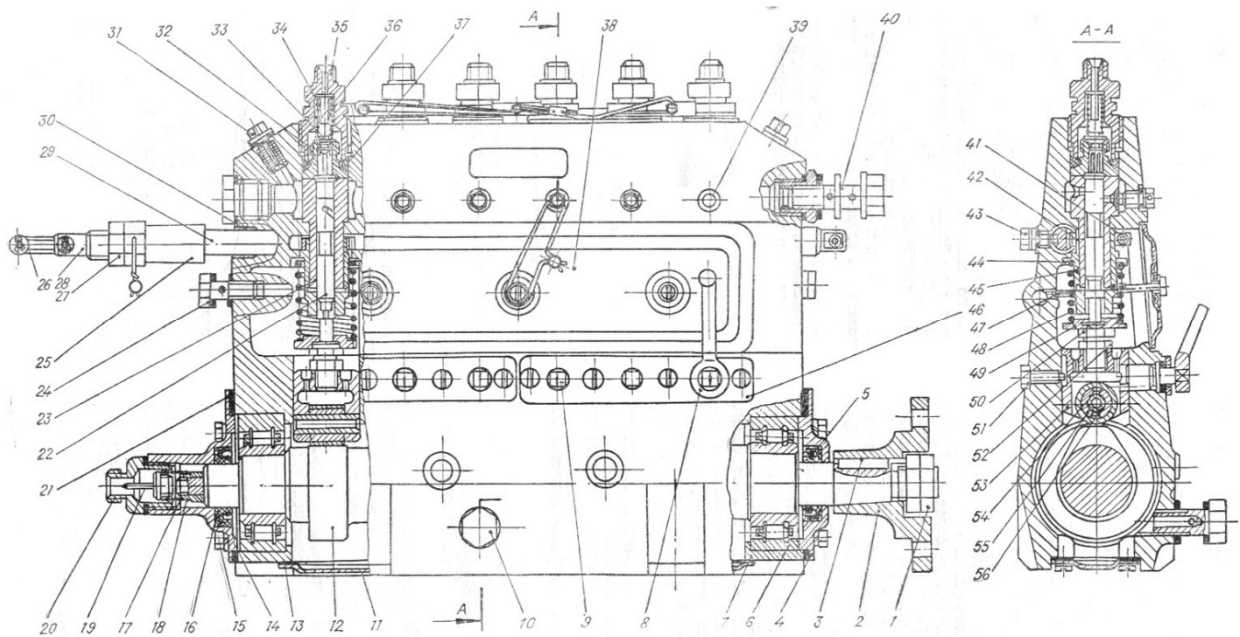


Рис. 5.2. Паливний насос високого тиску

Насос призначений: для впорскування дозованих порцій палива в камеру згоряння, для створення необхідного тиску уприскування, якісного розпилювання палива, подачі дози палива за певний проміжок часу і в певній фазі циклу, для одержання оптимального закону уприскування і створення однакових умов впорскування у всіх циліндрах.

Форсунка (рис. 5.3) закритого типу з гідравлічним запиранням голки, призначена для впорскування в камеру згоряння палива в розпиленому вигляді.

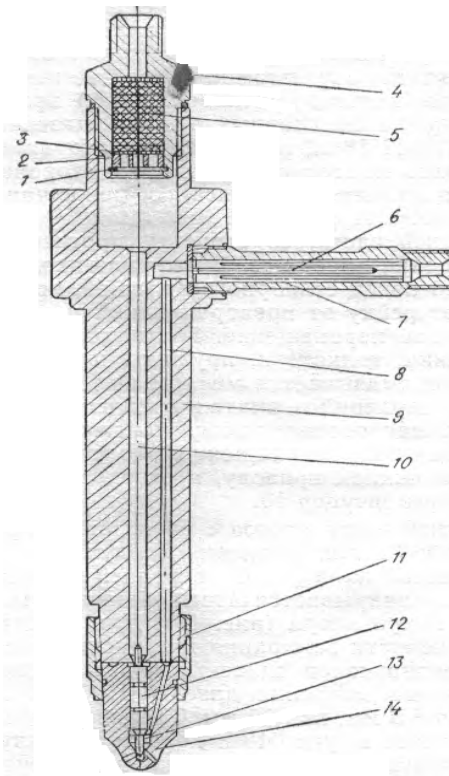


Рис. 5.3. Форсунка з гідравлічним запиранням голки

Форсунка складається із сталевого корпусу 9, розпилювача 14 з голкою 12, притиснутого до корпусу накидною гайкою 11. Ущільнення між корпусом розпилювача та форсунки досягається ретельною доведенням їх торців. Корпус голки 12 щільно притискається до конічного сидла розпилювача тиском палива запірною і закриває прохід палива до распилюющих отворів. Паливо до порожнини 13 в розпилювачі підводиться від паливного насоса високого тиску через штуцер 7 зі щільним фільтром 6 через порожнину уприскування 8 в корпусі форсунки і розпилювача. У запираючу порожнину 10 над голкою розпилювача паливо підводиться через фільтр. Фільтр складається з штуцера 4, набору фетрових дисків 5, сітки 3, 2 пробки і стопорного кільця 1. Голка починає підніматися в той момент, коли тиск палива на диференціальну площину голки, утворену різницею діаметрів керуючої і запірної частини, досягне

такої величини, при якій долається зусилля, створюване тиском палива в системі над голкою розпилювача форсунки.

Паливопідкачуючий насос (рис. 5.4) шестеренчастого типу. Складається з корпусу 1, закріпленого на корпусі приводу паливного насоса, ведучої шестерні 5, з'єднаної через сухар 2 з валиком приводу, веденої шестерні 8 і кришки 6, в якій змонтований перепускний клапан 12 з пружиною 11.

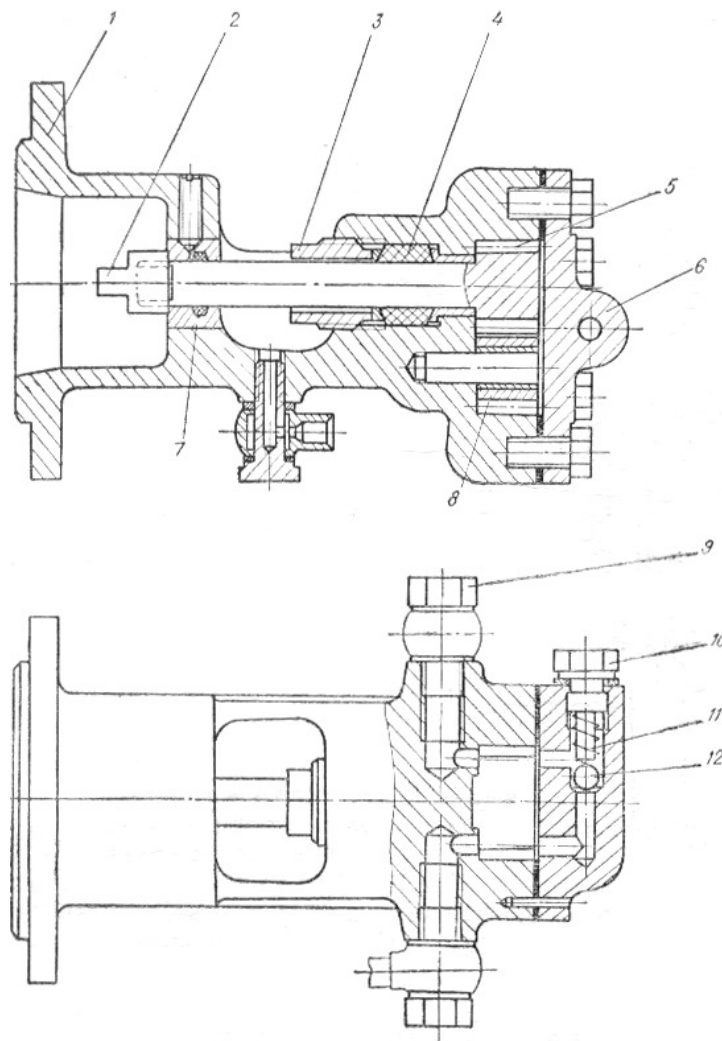


Рис. 5.4. Паливопідкачуючий насос

Перепускний клапан відрегульований на тиск $1^{+0,2}_{-0,3}$ кгс/см². При підвищенні тиску клапан спрацьовує, і паливо з порожнини нагнітання перепускається через клапан в порожнину всмоктування.

Односекційний паливний насос гідрозапора (рис. 5.5) призначений для створення тиску в порожнині замикання голок розпилювачів форсунок. Діаметр плунжера 8,5 мм, хід 10 мм.

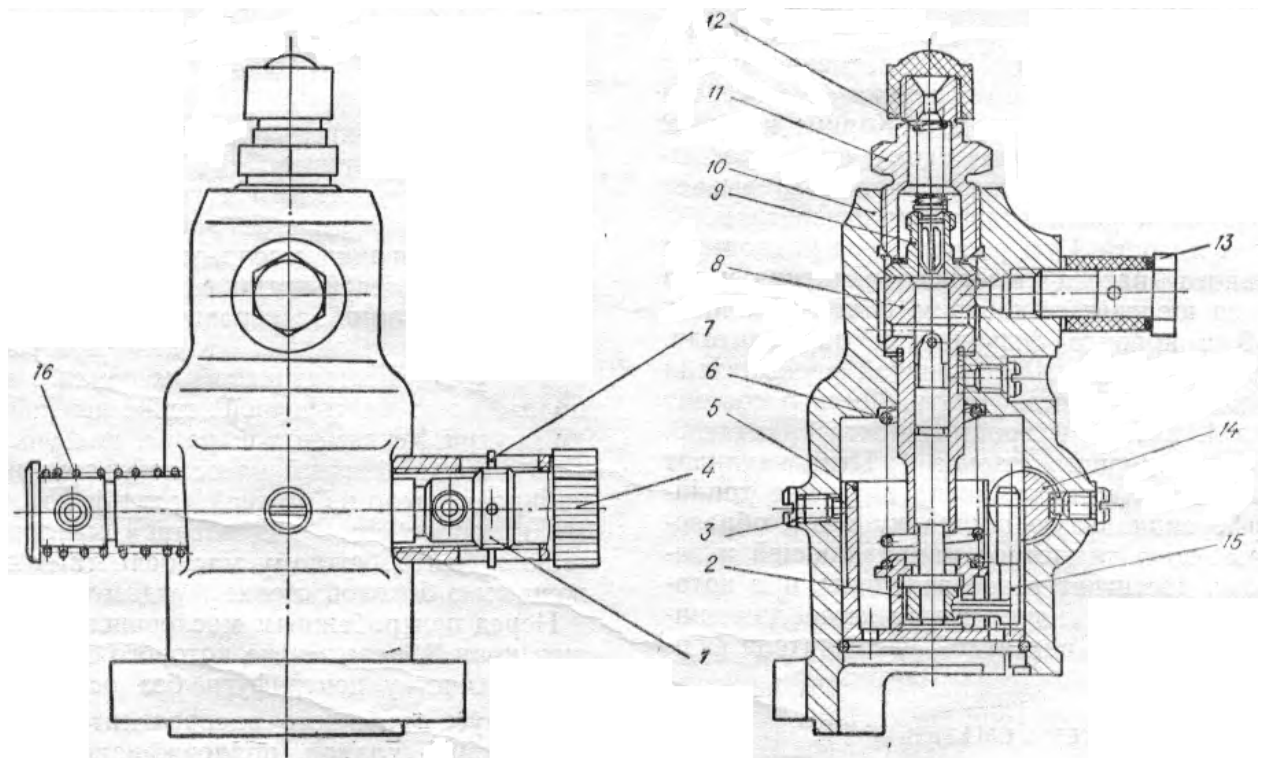


Рис. 5.5. Насос гідрозатора

Паливо до насоса підводиться через штуцер 13 в порожнину над плунжером через верхнє отвір плунжерній втулки. Подача палива відбувається при русі плунжера вгору після торцевого перекриття кромкою його головки верхнього отвору плунжерній втулки. Повернення плунжера у вихідне положення для заповнення насоса паливом забезпечується пружиною плунжера, яка впирається вгору в корпус, а вниз — в буртик плунжера 2 тарілки. По мірі руху плунжера вгору стислий паливо піднімає клапан і надходить у трубопровід заповнювача палива. Подача палива припиняється в момент, коли кромка головки плунжера відкриває нижнє відсічне отвір втулки.

Подача палива регулюється за рахунок осьового повороту плунжера спеціальним механізмом повороту, в який входить повідець плунжера 15, напесований на хвостовик плунжера в певному положенні щодо відсічної кромки, регулююча рейка 14, пов'язана з повідцем плунжера, муфта 4 на вилці 1, з'єднану з регулюючою рейкою, і пружина 16.

					ВКР.142.4221.04.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		75

При навертанні муфти рейка насоса переміщує плунжер у бік збільшення подачі, при згортанні муфти рейка переміщується в зворотньому напрямку під дією пружини, зменшуючи подачу. Положення рейки після регулювання подачі насоса фіксується стопором 7. Штовхач, рейка і плунжерна втулка охороняються від обертання стопорними гвинтами 3, кінці яких входять у відповідні пази цих деталей.

Фільтр тонкого очищення палива 2ТФ-3 (рис. 5.6) служить для очищення палива від механічних домішок за допомогою паперового фільтруючого елемента ЕТФ-3.

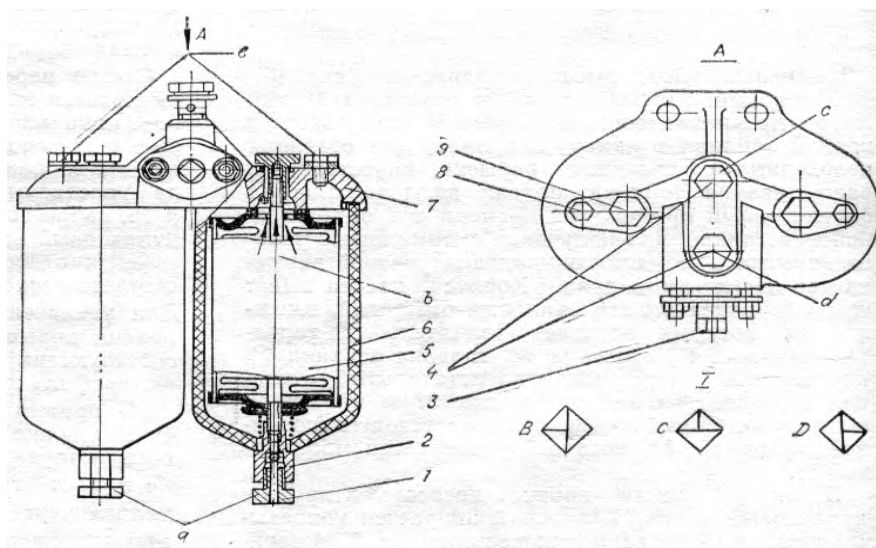


Рис. 5.6. Фільтр тонкого очищення палива

Фільтр складається з корпусу 6, кришки 7 і фільтруючого елемента 5, з'єднаних стяжним болтом 2 і стяжний гайкою 9. Фільтр сдвоєний кришкою з краном перемикавання 3, дозволяє промивати (очищати) фільтруючі елементи без зупинки дизеля і розбирання фільтра.

Фільтр кріпиться до блоку на спеціальному кронштейні. Паливо від паливопідкачуючого насоса надходить але трубопроводу в штуцер 4 «Підведення» і далі, через кран перемикавання 3 в обидві секції фільтра (при положенні пробки крана «Робоче положення»). Проходячи через фільтруючі елементи 5, очищене паливо через отвори в верхніх кришках елементів і канали в кришці 7 надходить до штуцера 4 «Відвід» і далі по трубопроводу в паливний насос

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

високого тиску. Для спуску палива з секцій фільтра служить запірний болт 1, а для випуску повітря з секції – пробка 8.

Визначення запасу палива і місткість паливних цистерн.

$$G_{\text{тг}} = [0,85 \cdot K_{\text{м}} \cdot g_{\text{е}} \cdot N_{\text{е}} \cdot \tau_{\text{х}}] \cdot 10^{-3} = [0,85 \cdot 1,2 \cdot 0,2074 \cdot 800 \cdot 5] \cdot 10^{-3} = 0,846 \text{ т.}$$

$$\Sigma V_{\text{тг}} = \frac{G_{\text{тг}}}{\rho_{\text{тг}}} \cdot k_1 k_2 = \frac{0,846}{0,95} \cdot 1,02 \cdot 1,05 = 0,954 \text{ м}^3$$

де $\rho_{\text{тг}} = 0,95$ – густина палива, т/м³.

Подача паливопідкачуючого насоса

$$W_{\text{тпн}} = k \frac{N_{\text{е}} \cdot g_{\text{е}}}{\rho_{\text{тг}}} = 2 \frac{800 \cdot 0,2074}{0,95} = 349,3 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Потужність, споживана паливопідкачуючим насосом

$$N_{\text{тпн}} = 0,272 \frac{W_{\text{тпн}} \cdot \rho_{\text{тг}}}{\eta_{\text{н}}} \cdot 10^{-5} = 0,272 \frac{349,3 \cdot 40 \cdot 0,95}{0,72} = 18,4 \text{ кВт}$$

Площа поверхні фільтруючих елементів грубого очищення.

$$F_{\text{фго}} = \frac{W_{\text{тпн}}}{3600 \cdot K_{\text{жс}} \cdot \nu} = \frac{349,3}{3600 \cdot 0,25 \cdot 0,05} = 7,76 \text{ м}^2$$

5.2 Масляна система

Призначена для подачі масла поверхонь деталей які труться з метою зменшення тертя і відводу від них тепла.

Масляна система дизеля типу 6ЧН 18/22 циркуляційна з розбризкуванням (рис. 5.7).

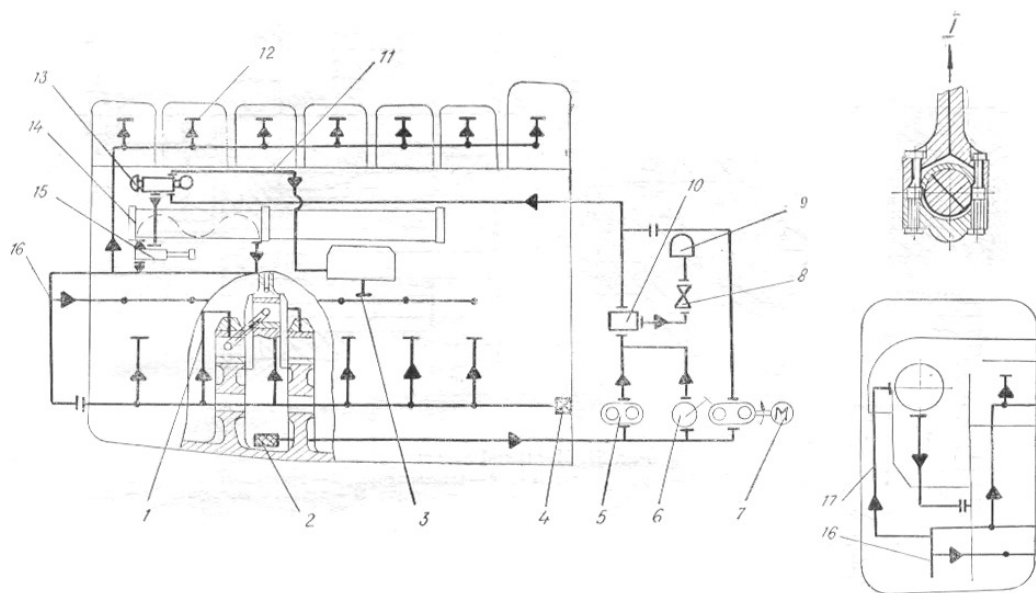


Рис. 5.7. Масляна система двигуна 12ЧН 18/20

Циркуляція мастила в дизелі здійснюється за допомогою шестеренного масляного насоса, розташованого на торцевій стінці першої перегородки всередині фундаментної рами, нижче від осі колінчастого валу. Масляний насос через приймальний фільтр забирає масло з нижньої частини фундаментної рами і подає його під тиском маслорозподільнику і відцентровому маслоочиснику, розташованим в бічній стінці фундаментної рами.

Перед відцентровим маслоочисником розташований кран 8, перекриття якого дозволяє проводити чистку центрифуги без зупинки дизеля. У корпусі масляного розподільника є редукційний клапан, що підтримує постійний тиск 6 кгс/см^2 . Тут же встановлений золотник керування гідравлічним включенням фрикційної муфти додаткового відбору потужності. Золотник управляється кнопкою, виведеної на зовнішню стінку маслорозподільника.

Основна частина масла в масляному розподільнику проходить через дросель і по трубі надходить до масляного фільтру. Дроселююча голка встановлює необхідний робочий тиск надходить в дизель олії ($2 \dots 2,5 \text{ кгс/см}^2$). Двосекційний масляний фільтр укріплений на передній бічній стінці блока циліндрів і має кран перемикання, що дозволяє проводити роботу на будь-який з двох або одночасно на обох секціях.

Під час роботи дизеля можна проводити очищення однієї з секцій. Кожна секція складається з набору (12 штук) фільтруючих елементів, виконаних з двох сіток кожен. Проходження масла через сітки елементів забезпечує його фільтрацію. Після фільтра масло через поперечну трубу в блоці циліндрів і терморегулятор РТП – 32 надходить в масляний холодильник, розташований на стінці блоку. Термогулятор служить для автоматичного підтримування температури масла в заданих межах. Частина масла після фільтра відбирається на мастило паливного насоса.

Масляний холодильник має гладкі латунні трубки і з'єднаний в загальний блок з водяним холодильником. З холодильника масло по трубах надхо-

					ВКР.142.4221.04.05.ПЗ	Лист
						78
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

дить в горизонтальну трубу, вставлену в фундаментну раму, звідки розподіляється по рамовим підшипників колінчастого валу і далі по отворах колінчастого валу подається до шатунних підшипників і до верхніх головок шатунів.

Від труби, що йде від холодильника, відведена труба для підведення масла до кришок циліндрів для змащення підшипників коромисел і сферичних шарнірів штанг штовхачів. Стікаючи вниз, масло змащує тертьові поверхні штовхачів і, збираючись в кишнях порожнини штанг штовхачів, за спеціальним отвором в горизонтальній перегородці блоку стікає вниз у фундаментну раму. Втулки розподільного валу змащуються під тиском через штуцери, які є одночасно стопорами втулок. Масло до штуцерів подається через відгалуження від маслопроводу в фундаментній рамі.

Від трубки підводу масла до кришок циліндрів йде відгалуження, по якому масло подається на обертові частини регулятора. Втулки циліндрів змащуються розбризкуванням масла з корінних і шатунних підшипників колінчастого валу.

Змащення всіх шестерень здійснюється масляним туманом. До підшипників шестерень масло надходить під тиском у бокових свердленнях в блоці циліндрів.

На масляних трубопроводах до фільтра і після холодильника встановлюються датчики для контролю за температурою масла, що входить і виходить з двигуна, і тиск масла до фільтра і після нього. Передбачена також установка додаткових датчиків аварійно-попереджувальної сигналізації по тиску і температурі масла.

Масляна система дизеля має ручний поршневий насос подвійної дії для прокачування системи перед пуском двигуна. Нагнітальна труба прокачуючого насоса приєднується до нагнітальній трубі основного масляного насоса на ділянці до масляного розподільника.

Для перевірки рівня масла на середній оглядовий кришці люка фундаментної рами є масловказівник (щуп), на якому нанесені дві поперечні ризики.

					ВКР.142.4221.04.05.ПЗ	Лист
						79
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

На кришці люка є заливна горловина, закрита кришкою. Масло з фундаментної рами зливається через пробку на передній торцевій стінці дизеля.

На передній стінці рами дизеля є фланці для підключення нагнітального і всмоктуючого трубопроводів резервного масляного насоса.

Відкачувати і нагнітати масло можна через бічні отвори фундаментної рами автономним масляним насосом.

Масляний насос (рис. 5.8) складається з чавунного корпусу 10 і кришки 1 зі вставленими в них бронзовими втулками 3 і 5, провідної шестерні 4, приводної шестерні 6, закріпленої на валу за допомогою шпонки 7 і гайки 8 зі стопорною шайбою 9, і осі 2 з веденою шестірнею 11 і втулкою 12.

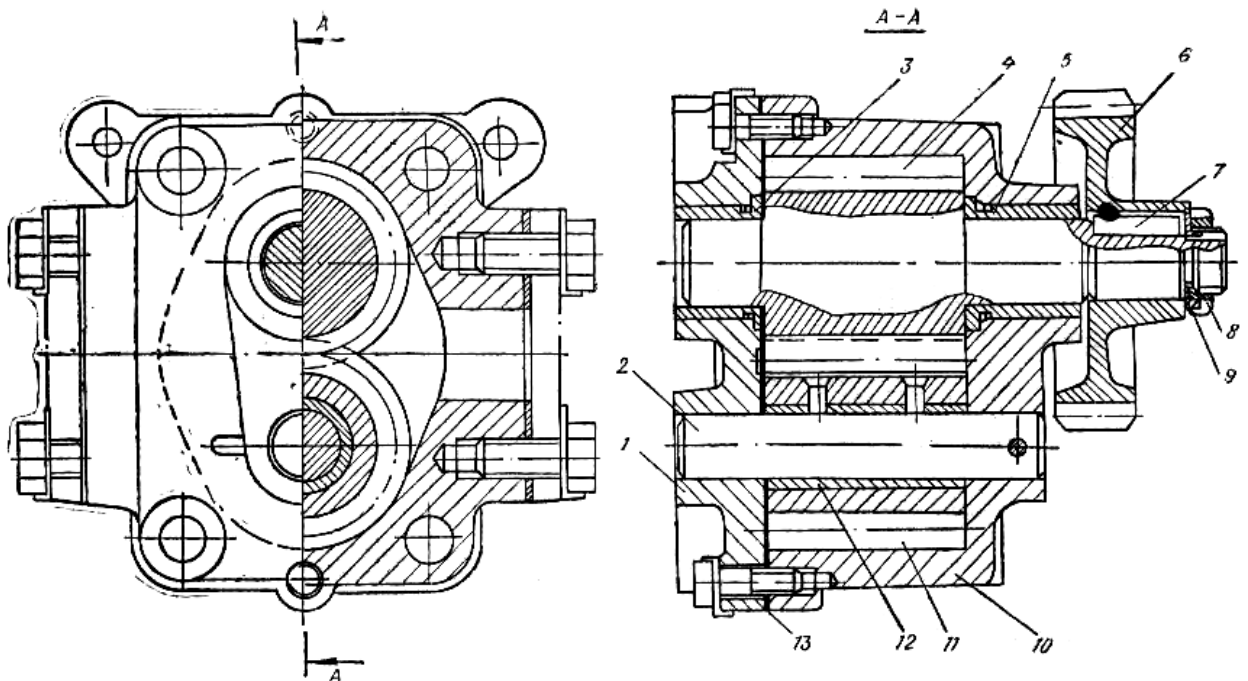


Рис. 5.8. Масляний насос

Між корпусом і кришкою насоса ставиться ущільнювальна прокладка 13. Масло засмоктується насосом з нижньої частини фундаментної рами через приймальний фільтр.

Охолоджувач масла (рис. 5.9) блочного типу, складається з двох секцій: масляної і водяний. Корпуси мають пробки 7 і 8 для спуску масла і води, відповідно, і фланці «С» і «D» для відведення і підведення охолоджувальної води та масла. Кришка 6 має дві порожнини «а» і «б». Нижня порожнина, що має фланець для підведення забортної води, з'єднана з приймальною частиною

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

трубного пучка, верхня порожнина, що має також фланець, з'єднана з відповідною частиною трубного пучка.

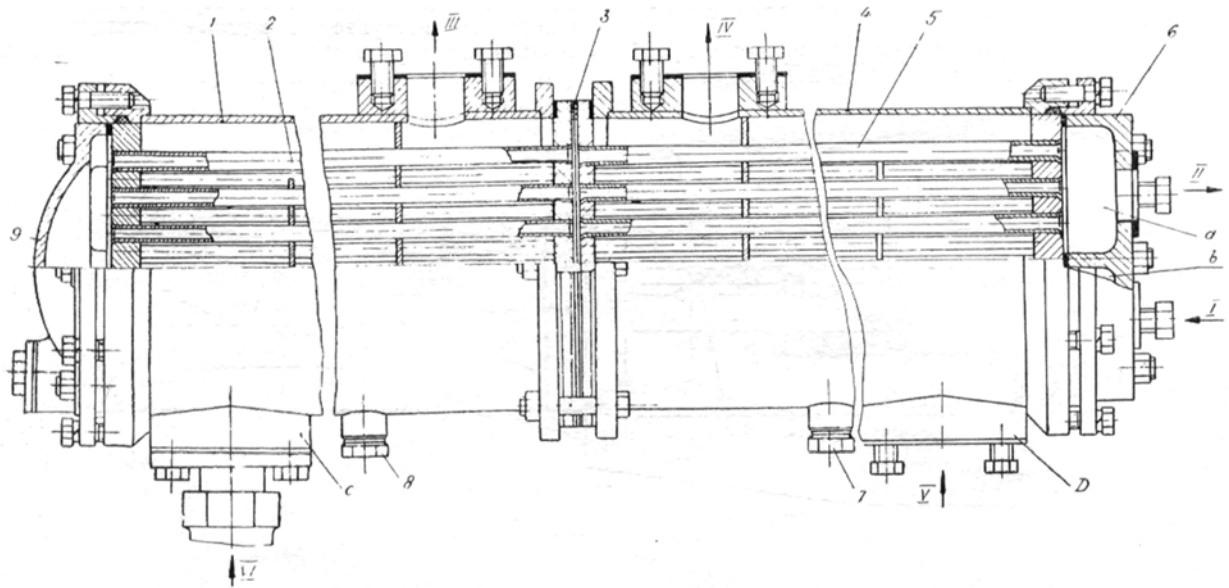


Рис. 5.9. Охолоджувач масла

Між собою холодильники з'єднані через прокладки 3, мають перемичку, яка розділяє приймальню відводить частини трубних пучків. Монтаж секцій проводити строго по ризикам, які перебувають на дошках трубних пучків і фланцях корпусів холодильників.

Охолоджуюча рідина проходить всередині латунних трубок, а масло – в затрубних просторах корпусу.

5.3 Система охолодження

Дизель 12ЧН 18/20 має двоконтурну систему охолодження (рис. 5.10). У разі виходу з ладу одного або обох насосів передбачений перехід на одноконтурну систему охолодження, який здійснюється за допомогою кранів 2, 3, 13, регулювального маховика терморегулятора 9 і триходового крана «А». Автоматичне регулювання температури прісної води здійснюється за допомогою терморегулятора, в якому передбачено ручне регулювання температури на випадок виходу його з ладу.

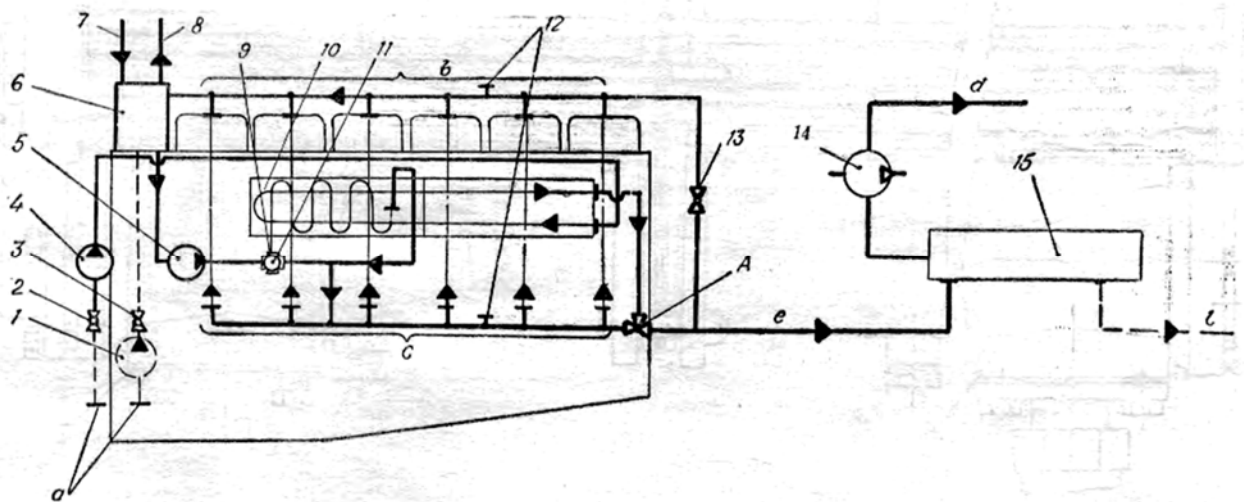


Рис. 5.10. Схема системи охолодження двигуна 12ЧН 18/20

Втулки і кришки циліндрів охолоджуються прісною водою. Масло і прісна вода в холодильнику двигуна, масло в холодильнику реверс-редуктора і компресор РРП (суднових дизелів) охолоджуються забортною водою.

З розширювального бачка прісна вода засмоктується насосом і нагнітається через терморегулятор в водоохолодильник, потім в розподільну трубу, звідки по окремих патрубків надходить в зарубашковий простір блоку циліндрів. Частина води через терморегулятор перепускається безпосередньо в розподільну трубу, минаючи холодильник. Охолодивши втулки циліндрів, вода піднімається вгору і через отвори в верхній полиці блоку циліндрів надходить в кришки циліндрів. З кришок циліндрів через загальну зливну трубу вода надходить в розширювальний бачок, що займає вільні порожнини в корпусі поста управління. В бачку є поплавок, який впливає на запірну голку в корпусі клапана, підтримуючи постійний рівень води. За допомогою вушка з трубкою клапан з'єднаний з компенсаційним бачком прісної води, який повинен завжди перебувати вище рівня дизеля, щоб забезпечити подачу води самопливом. Поплавок має показчик рівня води, який видно через оглядове скло. Розширювальний бачок забезпечений паровідвідним штуцером, з'єднаний трубкою з компенсаційним бачком.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Визначення об'єму розширювальної цистерни

$$V_{PC} = 2V_{\epsilon}\beta_t\Delta t = 2 \cdot 1 \cdot 0,00043 \cdot 60 = 0,0516 \text{ м}^3$$

Кількість прісної води, необхідної для охолодження циліндрів, поршнів, м³/год:

$$W_{Ц} = \frac{Q_{Ц}}{c_{П}\Delta t_{Ц}\rho_{П}} = \frac{849457,3}{4,19 \cdot 8 \cdot 1000} = 25,3$$

$$Q_{Ц} = \alpha_{w1}q_e N_e Q_H = 0,12 \cdot 0,2074 \cdot 800 \cdot 42664 = 849457,3 \text{ кДж/ч}$$

$$W_{П} = \frac{Q_{П}}{c_{П}\Delta t_{П}\rho_{П}} = \frac{283152,4}{4,19 \cdot 6 \cdot 1000} = 11,3$$

$$Q_{П} = \alpha_{w2}q_e N_e Q_H = 0,04 \cdot 0,2074 \cdot 800 \cdot 42664 = 283152,4 \text{ кДж/ч}$$

Кількість прісної води, необхідної для охолодження двигуна, м³/год:

$$W_{ПВ} = W_{Ц} + W_{П} = 25,3 + 11,3 = 36,6$$

Подача головного циркуляційного насоса прісної води, м³/год:

$$W_{ЦН} = W_{ПВ} \cdot K_{П} = 36,6 \cdot 1,23 = 45.$$

5.4 Система пуску стисненим повітрям

Пуск дизеля здійснюється стисненим повітрям. Тиск пускового повітря 16...30 кгс/см². Наповнення балонів здійснюється автономним повітряним компресором.

Схема системи пуску показана на рис. 5.11. Під час пуску повітря по трубах від балона надходить у порожнину «d» корпусу 1. Тиск в порожнині «e» і «d» вирівнюється. При підйомі малого клапана 2 тиск в порожнині «e» миттєво падає, оскільки прохідний перетин каналу «f» в кілька разів більше прохідного перерізу каналу «з». Внаслідок різниці діаметрів направляючої і ущільнюючої частин великого клапана, великий клапан миттєво відкривається, тягнучи за собою клапан розвантаження 7, тим самим перекриваючи отвір «a», повітря з порожнини «d» надходить у порожнину «b», а потім до повітряного розподільника. Клапан розвантаження служить для відводу газів в атмосферу при роботі дизеля в разі пропуску пускових клапанів (в кришках циліндрів),

тим самим оберігаючи диск повітророзподільника від постійного тертя з корпусом.

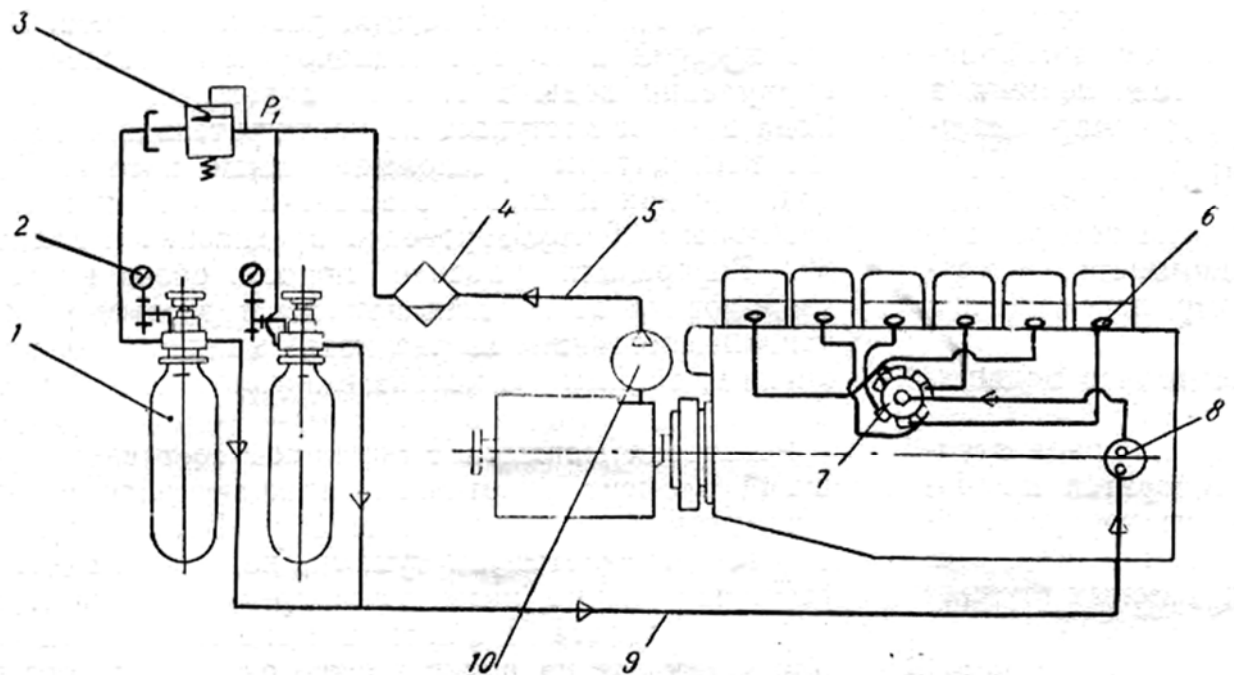


Рис. 5.11. Схема системи пуску стисненим повітрям

У разі пропуску газів пусковими клапанами, газ по трубах через розподільник повітря надходить у порожнину «b» головного пускового клапана і через лиски і проточку в клапані розвантаження через отвір «a» йде в атмосферу.

Розподільник повітря (рис. 5.12) призначений для подачі в циліндр стисненого повітря в той час, коли поршень пройде ВМТ на 5° ходу розширення. Приводом повітророзподільника служить вал-шестерня 3, яка входить у зачеплення з шестернею на розподільному валу і через шлицеву втулку 7 з'єднується з диском 5. Шліцьове з'єднання вал-шестерні з шлицевою втулкою і торцеве з'єднання шлицевої втулки з диском дозволяють встановити положення овального отвори в диску у відповідності з положенням поршня щодо ВМТ. Правильне взаєморозташування вал-шестерні, шлицевої втулки і диска зафіксовано рисками, нанесеними на їх торцях в одну лінію, при положенні поршня першого циліндра 5° після ВМТ робочого ходу.

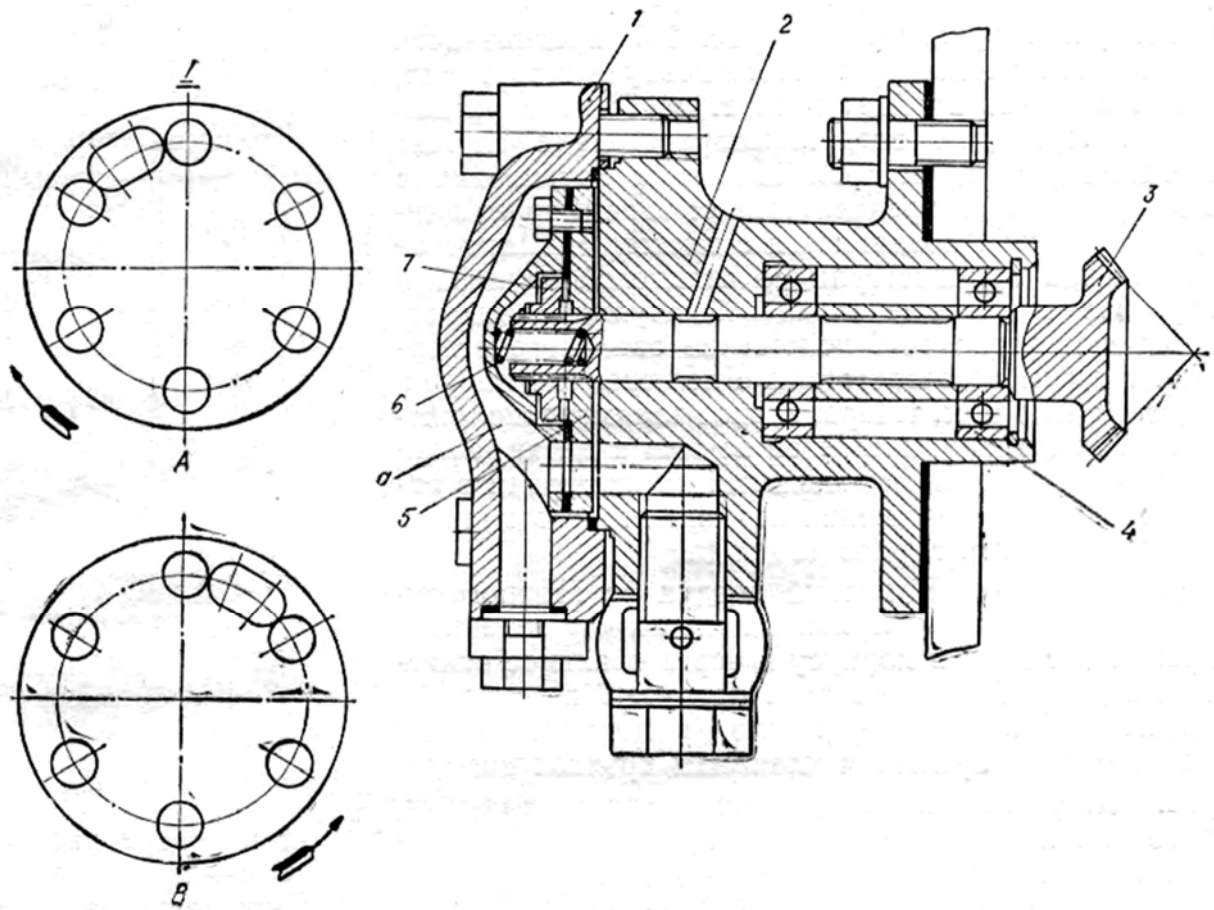


Рис. 5.12. Розподільник повітря

Під час пуску стиснене повітря від головного пускового клапана, потрапляючи в порожнину «а» головки 1, притискає диск до корпусу і через овальний отвір в диску 5 по каналах в корпусі 2 і трубопроводах надходить поперемінно в порядку роботи циліндрів до пускових клапанів кришок циліндрів. Відкриваючи їх, повітря потрапляє в циліндри, тисне на поршні, тим самим приводить в обертання колінчастий вал.

Після запуску дизеля, зняття тиску в порожнині «а» пружина 6 віджимає від корпусу 2 диск 5 і забезпечує між ними зазор, який оберігає торцеві поверхні корпусу і диска від надмірного зносу під час роботи дизеля.

Водомасловідокремлювач (рис. 5.13) слугує для відділення повітря від води і масла при наповненні балонів повітрям від компресора. Складається зі сталевго корпусу 1 з верхнім 3 і нижнім 7 днищами. Усередині корпусу і днищ приварені відбійник 6 і відповідні підводять і відводять повітря штуцери і пробка для пуску відстою.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

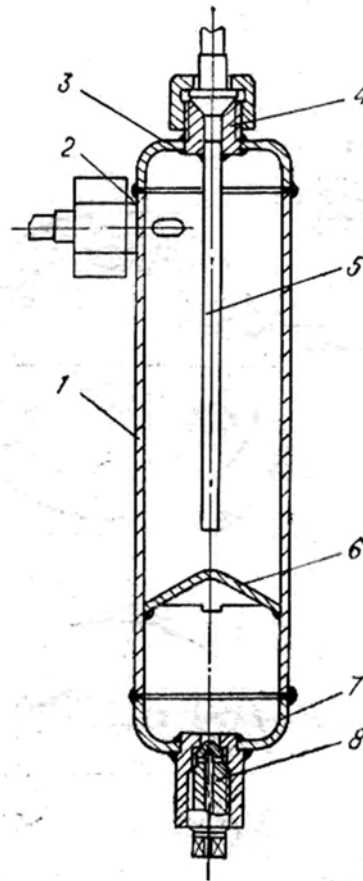


Рис. 5.13. Водомасловідокремлювач

Розрахунок необхідного запасу пускового повітря для двигуна, м³:

$$V = [g_x + (z_{II} - 1)g_T] \sum V_S \cdot 10^{-3} = [12 + (12 - 1)6] \cdot 0,305 \cdot 10^{-3} = 0,024.$$

Загальна місткість пускових балонів, м³:

$$\sum V_6 = \frac{V p_0}{p_p - p_{\min}} = \frac{0,024 \cdot 0,101}{1,8 - 1,2} = 0,004.$$

Сумарна подача повітря компресором, м³/Год:

$$W_K = \frac{\sum V_6 (p_p - p_0)}{\tau \cdot p_0} = \frac{0,004(1,8 - 0,101)}{1 \cdot 0,101} = 0,067$$

Потужність, споживана компресором, кВт:

$$N_K = 0,278 \frac{\varphi}{\eta_M} W_K \frac{n}{n-1} \frac{p_0}{T_0} \left(T_0 \Pi_K^{\frac{n-1}{n}} \right) = 0,278 \frac{1,15}{0,8} 0,067 \frac{1,3}{1,3-1} \frac{0,101}{293} \left(293 \cdot 1,8^{\frac{1,3-1}{1,3}} \right) = 13,4.$$

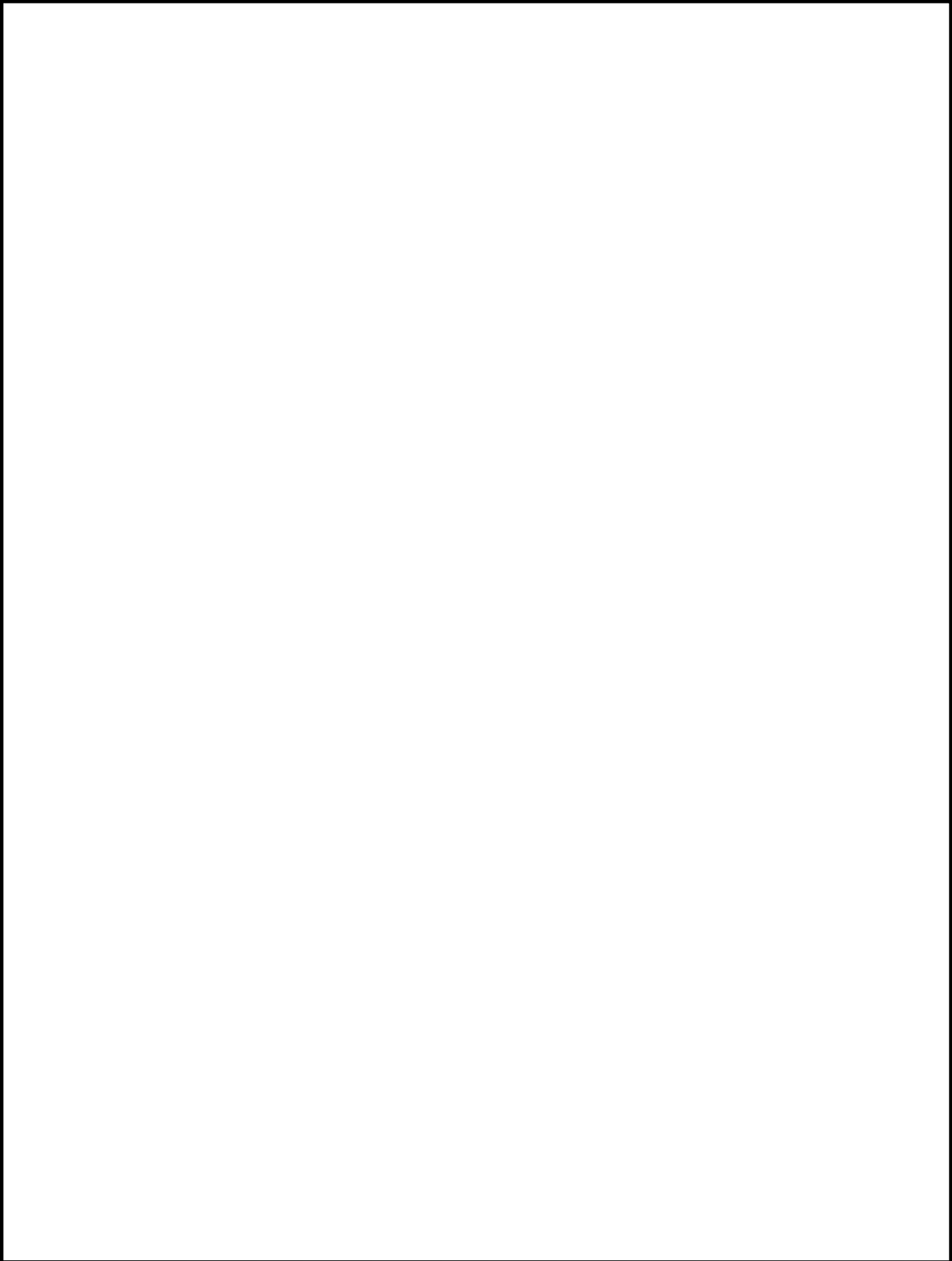
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

5.5 Висновок по розділу

Розглянуто систему паливоподачі, масляну, охолодження і систему пуску стисненим повітрям. Складені принципові схеми зазначених систем, визначені основні параметри елементів систем. Визначено запас палива з урахуванням 5 годинного режиму роботи двигуна, визначено кількість масла і охолоджуючої рідини у відповідних системах.

Виконані розрахунки систем дозволяють оцінити обсяги, які необхідно передбачити в машинному відділенні тепловозу для розміщення самих систем і їх елементів.

					ВКР.142.4221.04.05.ПЗ	Лист
						87
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



					ВКР.142.4221.04.06.ПЗ							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Розроб.		Кондрат О.О.			РОЗДІЛ 6 Організація охорони праці та навколишнього середовища				Літ.		Арк.	Аркушів
Перевір.		Наливайко В.С.									88	7
Реценз.									НУК			
Н. Контр.												
Затверд.		Гогоренко О.А.										

РОЗДІЛ 6

Організація охорони праці та навколишнього середовища

6.1 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.

Підвищення потужності і загальної енергонасиченості сучасних машинних відділень посилило вимоги до таких показників забезпечення оптимальних умов праці машиністів, як вентиляція машинного відділення, галасливість,

вібрація, освітленість, для яких встановлені допустимі параметри відповідно до санітарних правил і норм.

В машинному відділенні зазвичай є повітряний шум від 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 періодичному обслуговуванні вахти. Міра впливу шуму на вахтових залежить не лише від рівня звукового тиску, але і від тривалості дії шуму, що враховується нормами.

Для зниження шуму від двигунів застосовують колективні засоби захисту, організаційні заходи, засоби індивідуального захисту.

Для зниження дій шуму і вібрацій на обслуговуючий персонал застосовується дистанційне керування двигуном. 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.

Якщо шум сприймається людиною на слух, то вібрація зазвичай відчувається. Вібрація – це механічні коливання пружних тіл, що виникають під дією яких-небудь возмущаючих сил.

Для зменшення вібрації в машинах і механізмах виконано урівноваження рухомих деталей. При цьому виконана так само віброізоляція машин

					ВКР.142.4221.04.06.ПЗ	Лист
						90
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

від корпусу тепловоза. Для зменшення передачі вібрації і шуму через неопірні зв'язки і збільшення надійності роботи віброізованих дизелів у валопроводах двигунів передбачені резинокордні 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 C не перевищує 20 мг/м^3 , вміст NO_x і SO_2 не більше 5 мг/м^3 . Температура повітря влітку в машинному відділенні не більше 25°C , відносна вологість не більше 60 %. Швидкість руху повітря до 1 м/с.

Зниження вмісту пари палива, масел і відпрацьованих газів здійснюється так само своєчасним оглядом вихлопної системи, паливної і масляної систем для виявлення нещільності з'єднань, трубопроводів, агрегатів, систем і видалення патьоків палива і масел на самому двигуні.

В машинному відділенні передбачено лише штучне освітлення. Згідно СНіП 23-05-95 «Природне і штучне освітлення» нормативна освітленість складає 300 лк. При виробництві ремонтних робіт додатково до загального може застосовуватися місцеве освітлення. Окрім цього, на випадок виходу зі строю загального освітлення є аварійне освітлення.

6.2 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 (наушники, ширми і перегородки);

					ВКР.142.4221.04.06.ПЗ	Лист
						91
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- 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.

Також необхідно особливо відзначити важливість поліпшення умов перебування на тепловозі:

- організація правильного харчування і розпорядку дня;
- забезпечення побутових благ і мікроклімату (санвузол, кондиціонування, опалення).

6.3 Пожежна безпека

Пожежною безпекою тепловоза називається його здатність протистояти виникненню і поширенню вибухів і пожеж. На тепловозі передбачений комплекс пожежних і профілактичних заходів.

Конструктивний пожежний захист полягає в тому, що корпус тепловоза по довжині розділений на головні пожежні зони. Щоб уникнути поширення вогню і диму, виникнення тяги отвори всіх дверей, вентиляційні канали, світлові, вентиляційні люки мають пристрої для закриття.

Для сповіщення про пожежу на тепловозі встановлена система пожежної сигналізації, яка зосереджена на центральному пожежному посту.

Тепловоз обладнаний стаціонарними системами пожежогасіння. На додаток до водопожежної системи передбачена система пожежогасіння.

Паливо і масла зберігаються в окремих герметичних ємкостях, при проведенні ремонтних робіт паливо і масла віддаляються. Для гасіння невеликих вогнищ пожеж застосовуються вогнегасники порошкового і вуглекислотного типу.

					ВКР.142.4221.04.06.ПЗ	Лист
						92
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

6.4 Охорона навколишнього середовища

В процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: для роботи споживається повітря, викидаються в атмосферу вихлопні гази (ВГ).

Розглянемо характер впливу компонентів, що містяться в ВГ двигунів на організм людини. За цією ознакою вони поділяються гігієністами на 6 груп.

У першу групу входять речовини, що не роблять безпосереднього шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

До другої групи відноситься CO – окис вуглецю чи чадний газ – безбарвний газ, без запаху і смаку, легше повітря (щільність складає 0,97 стосовно повітря). Практично нерозчинний у воді. Горючий (утворює з повітрям вибухові суміші). Потрапляючи в легені людини, а відтіля в кров, витісняє з крові кисень, оскільки має в 200 разів більшу, ніж кисень, розчинність у ній (зниження змісту кисню в крові приводить до удушья).

До третьої групи входять окисли азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (диоксид) азоту NO_2 . Оксид азоту NO – безбарвний газ, погано розчинний у воді, на повітрі окисляється до NO_2 .

До четвертої групи, самої численної, відносяться різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенов, алкадиєнов, цикланов, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів. Мають неприємний запах, викликають багато хронічних захворювань, роблять загально токсичний і дратівний вплив.

В п'яту групу входять альдегіди. Вони мають різкий запах (особливо – формальдегід). При визначених дозах викликають роздратування дихальних шляхів і слизоватих оболонок носа й око. Дія на організм людини характеризується дратівним і загально токсичним ефектом на центральну нервову систему, поразкою внутрішніх органів. У газах, що відробили, присутні в основному формальдегід і акролеїн.

					ВКР.142.4221.04.06.ПЗ	Лист
						93
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

В шосту групу виділяють сажу. Сажа являє собою дрібні частки вуглецю - від часток мікрона до десятків мікронів; самі дрібні (не більш 10 мкм) здатні по кілька діб витати в повітрі. Як всякий аерозоль, сажа забруднює повітря, погіршує видимість і може дратувати дихальні шляхи

6.5 Основні способи зниження токсичності і димності відхідних газів Вдосконалення робочого процесу і сумішоутворення.

Підвищують інтенсивність турбулентності суміші в камері згоряння, збільшують тривалість і потужність електричного розряду, особливо при роботі на бідних сумішах. Це зменшує викид CO на багатих сумішах, але може збільшити викид NO_x при роботі на номінальних навантаженнях і на бідних сумішах.

Поліпшують розпилювання палива на всіх режимах роботи, включаючи холостий хід, примусовий холостий хід, часткові і перехідні режими.

Поліпшують рівномірність надходження палива по циліндрах двигуна. Для цього застосовують багатоканальні карбюратори, системи упорскування палива в повітряний ресивер, впускні патрубки і безпосередньо в циліндри двигуна.

Зменшення кутів, що визначають момент запалення, зменшує викид NO_x , але погіршує економічність двигуна, а також сприяє росту викиду вуглеводнів і CO .

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

В ході виконання кваліфікаційної роботи визначено конструктивні особливості заданого двигуна типу 12ЧН 18/20, обрані основні параметри робочого циклу для подальшого розрахунку, в залежності від типу, призначення і умов роботи двигуна.

Основні параметри робочого циклу проектного двигуна обрано на підставі аналізу показників сучасних двигунів-прототипів. Визначено основні параметри робочого циклу двигуна, побудована теоретична індикаторна діаграма. Параметри робочого циклу були використані в подальших розрахунках кінематики та динаміки двигуна. За результатами динамічного розрахунку були побудовані графіки зміни сил, діючи на КШМ одного циліндра.

В четвертому розділі виконано розрахунок відцентрового насосу системи охолодження внутрішнього контуру розглянутого двигуна. На підставі розрахунку визначені основні конструктивні розміри проточної частини насосу з відхиленнями, які несуттєві для проведення компоновочного конструювання. Спроекований відцентровий насос забезпечує розхід охолоджуючої рідини $Q = 45 \text{ м}^3/\text{год}$ та має питому роботу $L = 330 \text{ Дж/кг}$ при $\text{ККД} = 0,7$.

Проведено розробку та опис принципів схем основних систем двигуна, виконано приблизні розрахунки запасів палива, охолоджуючої рідини та стисненого повітря.

З'ясовано причини виникнення небезпеки та шкоди при роботі двигуна і запропоновано способи захисту персоналу від негативного впливу з точки зору норм існуючого законодавства.

					ВКР.142.4221.04.ПЗ	Лист
						95
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания: Учебник для вузов / А. Э. Симон, А. З. Хомич, А. А. Куриц и др. – 2-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1987. – 536 с.
2. Бабич Г. С. Тепловозные дизели М753 и М756. Л.: Машиностроение, 1968, 228 с.
3. Дизели. Справочник. Под ред. В. А. Ваншейдта, Н. Н. Иванченко, Л. К. Коллерова – 3-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1977, – 480 с.
4. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник / Ю. Я. Фомин, А. И. Горбань, В. В. Добровольский, А. И. Лукин и др. – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с.: ил.
5. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Доценко С. М.: – Первомайськ, ППТК, 2000.
6. Насосы: Справочное пособие: Пер. с нем. В. В. Малюшенко, М. К. Бобка / К. Бадеке, А. Граневальд и др. – М.: Машиностроение, 1979. – 503 с.
7. Арциков А.П., Воронов В.Ф. Судовые вспомогательные механизмы. Гидравлические машины. – Л.: Судостроение, 1963. – 432 с.
8. Эпельман Т. Е., Лукин А. И., Ткаченко С. Г. Расчёт определяющих параметров основных механизмов и оборудования СДУ на стадии эскизного проектирования: Учебное пособие. – Н.: НКИ, 1984.
9. Охрана труда, техника безопасности и пожарная профилактика, В. А. Шнацкий, Л.: Судостроение, 1976.
10. Справочник по Единой системе конструкторской документации. Под ред. Ю. И. Степанова – Х.: Прапор, 1979.