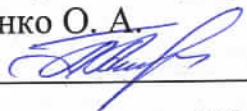


Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згорання,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.


« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Розрахунок допоміжного суднового двигуна типу 6ЧН 18/22

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згорання

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



О. С. Митрофанов

Здобувач освіти



О. С. Рижаков

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Рижаков Олександр Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок допоміжного суднового двигуна типу 6ЧН 18/22

2. Керівник роботи д.т.н., доц. Митрофанов О. С.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “___” _____ 20__ року № _____

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Двигун прототип - 6ЧН 18/22, потужність дизеля – 460
кВт; частота обертання колінчастого валу – 1000 хв⁻¹

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції суднового дизеля 6ЧН 18/22. Розрахунок робочого
циклу дизеля 6ЧН 18/22. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ ДВЗ. Проект
агрегату наддува. Розрахунок систем суднового дизеля 6ЧН 18/22. Забезпечення
вимог охорони праці при експлуатації ДВЗ.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний розріз дизеля 6ЧН 18/22. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.
Турбокомпресор ТК-18. Схеми систем дизеля 6ЧН 18/22.

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Виконання розділу №1		
2.	Виконання розділу №2		
3.	Виконання розділу №3		
4.	Виконання розділу №4		
5.	Виконання розділу №5		
6.	Виконання розділу №6		

Здобувач освіти

_____ /О. С. Рижаків /
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ /О. С. Митрофанов /
 (підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі на тему: «*Розрахунок допоміжного суднового двигуна типу 6ЧН 18/22*» розглянуто основні питання, що відображають особливості специфіки проектування та розрахунку суднового дизельного двигуна. У роботі представлено детальний опис конструкції суднового двигуна 6ЧН 18/22, виконано розрахунок робочого циклу для номінального режиму та розглянуто шляхи підвищення ефективності. Також у кваліфікаційній роботі проведено розрахунок динаміки дизеля, розраховано та спроектовано компресор у складі турбокомпресора наддуву, представлено розрахунок та розробка основних систем, а також розглянуті базові заходи щодо забезпечення охорони праці. Робота виконана українською мовою на 92 аркушах розрахунково-пояснювальної записки з використанням 10 джерел. Графічна частина представлена чотирма кресленнями формату – А1.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, робочий цикл, турбокомпресор, система охолодження, система змащення, паливна система.

ABSTRACTS

The qualification work on the topic: "*Calculation of the auxiliary marine engine of 6CHN 18/22 type*" addresses the main issues reflecting the specifics of the design and calculation of a marine diesel engine. The work provides a detailed description of the 6CHN 18/22 marine engine design, calculates the duty cycle for the nominal mode, and considers ways to improve efficiency. In addition, the qualification work calculates the dynamics of the diesel engine, calculates and designs the compressor as part of the supercharging turbocharger, presents the calculation and development of the main systems, and considers basic measures to ensure labour protection. The work is written in Ukrainian on 92 sheets of calculation and explanatory note using 10 sources. The graphic part is presented in four drawings of A1 format.

Key words: internal combustion engine, working cycle, turbocharger, cooling system, lubrication system, fuel system.

					КРБ.142.52213.24.04.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП	
Розділ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН 18/22	
1.1. Основні параметри та конструктивні особливості двигуна типу 6ЧН18/22	
1.2. Висновок до розділу	
Розділ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 6ЧН 18/22	...
2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна	
2.2 Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми двигуна 6ЧН18/22	
2.3. Висновок до розділу	
Розділ 3. РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДІЮЧИХ НА КШМ	
3.1. Розрахунок сил діючих на КШМ двигуна 6ЧН 18/22	
3.2. Висновок до розділу	
Розділ 4. ПРОЕКТУВАННЯ АГРЕГАТУ НАДДУВУ ДЛЯ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 18/22	
4.1. Загальні відомості про розрахунок турбокомпресора	
4.2. Визначення основних параметрів двигуна 6ЧН 18/22 та турбокомпресора	
4.3. Попереднє визначення окружної швидкості U_2	
4.4. Розрахунок і конструювання вхідної ділянки	
4.5. Розрахунок і конструювання робочого колеса компресора	
4.6. Розрахунок і побудова ділянки безлопаткового дифузора	
4.7. Розрахунок і конструювання лопаткового дифузора	
4.8. Розрахунок і конструювання завитки	
4.9. Розрахунок основних параметрів роботи компресора	
4.10. Опис спроектованого компресора	
4.11. Висновок до розділу	

Розділ 5. Розрахунок систем двигуна типу 6ЧН 18/22	
5.1 Паливна система	
5.2 Система змащення	
5.3 Система охолодження	
5.4. Система пуску	
5.5. Системи повітропостачання та газовідводу	
5.6. Висновок до розділу	
Розділ 6. Забезпечення вимог охорони праці	
Висновки	
Список використаної літератури	
Додаток А. Двигун 6ЧН 18/22	
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки	
Додаток В. Турбокомпресор ТК-18	
Додаток Г. Схеми систем двигуна 6ЧН 18/22	

					КРБ.142.5221з.24.04.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Найбільш розповсюдженими з теплових двигунів на суднових енергетичних установках є саме двигуни внутрішнього згоряння. Це, насамперед, пов'язано з тим, що вони мають ряд суттєвих переваг у порівнянні з іншими двигунами, а саме: високу паливну економічність, надійність та безвідмовність роботи, постійну готовність до роботи та можливість швидкого виведення двигуна на експлуатаційний режим.

Кваліфікаційна робота пов'язана із розрахунком допоміжного суднового двигуна типу 6ЧН 18/22 та підвищенням його паливної ефективності за рахунок змінення тиску наддуву. Для чого у роботі виконуються розрахунки усіх елементів проточної частини компресору, на підставі чого робиться креслення повздовжнього перерізу компресора базуючись на конструкції компресора-прототипу і зі зміною тих елементів конструкції прототипу, які не можуть забезпечити достатню працездатність турбокомпресора з урахуванням його нових параметрів.

Окрема увага приділяється розрахунку основних систем дизеля 6ЧН 18/22, від роботи яких у значній мірі залежать енергетичні та економічні показники роботи.

					<i>КРБ.142.5221з.24.04.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН 18/22

1.1. Основні параметри та конструктивні особливості двигуна типу 6ЧН 18/22

Дизельні двигуни типу ЧН 18/22 у 6-ти й 8-ми циліндровому виконанні часто використовуються на річкових, морських, а також рибпромислових судах необмеженого району плавання в якості допоміжних, що працюють генератор електричного струму. Також двигуни даного типу можуть застосовуватися як головні працюючи на гребний гвинт через реверс-редукторні передачі.

На рисунку 1.1. подано загальний вигляд дизеля 6ЧН 18/22, а рис.1.2 – його поперечний розріз.

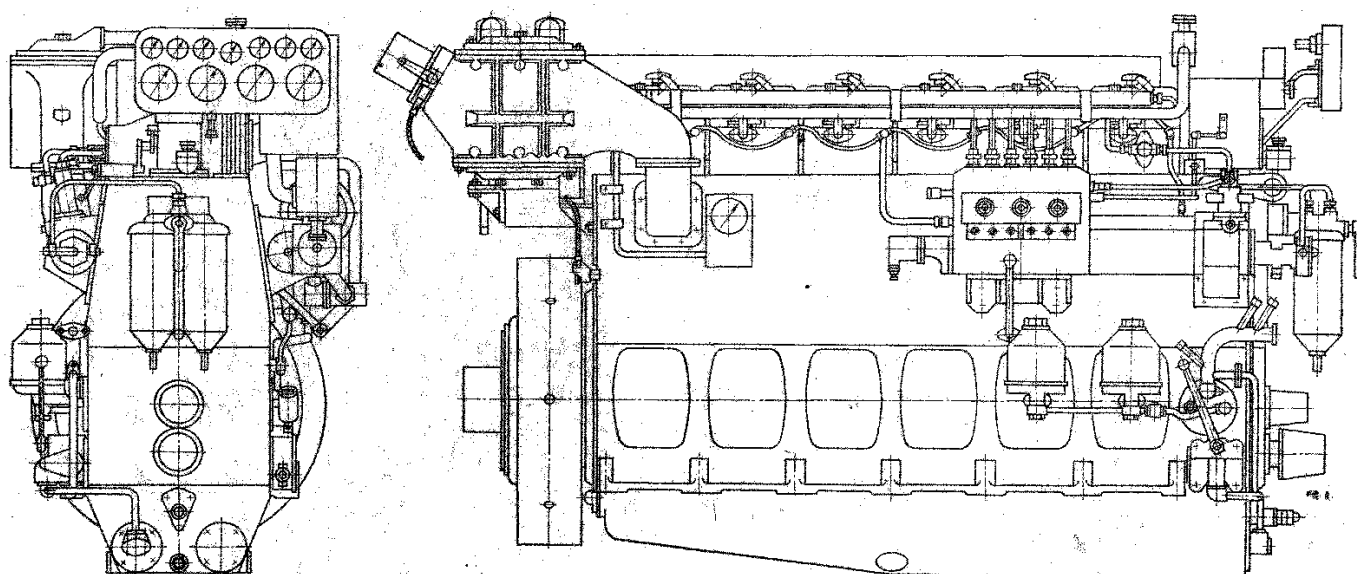


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд дизель-генератора з двигуном типу 6ЧН 18/22

Дизельні двигуни типу ЧН 18/22 – 4-тактні, тронкові, з вертикальним розміщенням робочих циліндрів. Дизель має газотурбінний наддув та проміжне охолодження стиснутого повітря. Також він може бути правого або лівого обертання колінчастого вала.

Основні паспортні параметри суднового чотиритактного дизельного двигуна типу 6ЧН 18/22 подано нижче у таблиці 1.1.

					КРБ.142.5221з.24.04.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 1.1 – Основні параметри суднового двигуна 6ЧН 18/22

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Діаметр циліндра	мм	180
2	Хід поршня	мм	220
3	Швидкість поршня	м/с	7,3
4	Потужністю двигуна	кВт	460
5	Частота обертання	хв ⁻¹	1000
6	Середній ефективний тиск	МПа	1,63
7	Витрата палива	г/(кВт·год)	220

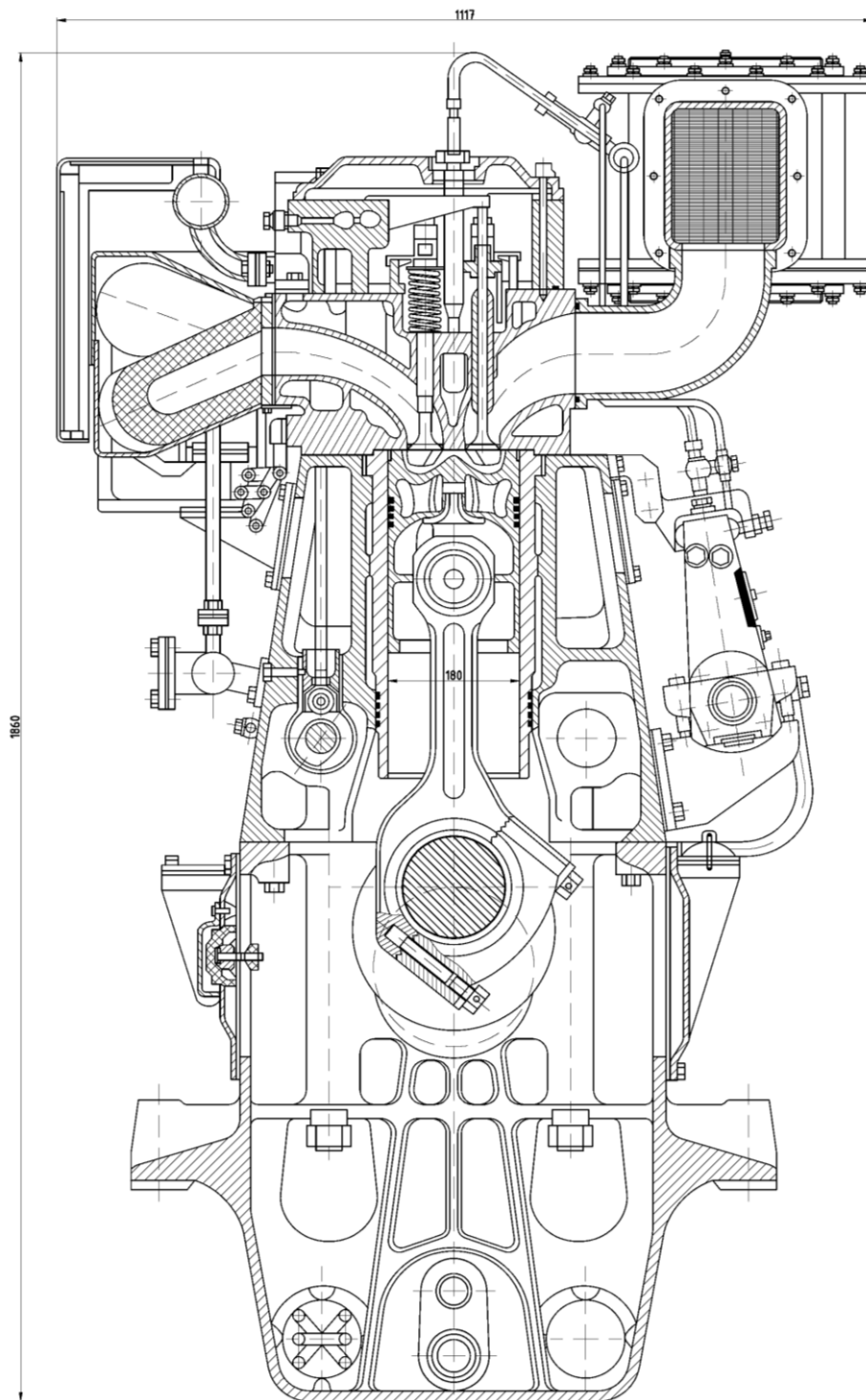


Рисунок 1.2 – Поперечний розріз дизеля 6ЧН 18/22

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.24.04.01.ПЗ

Аркуш

Суднові дизелі типу 6ЧСН 18/22, а також 8ЧСН 18/22 разом з реверс-редукторною передачею (РРП) є дизель-редукторними агрегатами (ДРА), що працюють на гребний гвинт постійного кроку. Дизель-редукторні агрегати оснащені системою дистанційного автоматизованого управління (ДАУ), а також спеціальною системою контролю, сигналізації і захисту. Дизель-редукторні агрегати можуть встановлюватися на суднові фундаменти або жорстко, або на амортизаторах, а з реверс-редукторна передача кріпиться до суднового фундаменту жорстко.

Суднова дизель-генераторна установка з дизелям 6ЧН 18/22 є єдиним агрегатом, змонтованим на однієї рамі, яка встановлюється на амортизаторах на судновий фундамент. Дизель 6ЧН 18/22 й генератор електричного струму з'єднуються між собою за допомогою резино-кордної муфти. Суднові дизель-генератори забезпечують роботу як одиночну, так і паралельну з іншими дизель-генераторами які входять до складу суднової електростанцій. Суднова дизель-генераторна установка з дизелям 6ЧН 18/22 обладнана системою ДАУ, контролю, сигналізації та захисту.

Фундаментна рама дизель 6ЧН 18/22, яка представлена на рис.1.3,лита чавунна. У поперечних її перегородках розташовані корінні підшипники колінчастого вала, а нижня її частина є резервуаром для масла (масляна система з «мокрим» картером).

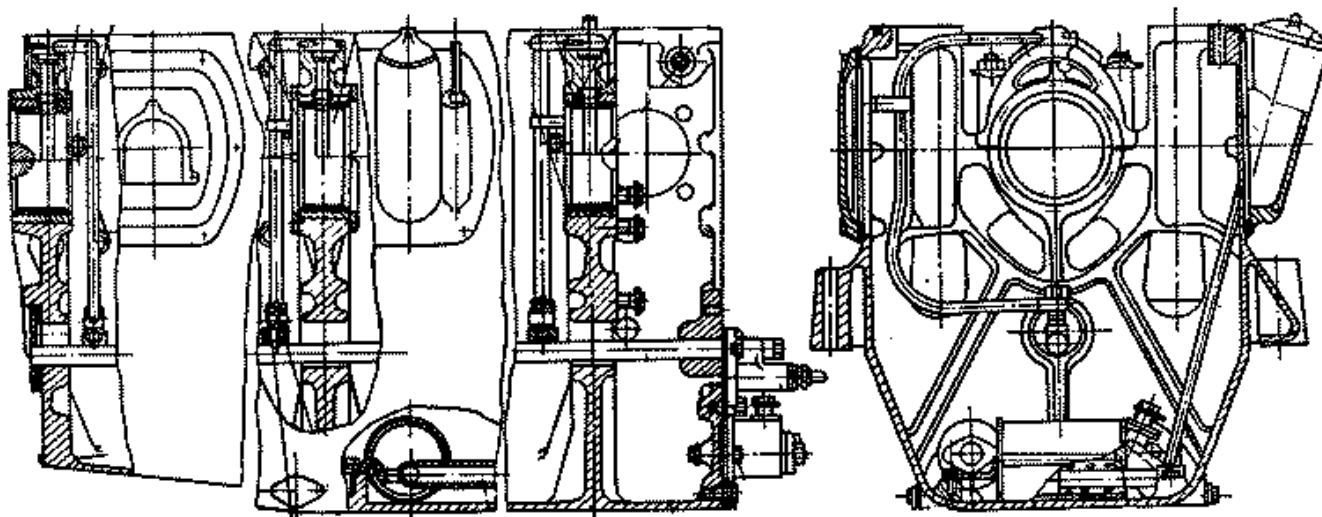


Рисунок 1.3 – Конструкція фундаментної рами

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.24.04.01.ПЗ

Аркуш

Блок циліндрів дизеля 6ЧН 18/22, що подано на рис.1.4, є литим чавунним симетричним щодо поздовжньої осі двигуна. Одна з бічних порожнин блоку циліндрів служить у якості ресиверу наддувального повітря, а в іншій порожнині розміщені розподільчий вал, штовхачі та штанги приводу клапанів газообміну двигуна. Блок циліндрів дизеля 6ЧН 18/22 з'єднаний з його фундаментною рамою за допомогою шпильок і болтів, а ущільнення забезпечується гумовою прокладкою. У передньому відсіку блоку циліндрів двигуна розміщено шестерний привід агрегатів систем та розподільного валу.

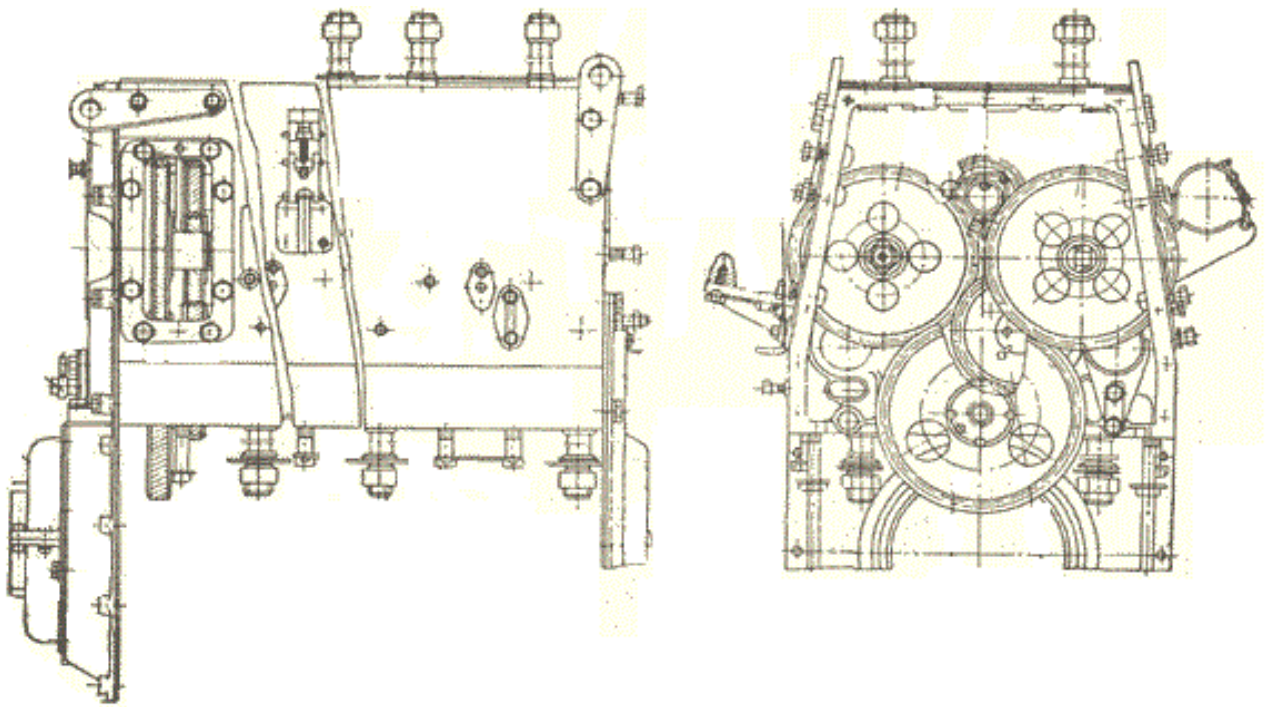


Рисунок 1.4 – Устрій блоку циліндрів

Втулка циліндрів дизеля 6ЧН 18/22 є литою з чавунна, з присадкою хрому та нікелю. Вона ущільнюється в верхній частині за допомогою притирання бурту до блоку циліндрів, а в нижній частині ущільнюється гумовими кільцями.

Кришка робочого циліндра дизеля 6ЧН 18/22, що подана на рис.1.5, лита чавунна, індивідуальна на кожен робочий циліндр. У кришці розташовані форсунка, а також впускний, випускний та пусковий клапани. На кришці робочого циліндра дизеля розміщено коромисла, пружини приводу клапанів та індикаторний кран для фіксації тиску робочого тіла.

					КРБ.142.5221з.24.04.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

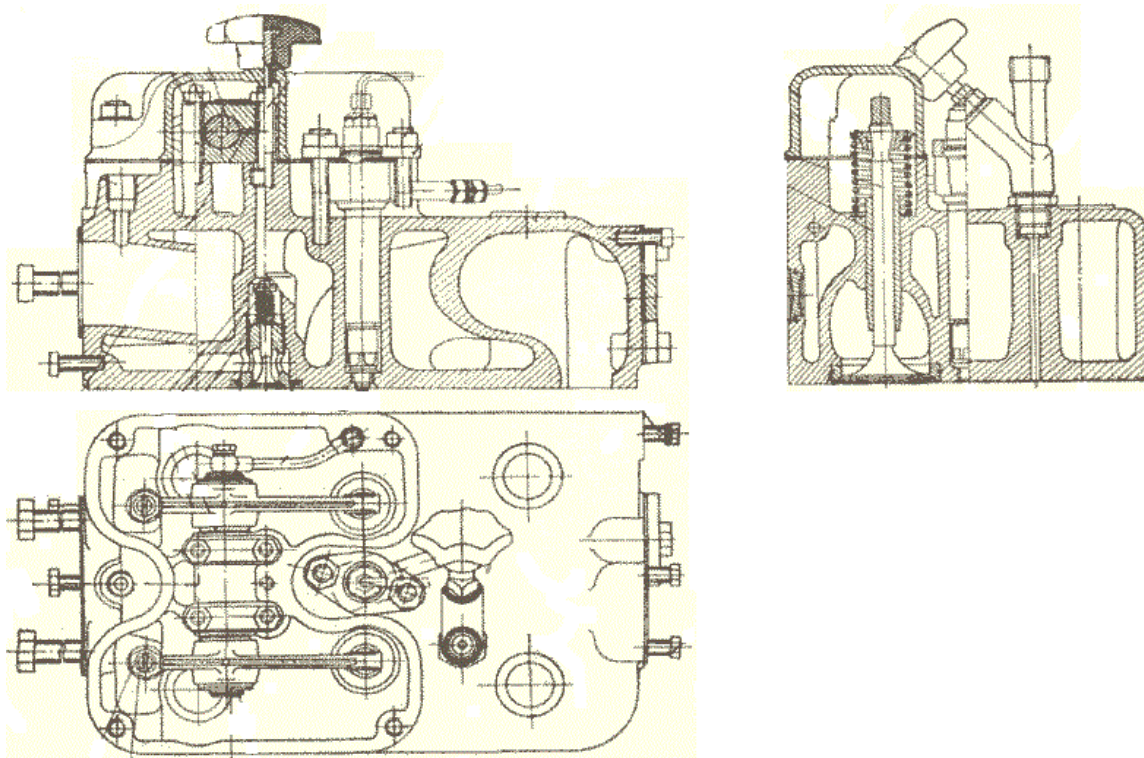


Рисунок 1.5 – Устрій кришки циліндрів дизеля 6ЧН 18/22

Колінчастий вал дизеля 6ЧН 18/22, що подано на рис.1.6, сталевий, виготовлено методом гнуття з висадкою. Шийки колінчастого валу загартовані за допомогою ТВЧ. На передньому кінці колінчастого валу дизеля закріплено шестерню приводу агрегатів, а у дизелів типу 6ЧН 18/22, що працюють на гребний гвинт, встановлено муфту для додаткового відбору потужності. На іншому кінці колінчастого валу дизеля закріплено маховик.

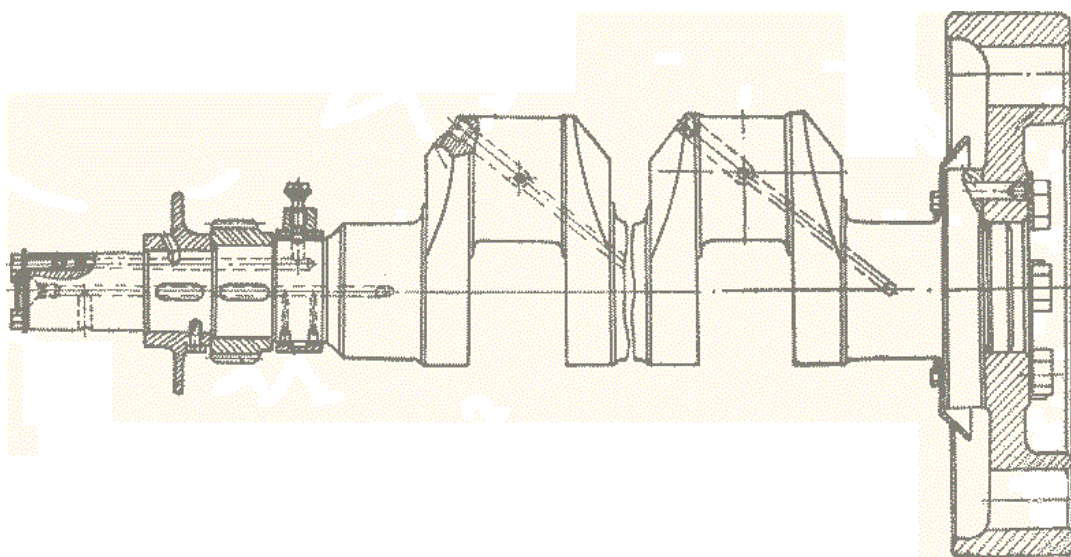


Рисунок 1.6 – Устрій колінчастого валу

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.24.04.01.ПЗ

Аркуш

Поршень дизеля 6ЧН 18/22, що подано на рис. 1.7, є литим з чавунна з присадкою хрому та нікелю. Поршень має камеру згоряння, що охолоджується. Палець поршня дизеля 6ЧН 18/22 плаваючого типу. Він пустотілий, сталевий, загартований, а також зацементований. Поршневі кільця чавунні та хромовані.

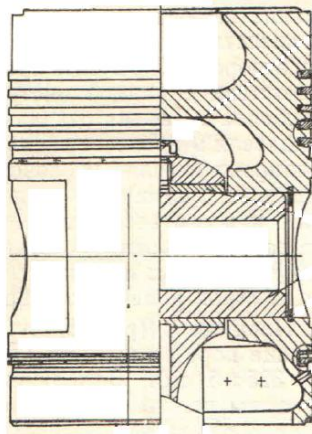


Рисунок 1.7 – Будова поршня

Шатун дизеля 6ЧН 18/22, що подано на рис. 1.8, є сталевим штампованим. Стрижень шатуна має двотавровий перетин. У верхній голівці шатуна запресовано бронзову втулку, а у нижній голівці розміщені шатунні вкладиші морелевої шийки колінчастого валу.

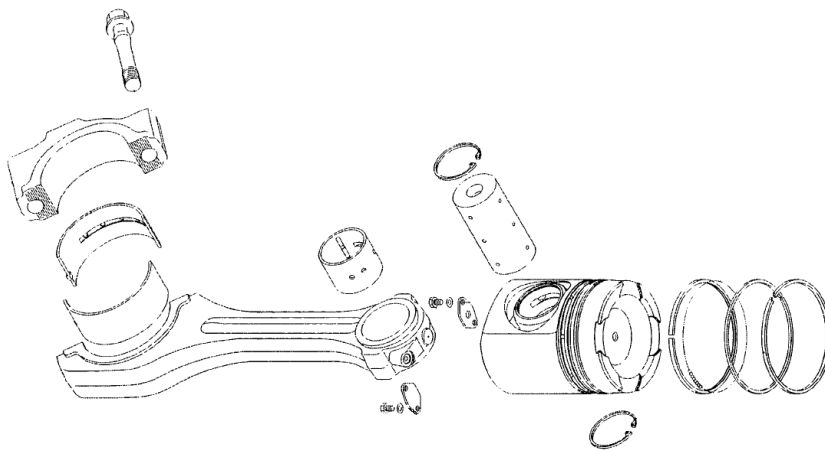


Рисунок 1.8 – Елементи КШМ (шатун та поршень)

Розподільчий вал дизеля 6ЧН 18/22, що подано на рис. 1.9 розташовано у бічній частині блоку циліндрів. Вал сталевий, а впускні й випускні кулачки виконані заодно ціле з ним. Кулачки загартовані і цементовані. Привід розподільчого валу відбувається від колінчастого валу через систему шестерень.

					КРБ.142.5221з.24.04.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

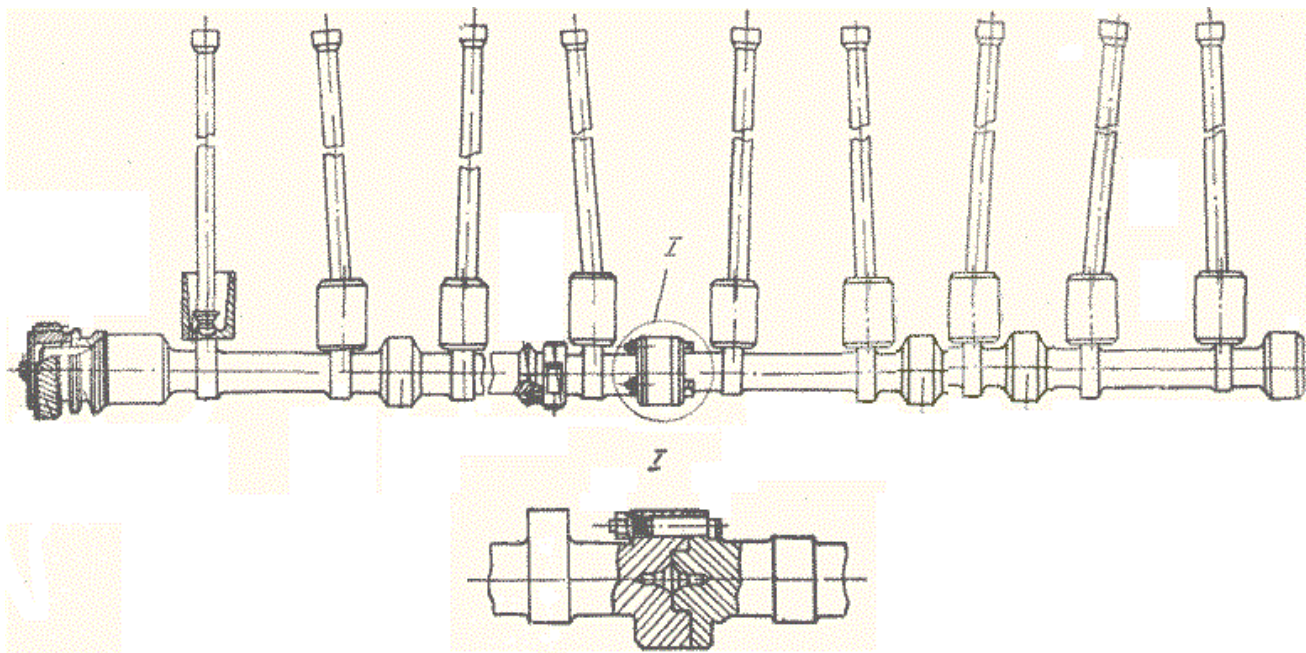


Рисунок 1.9 – Конструктивне виконання розподільного валу

Головні суднові дизелі 6ЧН 18/22 обладнуються спеціальними всережимним регулятором швидкості обертання непрямої дії, а дизель-генератори – однорежимним регулятором. Керування дизелем 6ЧН 18/22 виконується системою ДАУ чи з місцевого (локального) посту управління, розташованого на дизелі.

1.2. Висновок до розділу

Дизельний двигун 6ЧН 18/22 відповідає усім вимогам експлуатації та цілком може експлуатуватися на судні у складі дизель-генераторної установки. Поперечний розріз двигуна 6ЧН 18/22 представлено кресленням формату А1. Для підвищення паливної економічності двигуна 6ЧН 18/22 необхідно збільшити наддув за рахунок розробки та проектування нового компресора.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.24.04.01.ПЗ

Аркуш

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 6ЧН 18/22

2.1. Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Реальний робочий процес поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від розрахункового, а тим паче від ідеальних циклів. Вибір математичної моделі (які відрізняються складністю, кількістю врахованих даних та багатьма іншими факторами) обумовлює точність та розбіжність отриманих результатів з реальними процесами. В розрахунковому циклі ДВЗ змінюється кількість робочого тіла (у наслідок газообміну), його состав і фізичні властивості (у наслідок згоряння).

Так, як швидкість згоряння та дисоціація продуктів згоряння має кінцеве значення прихована хімічна енергія, що міститься у паливі виділяється не миттєво, а поступово. У процесі розширення робочого тіла проходять процеси догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням деякої кількості теплоти. Також варто відзначити, що не можна приймати робоче тіло з постійними значенням теплоємності, тому, що температура та склад газів у робочому циліндрі змінюються. При виконанні розрахунків циклу бажано також враховувати теплові та аеродинамічні втрати, що відбуваються у реальному ДВЗ. Таким чином, чим більш досконала методика теплового розрахунку ДВЗ, тим більш точніший розрахунковий цикл до дійсного.

Для моделювання робочого циклу суднового дизеля 6ЧН 18/22 застосовано класичну методику теплового розрахунку, розроблену В. І. Гріневецьким та вдосконалену Є. К. Мазінгом. Дана методика цілком і повністю підходить для виконання інженерних розрахунків ДВЗ різних типів та призначення.

Метод теплового розрахунку Гріневецького-Мазіга базується на загальновідомих базових положеннях термодинаміки та термохімії. Він у достатній мірі охоплює сутність теплових явищ, що проходять у робочому циліндрі двигуна і представляє собою узагальнене аналітичне дослідження.

На основі теплового розрахунку Гріневецького-Мазіга можна:

					КРБ.142.5221з.24.04.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- здійснити кількісну оцінку явищ як на стадії проектування так і при дослідженні існуючого двигуна;
- надати уявлення про основні параметри робочого циклу і фактори, що впливають на нього;
- встановити розрахункові значення основних параметрів стану робочого тіла у відповідних характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники роботи двигуна у цілому.

Метод теплового розрахунку Гріневецького-Мазіга забезпечує достатню та цілком задовільну для інженерної практики точність розрахунків, не зважаючи на те, що робочий цикл, що відбувається у ДВЗ описується найпростішими термодинамічними процесами і використовується значна кількість емпіричних коефіцієнтів, які враховують реальні умови проходження робочих процесів в ДВЗ.

Розрахунок робочого циклу за методикою Гріневецького-Мазіга реалізовано в програмному середовищі *Matcad*.

2.2 Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми двигуна 6ЧН18/22

Згідно з завданням до кваліфікаційної роботи виконується розрахунок суднового двигун типу 6ЧН 18/22, потужністю 460 кВт при 1000 об/хв. Модернізований за рахунок збільшення наддуву двигун має параметри, відмінні від двигуна-прототипу, тому відповідно далі розраховуються параметри його робочого циклу й розробляється нова система повітропостачання, що забезпечить зменшення питомої ефективної витрати палива. Двигун проектується на базі прототипу – 6ЧН 18/22, основні параметри цього типорозміру та найближчих до нього аналогів представлено у таблиці 2.1 нижче. На підставі таблиці 2.1 обираємо найкращі параметри двигунів, які бажано забезпечити для двигуна, що модернізується.

При виборі основних параметрів робочого циклу дизеля, що модернізується, потрібно орієнтуватися на значення найбільш прогресивних та сучасних показників енергетичної ефективності та паливної економичності циклів, що вже були досягнуті для існуючих двигунів-аналогів.

					КРБ.142.5221з.24.04.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 2.1 – Основні параметри аналогів проектованого двигуна

Дизель	N_e , кВт	n , об/хв.	C_m , м/с	P_e , МПа	g_e , г/(кВт·год)	Питома маса, кг/кВт	Габаритні розміри дизеля, м		
							L	B	H
8ЧН26/26	880	1000	9,0	0,96	204	10,9	3,35	2,29	1,66
251А-Алко 6ЧН22,9/26,7	732	1000	8,9	1,37	170	4,5	3,66	1,52	2,26
6ЧН21/21	551	1400	9,8	1,06	217	8,16	2,6	1,02	1,85
М870ФТК, 12ЧНСП 18/20	882	1700	11,3	0,85	180	–	3,65	1,35	1,25
М401А, 12ЧН18/20	735	1550	10,3	0,95	165	–	2,8	1,25	1,22

Нижче представлено копію результатів розрахунку робочого циклу суднового двигуна 6ЧН 18/22, виконану в середовищі *Mathcad*.

1. Вибір основних параметрів робочого циклу двигуна 6ЧН 18/22

- | | |
|---|-------------------------------------|
| 1.1. Ефективна потужність, кВт | $N'_e = 460$ |
| 1.2. Частота обертання, хв ⁻¹ | $n = 1000$ |
| 1.3. Тиск навколишнього середовища, МПа | $P_0 = 0.1013$ |
| 1.4. Температура навколишнього середовища, К | $T_0 = 293$ |
| 1.5. Тиск наддуву, МПа | $P_k = 0.35$ |
| 1.6. Коефіцієнт продувки | $\phi_a = 1.05$ |
| 1.7. Коефіцієнт залишкових газів | $\gamma_r = 0.04$ |
| 1.8. Коефіцієнт використання тепла в точці Z | $\xi_z = 0.9$ |
| 1.9. Коефіцієнт використання тепла в точці b | $\xi_b = 0.97$ |
| 1.10. Ступінь стиску | $\varepsilon_{\lambda\lambda} = 14$ |
| 1.11. Ступінь підвищення тиску при згорянні | $\lambda = 1.2$ |
| 1.12. Підігрів заряду від стінок циліндру, К | $\Delta T_a = 20$ |
| 1.13. Частка ходу поршня втрачена на продувку | $\phi_n = 0$ |
| 1.14. Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми | $\zeta = 0.96$ |
| 1.15. Механічний ККД двигуна | $\eta_m = 0.84$ |

- 1.16. Адіабатний ККД компресора $\eta_{kad} = 0.8$
- 1.17. Втрата тиску в повітроохолоджувачі, МПа $\Delta P_{ох.} = 0.005$
- 1.18. ККД повітроохолоджувача $\eta_o = 0.96$
- 1.19. Температура залишкових газів, К $T_r = 750$
- 1.20. Масовий склад палива (кг/кг):
 $C = 0.87$; $H = 0.126$; $S = 0$; $O = 0.004$
- 1.21. Нижча теплота згоряння палива, (кДж/кг) $Q_H = 42700$
- 1.23. Кількість циліндрів $i = 6$
- 1.24. Діаметр циліндра, м $D_c = 0.18$
- 1.25. Хід поршня, м $S_c = 0.22$
- 1.26. Коефіцієнт тактності $z = 0.5$
- 1.27. Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.675$
- 1.28. Показник адіабати повітря $k_B = 1.4$
- 1.29. Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.82$
- 1.30. Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.9$
- 1.31. Температура охолоджуючої рідини на вході, К $T_w = 300$
- 1.32. Коефіцієнт втрат тиску на впуску $\xi_a = 0.97$

2. Розрахунок процесу наповнення двигуна 6ЧН 18/22

2.1. Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{kad}} \right] \quad T_k = 448.878$$

2.2. Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w) \quad T_s = 305.955$$

2.3. Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 342.265$$

2.4. Тиск повітря перед двигуном, МПа

					КРБ.142.5221з.24.04.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$P_s = P_k - \Delta P_{\text{ох.}} \quad P_s = 0.345$$

2.5. Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = \xi_a \cdot P_s \quad P_a = 0.335$$

2.6. Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_H = 0.898$$

3. Розрахунок процесу стиску двигуна 6ЧН 18/22

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 й залишкових газів на ході стиску кДж/(моль·К)

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

$$b_c = 0.002516 \quad a_{vc} = 19.277$$

3.4. Середній показник політропи стиску

$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})} \quad n_1 = 1.363$$

3.5. Тиск наприкінці стиску МПа

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad P_c = 12.218$$

3.6. Температура наприкінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 892.57$$

4. Розрахунок процесу згоряння двигуна 6ЧН 18/22

4.1. Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.323$$

4.2. Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

					КРБ.142.5221з.24.04.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0239$$

4.3. Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.023$$

4.4. Частка палива згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.979$$

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 у точці z кДж/(моль·К)

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

$$\text{де } \Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right); \Delta M = 0.0316; L_0 = 0.495 \frac{\text{кМоль}}{\text{кг}}; \overset{\text{м}}{m} = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1.064$$

$$a_{vz} = 19.72023 \quad b_z = 0.00292$$

4.7. Середня мольна ізохорна теплоємність у крапці b кДж/(моль·К)

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

$$a_{vb} = 19.72935 \quad b_b = 0.002927$$

4.8. Максимальна температура згоряння, К

– знаходимо з наступного рівняння:

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

звідки:

$$T_z = 1706.824$$

4.9. Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c \quad P_z = 14.662$$

5. Розрахунок процесу розширення двигуна 6ЧН 18/22

5.1. Ступінь попереднього розширення

					КРБ.142.5221з.24.04.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\rho = \frac{\beta_z \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} \quad \rho = 1.629$$

5.2. Ступінь наступного розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad \delta = 8.592$$

5.3. Середній показник політропи розширення й температура наприкінці процесу розширення, К. (знаходимо з наступної системи рівнянь, методом послідовних наближень):

$$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{bz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{bb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1 \quad n_2 = 1.296$$

$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \quad T_b = 902.759$$

5.4. Тиск наприкінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \quad P_b = 0.903$$

6. Визначення індикаторних показників двигуна 6ЧН 18/22

6.1. Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \quad P'_i = 2.038$$

6.2. Дійсний середній індикаторний тиск МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 1.956$$

6.3. Індикаторна питома витрата палива, кг/(кВт·год)

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad b_i = 0.169$$

6.4. Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0.498$$

7. Визначення ефективних показників двигуна 6ЧН 18/22

7.1. Середній ефективний тиск, МПа

					КРБ.142.5221з.24.04.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 1.643$$

7.2. Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0.418$$

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

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} \quad b_e = 0.2015$$

7.4. Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 460.346$$

7.5. Порівняння заданої й отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = 0.075 \cdot \%$$

Висновок = "Похибка не перевищує допустиму (2%)"

8. Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна 6ЧН 18/22

8.1. Витрата повітря через компресор, кг/с

– універсальна газова постійна для повітря $R = 287, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 1.037$$

8.2. Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 1.063$$

8.3. Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \cdot P_k \quad P_r = 0.329$$

8.4. Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 716.866$$

8.5. Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

					КРБ.142.5221з.24.04.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.356$$

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

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.54$$

8.7. Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.381$$

8.8. Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_k = 3.46$$

8.9. Дійсний тиск наддування, МПа

$$P_{kd} = P_k \cdot P_0 \quad P_{kd} = 0.3505$$

8.10. Порівняння заданого й отриманого тиску наддуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = 0.146 \cdot \%$$

Висновок = "Похибка по P_k не перевищує допустиму (2%)

На підставі представленого вище розрахунку робочого циклу двигуна 6ЧН 18/22 будується згорнута індикаторна діаграма. Її побудова виконується з використанням програми, створеній у середовищі *Excel*. Для виконання розрахунків та побудови заповнюється таблиця вихідних даних – таблиця 2.2, на підставі якої генерується таблиця 2.3 (координат крапок згорнутої індикаторної діаграми). Ординати точок політропи стиснення та розширення у програмі визначаються за наступними рівняннями:

					КРБ.142.5221з.24.04.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– для процесу стиснення

$$p = \frac{p_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення

$$p = \frac{p_z \cdot p^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де $V/V_c = \varepsilon_x$ – відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення у двигуні.

Таблиця 2.2 – Вихідні дані

№ з.п.	Параметр	Значення
1	Показник політропи стиснення n_1	1,363
2	Показник політропи розширення n_2	1,296
3	Тиск кінця стиснення p_c , МПа	12,218
4	Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	14,662
5	Ступінь попереднього розширення p	1,629
6	Ступінь стиснення ε	14

Таблиця 2.3 – Координати індикаторної діаграми

№ з.п.	Параметри		
	(V/V_c)	$P_{ст}$	$P_{разш}$
1	1,00	14,66	
2	1,00	12,22	14,66
3	1,63	6,28	14,66
4	2,25	4,05	9,66
5	2,87	2,91	7,05
6	3,48	2,23	5,47
7	4,10	1,78	4,43
8	4,72	1,47	3,69
9	5,34	1,25	3,15
10	5,96	1,07	2,73
11	6,58	0,94	2,40
12	7,20	0,83	2,14
13	7,81	0,74	1,92
14	8,43	0,67	1,74
15	9,05	0,61	1,59
16	9,67	0,55	1,46
17	10,29	0,51	1,35
18	10,91	0,47	1,25
19	11,53	0,44	1,16
20	12,14	0,41	1,09
21	12,76	0,38	1,02
22	13,38	0,36	0,96
23	14,00	0,33	0,90
24	14,00		0,33

Для побудови діаграми використовується функція «Майстер побудови діаграм» вбудованої у середовищі *Excel*. Отримана у результаті моделювання теоретична згорнута індикаторна діаграма суднового двигуна 6ЧН 18/22 представлена на рис.2.1.

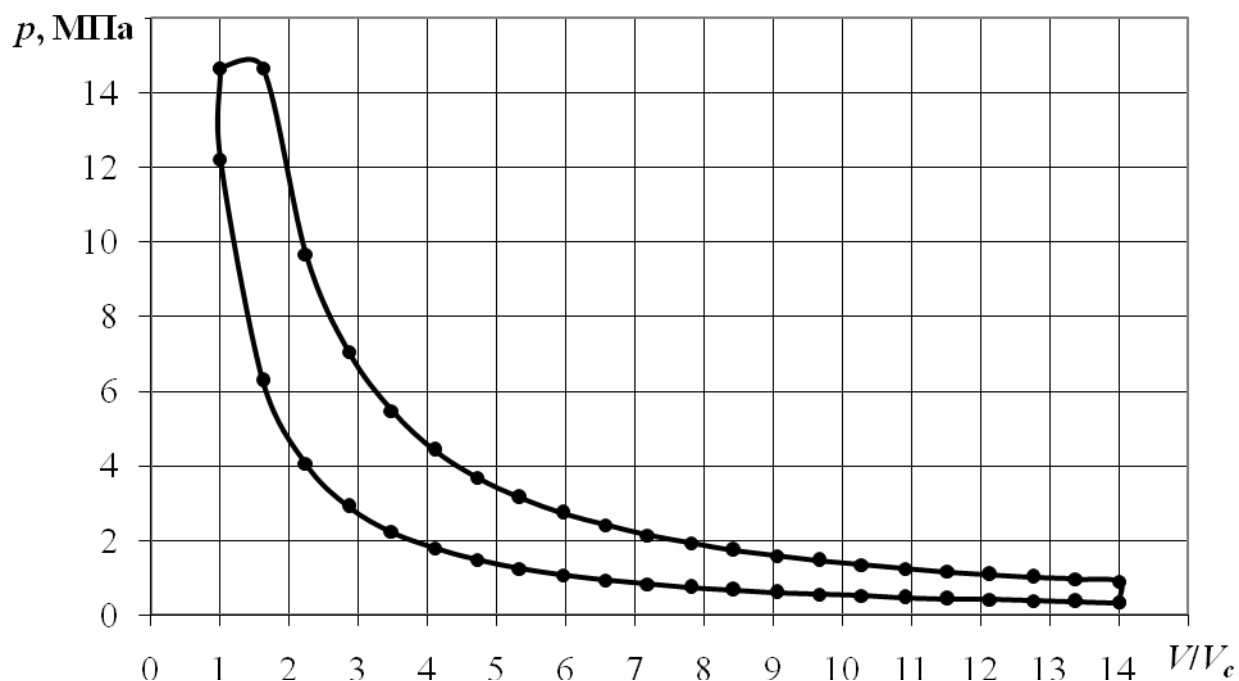


Рисунок 2.1 – Теоретична згорнута індикаторна діаграма двигуна 6ЧН 18/22

2.3. Висновки до розділу

У розділі виконано розрахунок циклу дизеля 6ЧН 18/22 та отримано усі основні параметри, що знадобляться для подальших розрахунків при проектуванні компресору наддуву. У таблиці 2.4 наведено основні параметри роботи двигуна 6ЧН 18/22.

Таблиця 2.4 – Основні параметри модернізованого двигуна 6ЧН 18/22

№ з. п.	Параметр	Значення
1.	Ефективна потужність двигуна, N_e , кВт	460,3
2.	Ефективна витрата палива, g_e г/(кВт· год)	0,2015
3.	Середній ефективний тиск, p_e , МПа	1,643
4.	Ефективний КПД двигуна, η_e	0,418
5.	Максимальний тиск згоряння, P_z , МПа	14,66
6.	Максимальна температура згоряння, T_z , К	1706,8
7.	Тиск наддуву P_k , МПа	0,35

З таблиці видно, що модернізований, за рахунок наддуву, двигун за основними ефективними показниками не поступається двигунам аналогам (див. таблиця 2.1). При цьому питома ефективна витрата палива у порівнянні з прототипом знизилася аж на 18 г/(кВт·год). Виходячи з цього, модернізований двигун 6ЧН 18/22 має сучасний набір основних показників, що характеризують його робочий цикл, а також базові експлуатаційні якості.

					КРБ.142.5221з.24.04.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДІЮЧИХ НА КШМ

3.1. Розрахунок сил діючих на КШМ двигуна 6ЧН 18/22

Деталі двигуна внутрішнього згоряння при роботі знаходяться під прямою дією різних сил. Деякі з деталей двигуна піддаються впливу постійно діючих сил, а інші деталі – тільки силам що змінюється у часі від тиску газів що виникає у циліндрі, сил інерції. Однак основна маса деталей двигуна у той чи іншій мірі піддається прямій дії різноманітних сил та моментів від них. Найбільш відповідальним та вузлом, що підпадає під дію різних сил є кривошипно-шатунний механізм. Цей механізм з'єднує поршень двигуна з колінчастим валом та забезпечує перетворення зворотно-поступального руху у обертальний. На поршень ДВЗ зі сторони камери згоряння діє сила від тиску газів, яка прикладена до центра поршневого пальця та має дію уздовж осі робочого циліндра. Значення сили тиску газів залежно від кута повороту кривошипа $P_r = f(\varphi)$ визначається за індикаторною діаграмою (теоретичною, або експериментальною). Від поступального рухомих мас і неврівноважено-обертових на елементи КШМ ДВЗ діють сили інерції. Сила інерції від поступально-рухомих мас прикладається у центрі поршневого пальця. Вона діє уздовж всієї осі робочого циліндра та визначається наступним чином:

$$P_j = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda_{ш} \cdot \cos \varphi), \text{ МПа.}$$

де $\lambda_{ш} = \frac{r}{L_{ш}}$ – постійна механізму ($\lambda_{ш} = 0,258$); r – є радіус кривошипа; $L_{ш}$ – довжина шатуна; $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1000}{30} = 104,6 \text{ c}^{-1}$ – кутова швидкість кривошипа; m_s – відносна маса.

Рушійна сила, що виникає у ДВЗ є рівнодіючої всіх сил, що мають діють на поршень, а саме – сили тиску газів у робочому циліндрі, тиску повітря у порожнині під поршнем, інерції, тяжіння. Рушійна сила дорівнює алгебраїчній сумі цих сил:

$$P_{руш} = P_r - P_{шп} + P_j + P_T, \text{ МПа;}$$

					КРБ.142.5221з.24.04.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де $P_{\text{атм}}$ – сила атмосферного тиску, у разі якщо порожнина під поршнем має зв'язок з картером ДВЗ; $P_T = m_s \cdot g$ – сила тяжіння.

Рушійна сила у ДВЗ визначається аналітично та графічно. Для визначення рушійної сили графічним шляхом потрібно побудувати діаграму P_r та діаграму P_j , а потім визначити ординати між ними. Сили тяжіння та тиску повітря у порожнині під поршнем є величинами постійними та враховуються при побудові.

У свою чергу, сила $P_{\text{руш}}$ розкладається на дві складові, а саме:

нормальну, що прикладена перпендикулярно до осі циліндра та притискає поршень двигуна до втулки робочого циліндру

$$N = P_{\text{ос}} \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

та силу, яка діє уздовж осі шатуна

$$Q = \frac{P_{\text{ос}}}{\cos \beta},$$

де $\beta = \arcsin(\lambda_{\text{ш}} \cdot \sin \varphi)$ – кут відхилення шатуна від осі циліндра; $\varphi = 6 \cdot n \cdot \tau$ – кутове переміщення кривошипа; τ – час переміщення кривошипа на кут φ , с.

У свою чергу, сила Q переноситься уздовж лінії своєї дії до центра шатунної шийки колінвалу та також розкладається на дві складові, а саме:

радіальну, що діє уздовж кривошипа

$$Z = Q \cdot \cos(\varphi + \beta) = P_{\text{ос}} \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta,$$

та дотичну силу

$$T = Q \cdot \sin(\varphi + \beta) = P_{\text{ос}} \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta.$$

При виконанні розрахунків дійсні механізми замінюють динамічними моделями (рис. 3.1) у яких маси рухомих деталей концентрують у певних точках, закон руху яких є відомим. Такі маси прийнято називати приведеними.

Приведена маса шатуна при розрахунках зосереджується в центрі верхньої головки шатуна та здійснює поступальний рух. Вона визначається, як

$$M_{\text{ус}} = M_{\text{ш}} \cdot \frac{b}{a+b} = M_{\text{ш}} \cdot \frac{b}{L};$$

Приблизна маса $M_{\text{шс}}$ для двигуна 6ЧН 18/22 складає:

$$M_{\text{шс}} = 0,3 \cdot M_{\text{ш}} = 0,3 \cdot 57 = 17,1 \text{ кг.}$$

					КРБ.142.5221з.24.04.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де $M_{ш}$ – маса шатуна двигуна 6ЧН 18/22.

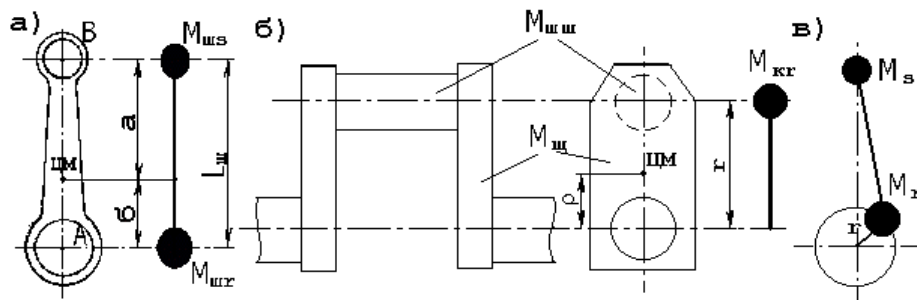


Рисунок 3.1 – Динамічні моделі деталей КШМ

Так, як поршень, поршневий палець та кільця здійснюють поступальний рух то загальна маса ланок, що здійснюють поступальний рух дорівнює:

$$M_s = M_{п} + M_{шс} = 22 + 17,1 = 39,1 \text{ кг},$$

де $M_{п}$ – маса деталей поршневої групи.

$$\text{Відносна маса складатиме: } m_s = \frac{M_s}{F_n}, \text{ кг/м}^2; F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,18^2}{4} = 0,0254 \text{ м}^2;$$

де F_n – площа поршня, D – діаметр циліндра.

$$m_s = 39,1 / 0,0254 = 1539,37 \text{ кг/м}^2.$$

Таблиця 3.1. Вхідні дані для виконання розрахунку динаміки двигуна 6ЧН 18/22

Діаметр поршня	м	D	0,18
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	1000
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	14,662
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,335
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,35
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,329
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,258
Маса деталей, що рухаються зворотно-поступово	кг	m	39,1
Радіус кривошипа	м	r	0,11
Ступінь стиснення		ε	14
Показник політропи стиснення		n_1	1,363
Показник політропи розширення		n_2	1,296
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,629
Кількість циліндрів		i	6

Розрахунок динаміки двигуна 6ЧН 18/22 проведено за допомогою програми реалізованої у середовищі *Excel*. Результати виконаних розрахунків представлені у таблиці 3.2–3.3, а діаграми динаміки зображені на рис. 3.2–3.4.

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку двигуна 6ЧН 18/22

φ°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,3500	-2,3305	-1,9805	0,0000	-1,9805	0,0000
15	0,3500	-2,2034	-1,8534	-0,1239	-1,7581	-0,5994
30	0,3500	-1,8433	-1,4933	-0,1937	-1,1964	-0,9144
45	0,3500	-1,3100	-0,9600	-0,1771	-0,5536	-0,8040
60	0,3500	-0,6873	-0,3373	-0,0766	-0,1023	-0,3304
75	0,3500	-0,0656	0,2844	0,0724	0,0037	0,2935
90	0,3500	0,4780	0,8280	0,2185	-0,2185	0,8280
105	0,3500	0,8934	1,2434	0,3164	-0,6275	1,1191
120	0,3500	1,1653	1,5153	0,3443	-1,0558	1,1401
135	0,3500	1,3100	1,6600	0,3062	-1,3903	0,9572
150	0,3500	1,3654	1,7154	0,2225	-1,5968	0,6650
165	0,3500	1,3755	1,7255	0,1154	-1,6966	0,3351
180	0,3350	1,3746	1,7096	0,0000	-1,7096	0,0000
195	0,3405	1,3755	1,7160	-0,1148	-1,6872	-0,3333
210	0,3578	1,3654	1,7232	-0,2235	-1,6041	-0,6680
225	0,3903	1,3100	1,7003	-0,3137	-1,4241	-0,9805
240	0,4444	1,1653	1,6096	-0,3658	-1,1216	-1,2111
255	0,5325	0,8934	1,4259	-0,3629	-0,7196	-1,2834
270	0,6789	0,4780	1,1568	-0,3053	-0,3053	-1,1568
285	0,9336	-0,0656	0,8681	-0,2209	0,0113	-0,8957
300	1,4094	-0,6873	0,7221	-0,1641	0,2190	-0,7074
315	2,3788	-1,3100	1,0689	-0,1972	0,6164	-0,8952
330	4,5037	-1,8433	2,6603	-0,3451	2,1314	-1,6290
345	8,7534	-2,2034	6,5501	-0,4380	6,2135	-2,1184
360	12,2241	-2,3305	9,8936	0,0000	9,8936	0,0000
375	14,6620	-2,2034	12,4586	0,8332	11,8185	4,0293
390	10,6785	-1,8433	8,8351	1,1461	7,0784	5,4101
405	5,8201	-1,3100	4,5101	0,8321	2,6008	3,7775
420	3,5382	-0,6873	2,8509	0,6478	0,8644	2,7928
435	2,3917	-0,0656	2,3262	0,5920	0,0302	2,4001
450	1,7665	0,4780	2,2445	0,5923	-0,5923	2,2445
465	1,4023	0,8934	2,2957	0,5843	-1,1585	2,0662
480	1,1807	1,1653	2,3460	0,5331	-1,6346	1,7651
495	1,0436	1,3100	2,3536	0,4342	-1,9713	1,3572
510	0,9609	1,3654	2,3263	0,3018	-2,1655	0,9018
525	0,9165	1,3755	2,2920	0,1533	-2,2536	0,4452
540	0,9025	1,3746	2,2771	0,0000	-2,2771	0,0000
555	0,3290	1,3755	1,7045	-0,1140	-1,6759	-0,3311
570	0,3290	1,3654	1,6944	-0,2198	-1,5773	-0,6568
585	0,3290	1,3100	1,6390	-0,3024	-1,3727	-0,9451
600	0,3290	1,1653	1,4943	-0,3395	-1,0412	-1,1243
615	0,3290	0,8934	1,2224	-0,3111	-0,6169	-1,1002
630	0,3290	0,4780	0,8070	-0,2129	-0,2129	-0,8070
645	0,3290	-0,0656	0,2634	-0,0670	0,0034	-0,2718
660	0,3290	-0,6873	-0,3583	0,0814	-0,1086	0,3510
675	0,3290	-1,3100	-0,9810	0,1810	-0,5657	0,8216
690	0,3290	-1,8433	-1,5143	0,1964	-1,2132	0,9273
705	0,3290	-2,2034	-1,8744	0,1253	-1,7780	0,6062
720	0,3290	-2,3305	-2,0015	0,0000	-2,0015	0,0000

					КРБ.142.5221з.24.04.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

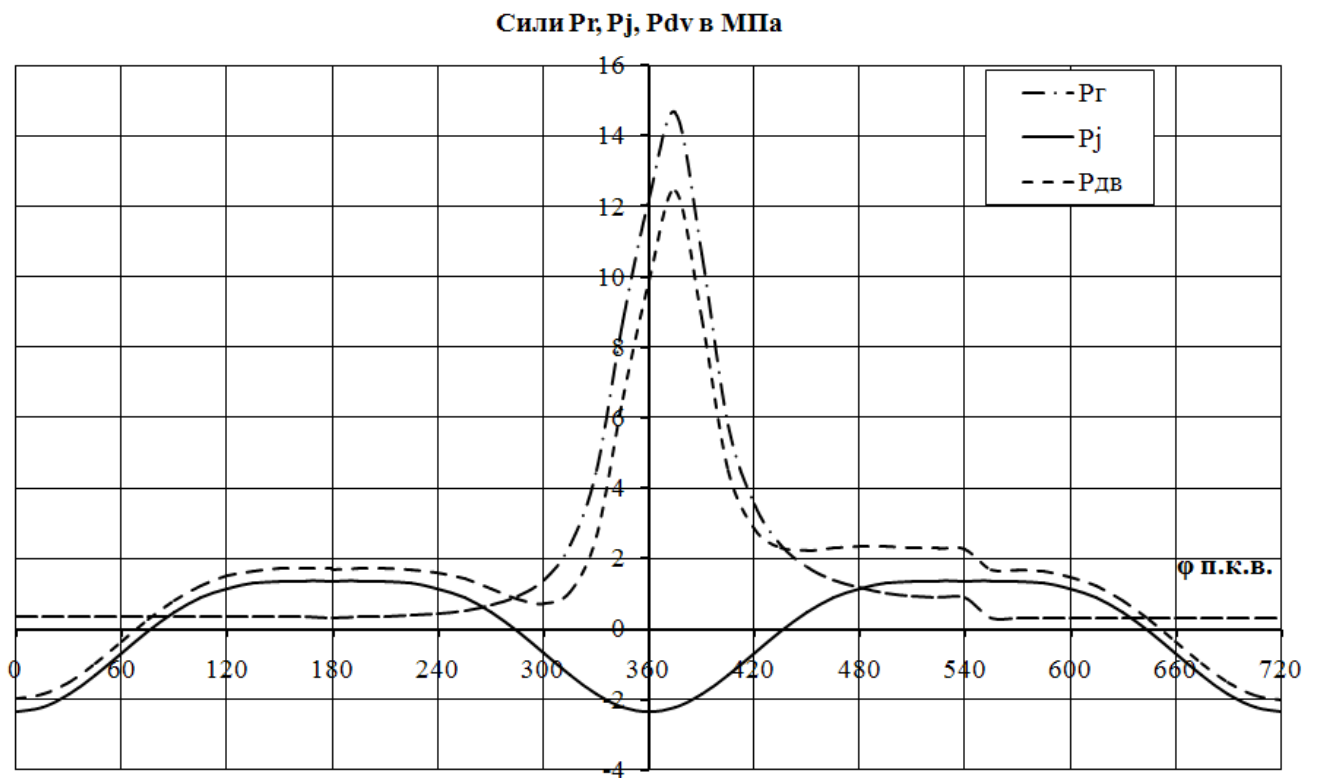


Рисунок 3.2 – Діаграми сил P_r, P_j, P_{dv} двигуна 6ЧН 18/22

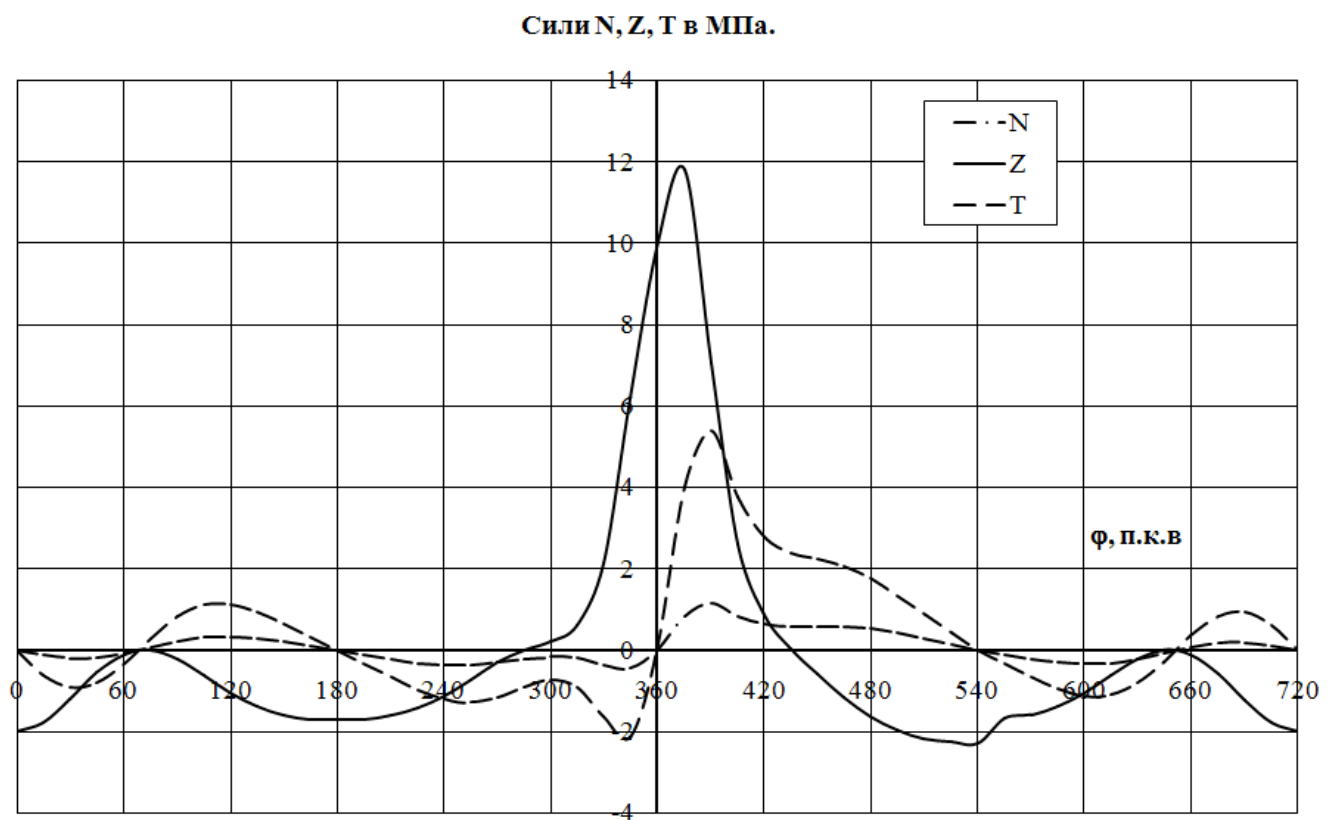


Рисунок 3.3 – Діаграми сил N, Z, T двигуна 6ЧН 18/22

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.24.04.03.ПЗ

Аркуш

У таблиці 3.3 подано розрахунок сумарної дотичної сили, визначення якої необхідне для визначення крутного моменту дизеля і розрахунку колінчатого вала на міцність. На рис. 3.4 представлений графік зміни сумарної дотичної сили T_{Σ} та середнє за часом значення сумарної дотичної сили $T_{\Sigma cp}$. Значення $T_{\Sigma cp}$ визначено за даними таблиці 3.3:

$$T_{\Sigma cp} = \sum_{\varphi=0}^{\varphi_3-\Delta\varphi} T_{\Sigma\varphi} \cdot \Delta\varphi / \varphi_3 = 5,47 \cdot \frac{15}{120} = 1,93 \text{ МПа}$$

Таблиця 3.3. Визначення сумарних дотичних сил

φ°	T_{Σ}						T_{Σ}	T^{cp}_{Σ}
	Номер циліндра							
	1	2	3	4	5	6		
0	0,000	1,140	-1,211	0,000	1,765	-1,124	0,57	1,93
15	-0,599	0,957	-1,283	4,029	1,357	-1,100	3,36	1,93
30	-0,914	0,665	-1,157	5,410	0,902	-0,807	4,10	1,93
45	-0,804	0,335	-0,896	3,778	0,445	-0,272	2,59	1,93
60	-0,330	0,000	-0,707	2,793	0,000	0,351	2,11	1,93
75	0,293	-0,333	-0,895	2,400	-0,331	0,822	1,96	1,93
90	0,828	-0,668	-1,629	2,244	-0,657	0,927	1,05	1,93
105	1,119	-0,980	-2,118	2,066	-0,945	0,606	-0,25	1,93
120	1,140	-1,211	0,000	1,765	-1,124	0,000	0,57	1,93
							15,47	

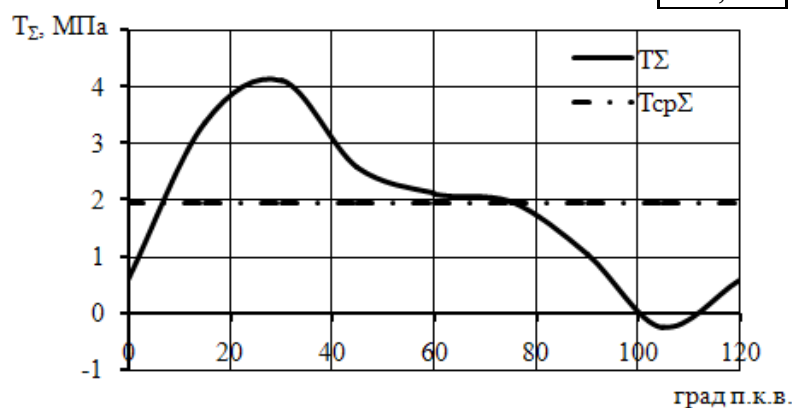


Рисунок 3.4 – Графік зміни сумарних дотичних сил двигуна 6ЧН 18/22

3.2. Висновки до розділу

У даному розділі бакалаврської роботи виконано розрахунок динаміки судового дизеля 6ЧН 18/22 та побудовано діаграми діючих сил. Також у розділі визначено зміну сумарної дотичної сили та середнє за часом значення сумарної дотичної сили.

РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТУВАННЯ АГРЕГАТУ НАДДУВУ ДЛЯ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 18/22

4.1. Загальні відомості про розрахунок турбокомпресора

Головним завданням проектування у розділі є отримання базових розмірів конструкції відцентрового компресора з потрібними параметрами, а також розробка певних елементів його конструкції, що пов'язано зі зміною параметрів його роботи в порівнянні із компресором-прототипом.

При проектуванні компресору у розділі виконуються розрахунки всіх елементів його проточної частини. Після цього виконується креслення поперечного розрізу турбокомпресора з базуючись на конструкції компресора-прототипу зі обов'язковою зміною потрібних елементів конструкції компресора-прототипу, які не забезпечують потрібну надійність та працездатність компресора за умов зміни його параметрів роботи.

Розрахунок компресорного ступеня здійснюється на базі так званого спадного методу проектування. Фактично при здійсненні розрахунків ступеня вирішується зворотне завдання – це у разі коли відомо усі конструктивні параметри об'єкта проектування, його параметри енергопостачання, параметри робочого тіла на вході у об'єкт, а визначаються параметри робочого тіла на виході зі всіх елементів проточної частини компресору і на виході зі самого об'єкта проектування. У разі невідповідності отриманих, при виконанні розрахунків, параметрів здійснюється наступне розрахункове наближення, при реалізації якого корегуються базові конструктивні параметри енергопостачання об'єкта проектування та його параметри на основі спеціально розроблених підказок та запропонованих схем.

4.2. Визначення основних параметрів двигуна 6ЧН 18/22 та турбокомпресора

Перед проектуванням компресора потрібно визначити витрату повітря G , потужності дизеля N_e та його середній ефективний тиск P_e . Базуючись на отриманому значенні витрати повітря G та ступені підвищення тиску Π_k за допомогою

					КРБ.142.5221з.24.04.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

полів витрат повітря чи області застосування турбокомпресорних типорозмірів обрати прототип турбокомпресора. Встановивши типорозмір турбокомпресора отримаємо значення зовнішнього діаметра колеса D_2 , що буде оптимальним для встановлених значень витрати і ступеня підвищення тиску Π_k . Визначення основних параметрів двигуна та компресора виконується у табличній формі (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Визначення основних параметрів двигуна та компресора

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
1.1.	D , м	Згідно завдання на проектування	0,18	Діаметр циліндру
1.2.	S , м		0,22	Хід поршня
1.3.	n , об/хв		1000	Обороти колінчатого вала
1.4.	i		6	Кількість циліндрів
1.5.	g_e , кг/кВт·г		0,2015	Питома витрата пального
1.6.	χ		2	Коефіцієнт тактності
1.7.	φ_a		1,05	Коефіцієнт продувки
1.8.	ψ		0	Доля ходу поршня, витрачена на продувку
1.9.	ε		14	Ступень стискування
1.10.	α		2,678	Коефіцієнт надлишку повітря
1.11.	γ_r		0,04	Коефіцієнт залишкових газів
1.12.	ΔT_a , К		20	Підігрів заряду від стінок циліндру
1.13.	T_r , К		750	Температура остаточних газів
1.14.	T_o , К		293	Температура навколишнього середовища
1.15.	P_o , Па		101300	Тиск навколишнього середовища
1.16.	T_{w1} , К		300	Температура охолоджуючої рідини на вході
1.17.	Π_k	Згідно завдання на проектування	3,51	Ступінь підвищення тиску
1.18.	$\eta_{ад}$		0,82	Адіабатний ККД компресора
1.19.	$\eta_{ох}$		0,96	ККД ОНП
1.21.	P_s , Па	$P_s = 0,98 \cdot P_o \Pi_k$	344896,11	Тиск повітря в ресивері
1.22.	T_k , К	$T_k = T_o \left(1 + \frac{\Pi_k^{0,286} - 1}{\eta_{ад}}\right)$	447,38	Температура повітря за компресором
1.23.	T_s , К	$T_s = T_k - \eta_{ох} (T_k - T_{w1})$	305,90	Температура повітря в ресивері
1.24.	T_a , К	$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}$	342,21	Температура повітря на початку стиску
1.25.	η_n	$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_s} \frac{T_s}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r}$	0,8979	Коефіцієнт наповнення циліндру

1.26.	$G, \text{кг/с}$	$G = \pi \frac{D^2}{4} S \frac{P_s}{RT_s} \eta_n i \frac{1}{\chi} \frac{n}{60} \phi_a (1 - \psi)$	1,04	Масовий розхід повітря
1.27.	$Q, \text{м}^3/\text{с}$	$Q = \frac{G}{\rho} = \frac{G \cdot R \cdot T_{0н}}{P_{0н}}$	0,86	Об'ємний розхід повітря
1.28.	$N_e, \text{кВт}$	$N_e = \frac{3600 \cdot G}{g_e \cdot L_o \cdot \alpha \cdot \phi_a}$	461	Потужність двигуна
1.29.	$P_e, \text{Па}$	$P_e = \frac{3,6 \cdot P_s \cdot \eta_n}{R \cdot g_e \cdot L_o \cdot \alpha \cdot T_s}$	1,65	Середній ефективний тиск циклу

Базуючись на отриманому значенні витрати повітря Q та ступені підвищення тиску Π_k можна отримати положення крапки «А» в координатах Π_k - Q (рис. 4.1). Кожен представлений на рисунку типорозмір турбокомпресор може використатися в певному діапазоні Q та Π_k . Таким чином, виходячи з положення крапки «А», встановлюємо, що потрібний турбокомпресор повинен належати до типорозміру – ТК-18 (крапка «А» знаходиться у зоні відповідної фігури поля витрат повітря).

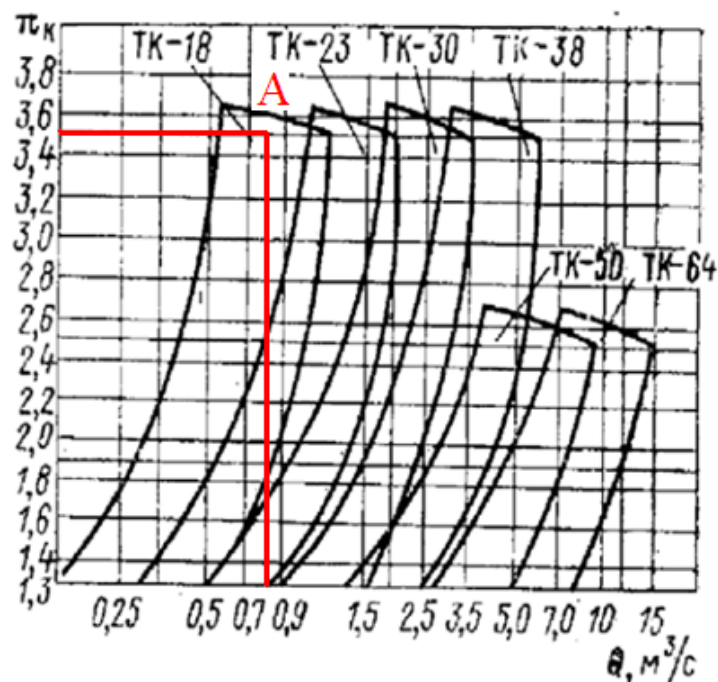


Рисунок 4.1 – Область використання турбокомпресорів типу – ТК

Тоді, на підставі виконаних у таблиці 4.1 розрахунків, приймаємо за прототип турбокомпресор типу – ТК-18, що зможе забезпечити двигуну 6ЧН 18/22 не-

обхідну витрату повітря $G = 1,04$ кг/з та $\Pi_k = 3,5$. При цьому модернізований двигун буде мати потужність $N_e = 461$ кВт та середній ефективний тиск – $P_e = 1,65$ МПа.

4.3. Попереднє визначення окружної швидкості U_2

Окружна швидкість U_2 на зовнішньому діаметрі робочого колеса компресора є таким параметром, що обумовлює умови енергопостачання компресорної ступені. Так, з рівняння Ейлера є відомим, що окружна швидкість є основним фактором, що обумовлює величину повної внутрішньої роботи L_i , яку здійснює компресор над кожною одиницею маси повітря.

Внутрішня робота L_i , у свою чергу, має зв'язок зі ступенем підвищення тиску Π_k складними математичними залежностями, які можна точно визначити тільки після реалізації повного розрахунку всіх елементів щабля наддуву. Однак є приблизна залежність між такими параметрами, як Π_k , U_2 і L_i . Вплив таких факторів, як втрати енергії в газодинамічних процесах на початку виконання розрахунків можна врахувати досить наближено, на базі адіабатного коефіцієнту напору насоса H_k . Цей коефіцієнт обирається орієнтовно та дає змогу функціонування приблизної залежності між зазначеними вище параметрами. Таким чином замість повної внутрішньої роботи компресора L_i використовується адіабатна робота $L_{ад}$, що прямо залежить від L_i , однак на відміну від L_i може бути досить просто визначена на початковому етапі виконання розрахунку (табл. 4.2).

Таблиця 4.2 – Попереднє визначення колової швидкості U_2

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
2.1.	$\bar{H}_k$	$\bar{H}_k = f(D_2)$	1,42	Коефіцієнт напору компресора
2.2.	$L_{ад}$, Дж/кг	$L_{ад} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot (\Pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1)$	124796,1	Адіабатна робота компресорної ступені
2.3.	u_2 , м/с	$u_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{ад}}{\bar{H}_k}}$	419,25	Колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса

Отримане значення окружної швидкості дає змогу визначити кут входу потоку повітря в робоче колесо компресора, а також отримати швидкість потоку повітря перед ним.

4.4. Розрахунок і конструювання вхідної ділянки

У компресорі вхідна ділянка має назву вхідний патрубок. Цю ділянку досить часто об'єднують із повітряним фільтром та глушником шуму. На турбокомпресорі типу ТК-18 встановлено вхідний патрубок, який має конусоподібний тип.

Метою розрахунку і конструювання вхідної ділянки є встановлення зміни головних параметрів потоку повітря після того, як воно проходить крізь вхідну ділянку, а також отримання конструктивних параметрів. До головних параметрів потоку повітря зазвичай відносять температуру повітря, тиск та швидкість потоку (табл. 4.3.).

Таблиця 4.3 – Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
3.1.	$\bar{C}_m$		0,3	Коефіцієнт розходу ступеня компресора
3.2.	C_a , м/с		30	Швидкість повітря на вході
3.3.	C_p , Дж/(кг·К)		1005	Ізобарна теплоємність повітря
3.4.	C_1 , м/с	$C_1 = \bar{C}_m \cdot u_2$	125,8	Швидкість повітря перед колесом компресора
3.5.	T_a , К	$T_a = T_0 + (2 \dots 5)K$	295	Температура після глушника
3.6.	T_1 , К	$T_1 = T_a - \frac{C_1^2 - C_a^2}{2 \cdot C_p}$	287,6	Температура повітря перед колесом
3.7.	P_a , Па	$P_a = (0,97 \dots 0,99) \cdot P_0$	100287	Тиск після глушника
3.8.	n_1		1,39	Показник політропи стиску повітря на ділянці I
3.9.	P_1 , Па	$P_1 = P_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n_1}{n_1-1}}$	91579,9	Тиск повітря перед колесом

Для того, щоб забезпечити найменше значення втрат енергії у патрубку та рівномірність поля швидкостей на вході у робоче колесо вхідний патрубок виконують у формі конфузору – каналу, що звужується уздовж ходу потоку повітря. Це у

свою чергу збільшує ефективність роботи колеса компресора. Така форма дає змогу потоку повітря набрати прискорення уздовж осі каналу патрубку. Таким чином швидкість потоку перед колесом компресора буде більшою, ніж на вході, температура та тиску потоку впадуть, що відповідатиме процесу розширення.

4.5. Розрахунок і конструювання робочого колеса компресора

Робоче колесо компресора є головним елемент ступені наддуву, за допомогою нього потоку повітря передається енергія. У турбокомпресорі типу ТК-18 встановлюється напіввідкрите колесо типу так званої радіальної зірки. Колесо складається із робочих лопаток та поєднаного з лопатками в осьовій частині спрямляючого апарату, який ще називають обертаючим спрямляючим апаратом (ОСА). Робочі лопатки колеса мають вигляд плоских радіальних пластин. Метою виконання розрахунку і конструювання робочого колеса компресора є отримання найбільш раціональних розмірів обертаючого спрямляючого апарату, що дасть змогу забезпечити оптимальний режим течії потоку повітря. Також виконання розрахунку дасть змогу визначити кінцеві параметри повітря за колесом (табл. 4.4).

Таблиця 4.4 – Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
4.1.	D_2 , м		0,18	Зовнішній діаметра колеса компресора
4.2.	D_o , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,045	Діаметр втулки колеса компресора
4.3.	$\alpha_{ТВ}$		0,08	Коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію
4.4.	φ_{2r}	$\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$	0,35	Коефіцієнт розходу робочого колеса
4.5.	z_k		13	Число лопаток робочого колеса компресора
4.6.	ρ_1	$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1}$	1,1096	Густина повітря перед входом в колесо
4.7.	f_1	$f_1 = \frac{G}{C_1 \cdot \rho_1}$	0,0074	Площа на вході в колесо
4.8.	D_H	$D_H = \sqrt{D_o^2 + 4 \cdot \frac{f_1}{\pi}}$	0,1072	Зовнішній діаметр колеса компресора на вході

4.9.	a	$a = \frac{D_H}{D_2}$	0,595	Оцінка зовнішнього діаметру колеса компресора за рекомендованими допусками
4.10.	D_1	$D_1 = \sqrt{\frac{D_0^2 + D_H^2}{2}}$	0,0822	Середній квадратичний діаметр входу в колесо
4.11.	μ	$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{Z_K \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$	0,8309	Коефіцієнт циркуляції потоку повітря
4.12.	T_2, K	$T_2 = T_1 + \frac{u_2^2}{2 \cdot C_p} \cdot \left[2 \cdot (\mu + a_{em}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \bar{C}_m^2 \right]$	383,67	Температура повітря за колесом компресора
4.13.	η_2		0,9	Політропний ККД на ділянці 2 (робоче колесо)
4.14.	$\frac{n_2}{n_2 - 1}$	$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_2$	3,10	Комплекс $\frac{n_2}{n_2 - 1}$
4.15.	P_2, Pa	$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}$	223527,27	Тиск повітря за колесом компресора
4.16.	β_{11}	$\beta_{11} = \arctg \left(\frac{C_1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1} \right)$	33,3	Кут входу потоку повітря в колесо компресора
4.17.	i_1		2	Кут атаки вхідної кромки ОСА
4.18.	β_{1L}	$\beta_{1L} = \beta_{11} + i_1$	35,3	Кут установки лопаті на діаметрі D_1
4.19.	δ_1, m		0,0003	Товщина лопаті на входів колеса
4.20.	τ_1	$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1 \cdot Z_K}{2 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1L}}$	0,987	Коефіцієнт захарашення потоку повітря на вході в ОСА
4.21.	$C_1^1, m/c$	$C_1^1 = \frac{C_1}{\tau_1}$	127,44	Швидкість потоку повітря перед входом в робоче колесо компресора з урахуванням захарашення
4.22.	β_{11}^1	$\beta_{11}^1 = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_1} \right)$	33,7	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захарашення лопатками ОСА
4.23.	β_{1H}	$\beta_{1H} = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_H} \right)$	27,0	Кут входу потоку на діаметрі D_H
4.24.	β_{10}	$\beta_{10} = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_0} \right)$	50,6	Кут входу потоку на діаметрі D_0
4.25.	$w_H^1, m/c$	$w_H^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{1H}}$	280,2	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_H
4.26.	$w_1^1, m/c$	$w_1^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{11}}$	230,0	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_1
4.27.	λ_{Hw}	$\lambda_{Hw} = \frac{w_H^1}{\sqrt{\frac{2 \cdot k}{k + 1} \cdot R \cdot T_a}}$	0,89	Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу в колесо

4.28.	C_{2u} , м/с	$C_{2u} = \mu \cdot u_2$	348,35	Проекція абсолютної швидкості C_2 на колову
4.29.	C_{2r} , м/с	$C_{2r} = \varphi_{2r} \cdot u_2$	146,74	Меридіанна складова абсолютної швидкості C_2
4.30.	C_2 , м/с	$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2r}^2}$	377,99	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса
4.31.	α_2	$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{C_{2r}}{C_{2u}}\right)$	22,84	Кут потоку повітря на виході з колеса
4.32.	M_{C2}		0,959	Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса
4.33.	ρ_2 , кг/м ³	$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2}$	2,030	Густина повітря на виході з колеса
4.34.	b_2 , м	$b_2 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_2 \cdot C_{2r} \cdot D_2}$	0,006	Ширина колеса на виході
4.35.	w_2 , м/с	$w_2 = \sqrt{(u_2 - C_{2u})^2 + C_{2r}^2}$	162,97	Відносна швидкість повітря на виході з колеса
4.36.	$\hat{w}$		0,71	Коефіцієнт зміни відносної швидкості у колесі

Отримані розраховані дані (див. табл.4.4) зовнішнього, обрані рекомендації щодо вибору осьової довжини та розрахунку кутів встановлення лопаток обертаючого спрямляючого апарату, а також середньоквадратичного діаметрів колеса на вході дали змогу одержати геометрію колеса, що цілком є задовільним для параметрів оптимального режиму проходження потоку повітря.

4.6. Розрахунок і побудова ділянки безлопаткового дифузора

Для забезпечення зниження швидкості потоку повітря при вході у лопатковий дифузор, а також максимальне вирівнюванням її між робочим колесом компресора та лопатковим дифузором спеціально виконується кільцевий простір. Цей кільцевий простір має радіальний зазор з паралельними чи ні стінками. Такий простір називають безлопатковим дифузором (БЛД).

Режим течії потоку у безлопатковому дифузорі є дуже складним, так як основна маса повітря рухається по складній спиралеподібній траєкторії. Ця складна траєкторія характеризується кутом, який змінюється між абсолютною швидкістю та нормаллю до радіуса. Метою розрахунку безлопаткового дифузору (табл. 4.5) є визначення кінцевих параметрів потоку, а також визначення його розмірів, які забезпечать потрібні параметри потоку.

Таблиця 4.5 – Розрахунок та конструювання ділянки безлопаткового дифузору

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
5.1.	D_3 , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,2	Діаметр на виході з БЛД
5.2.	y		0,74	Відношення ширини каналу БЛД на виході до ширини каналу на вході b_3/b_2
5.3.	b_3 , м	$b_3 = y \cdot b_2$	0,005	Ширина БЛД на виході
5.4.	η_3		0,8	Політропний ККД на ділянці БЛД
5.5.	k_{n3}	$k_{n3} = \frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_3$	2,8	Комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)
5.6.	n_3	$n_3 = \frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1}$	1,57	Показник політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)
5.7.	$C_3^{(1)}$, м/с	320	340,56	Швидкість потоку повітря на виході з безлопаткового дифузора в першому наближенні
5.8.	T_3 , К	$T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2 \cdot C_p}$	397,05	Температура потоку повітря за БЛД
5.9.	P_3 , Па	$P_3 = P_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2}\right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}}$	245633,63	Тиск повітря за БЛД
5.10.	ρ_3 , кг/м ³	$\rho_3 = \frac{P_3}{R \cdot T_3}$	2,156	Густина повітря на виході з колеса
5.11.	$\lambda_{БЛД}$		0,01	Коефіцієнт тертя в БЛД
5.12.	α_3	$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \cdot \left\{ \begin{aligned} &tg \alpha_2 + \sqrt{1 + tg^2 \alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{БЛД}}{b_3} \times \\ &\times (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \cdot \frac{M_{c2}^2}{2} \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \end{aligned} \right\} \right]$	29,57	Кут виходу потоку повітря з БЛД
5.13.	C_3 , м/с	$C_3 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot D_3 \cdot b_3}$	340,56	Швидкість потоку повітря на виході з БЛД в другому наближенні
5.14.	M_{C3}	$M_{C3} = \frac{C_3}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_3}}$	0,85	Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД

Згідно з розрахунками (табл.4.5), число Маха для потоку повітря за безлопатковим дифузоровим не повинно перевищувати значень у 0,80...0,85. Закладена умова повністю виконується. БЛД агрегату має довжину у 10 мм, відповідно співвідношення D_3/D_2 складатиме 1,125, що є достатнім для вирівнювання структури потоку повітря.

4.7. Розрахунок і конструювання лопаткового дифузора

Лопатковий дифузор у агрегаті наддуву розміщують за ділянкою безлопаткового дифузору для забезпечення перетворення кінетичної енергії потоку повітря у потенційну. Лопатки лопаткового дифузора спрямовують повітря за такою траєкторії, яка дає змогу забезпечити підвищення кута α_2 на виході із нього порівнюючи з кутом виходу для дифузору який має такий же розмір, однак у ньому відсутні лопатки. Це дає змогу скоротити шлях руху потоку порівнюючи зі шляхом у безлопатковому дифузорі подібної радіальної довжини. Однак у такому випадку збільшується і відношення площин перетинання входу та виходу, які є нормальними до лінії потоку повітря. Зростання диффузорності у такому випадку не призведе до появи окремих додаткових газодинамічних втрат, у разі якщо диффузорність не перевищуватиме рекомендованих меж. Крім того присутність лопаток гарно впливає на особливість режиму течії повітря, обмежуючи утворення відривань потоку на розрахунковому режимі.

Таким чином, доцільність використання лопаткового дифузору напряму залежить від двох базових факторів, а саме від розміру кута α_2 та умов роботи агрегату наддуву. При зниженні α_2 довжина руху потоку в дифузорі з тотожною довжиною, але без наявності лопаток, буде стрімко збільшуватися порівнюючи з довжиною руху потоку у дифузорі з встановленими лопатками, а значить вагомість застосування лопаткового дифузора підвищується. Лопатковий дифузор використовують у разі $\alpha_2 \leq 20^\circ$.

Для забезпечення максимальної ефективності від лопаткового дифузора його базові конструктивні параметри необхідно піддати оптимізації. Оптимізація пов'язана з обранням потрібної кількості лопаток z_d , кутами розміщення лопаток на вході та виході $\alpha_{3л}$, $\alpha_{4л}$, співвідношенням таких діаметрів, як D_4/D_2 та співвідношенням b_4/b_3 . Оптимальний дифузор має забезпечувати швидкість повітря на виході, наближену до швидкості на вході, при чому тиск за дифузором повинне бути трохи більшим, ніж на виході з компресора. У таблиці 4.6 представлено розрахунок лопаткового дифузора агрегату наддуву дизеля.

					КРБ.142.5221з.24.04.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 4.6 – Розрахунок та конструювання ділянки лопаткового дифузору

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
6.1.	δ_m		6	Оптимальне значення кута відхилення одної з стінок дифузору у радіальному перетині
6.2.	D_4 , м	Вибір з визначеного діапазону	0,3	Діаметр на виході з ЛД
6.3.	b_4 , м	$b_4 = b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \cdot \operatorname{tg} \delta_m$	0,010	Ширина дифузору на виході
6.4.	i_3		0	Кут атаки потоку повітря на вході в ЛД
6.5.	$\alpha_{3,l}$	$\alpha_{3,l} = \alpha_3 + i_3$	29,57	Кут установки лопатки ЛД на вході
6.6.	$\Delta\alpha$		15	Різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД
6.7.	$\alpha_{4,l}$	$\alpha_{4,l} = \alpha_{3,l} + \Delta\alpha$	44,57	Кут установки лопатки ЛД на виході
6.8.	k_a		1,05	Коефіцієнт відставання швидкості в ЛД
6.9.	α_4	$\alpha_4 = \arcsin\left(\frac{\sin \alpha_{4,l}}{k_a}\right)$	36,21	Кут виходу потоку з ЛД
6.10.	η_4		0,85	Політропний ККД на ділянці ЛД
6.11.	$\frac{n_4}{n_4 - 1}$	$\frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_4$	2,92	Комплекс
6.12.	$\frac{1}{n_4 - 1}$	$\frac{1}{n_4 - 1} = \frac{n_4}{n_4 - 1} - 1$	1,92	Комплекс
6.13.	$T_4^{(1)}$, К	420	452,42	Температура повітря на виході з ЛД в першому наближенні
6.14.	C_4 , м/с	$C_4 = C_3 \cdot \frac{b_3 \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_3}{b_4 \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_4} \cdot \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{1}{n_4 - 1}}$	68,51	Швидкість повітря на виході з лопаткового дифузору
6.15.	T_4 , К	$T_4 = T_3 + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2 \cdot C_p}$	452,42	Температура повітря на виході з ЛД в другому наближенні
6.16.	z_d	13,17,19,23,29,31,35	35	Число лопаток дифузору
6.17.	z_k/z_d		0,37	Відношення числа лопаток робочого колеса до числа лопаток лопаточного дифузору
6.18.	δ_3 , м		0,003	Товщина лопаті ЛД на вході
6.19.	δ_4 , м		0,001	Товщина лопаті ЛД на виході
6.20.	τ_3	$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3 \cdot Z_d}{\pi \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_{3,l}}$	0,661	Коефіцієнт захаращення на вході в ЛД
6.21.		$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4 \cdot Z_d}{\pi \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_{4,l}}$	0,947	Коефіцієнт захаращення на виході в ЛД
6.22.	f	$f = \frac{D_4 \cdot b_4 \cdot k_a \cdot \tau_4 \cdot \sin \alpha_4}{\sin \alpha_3 \cdot D_3 \cdot b_3}$	3,85	Дифузорність ЛД
6.23.	α_{CP}	$\alpha_{CP} = \frac{\alpha_{4,l} + \alpha_{3,l}}{2}$	37,07	Середній кут установки лопатки в ЛД

6.24.	δ	$\delta = 2 \cdot \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \cdot \tau_3 \cdot \sin \alpha_{3Л}}{D_3 \cdot Z_d}} \cdot \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} \cdot 2 \cdot \sin a_{CP} \right)$	6,79	Кут розкриття еквівалентного дифузору
6.25.	P_4 , Па	$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4-1}}$	359763,02	Тиск потоку повітря на виході з ЛД
6.26.		$\left \frac{P_K - P_4}{P_K} \right \leq 0,05$	0,012	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД
6.27.	$R_{Л}$, м	$R_{Л} = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4 \cdot (D_4 \cdot \cos a_{4Л} - D_3 \cdot \cos a_{3Л})}$	0,314	Радіус дуги середньої лінії лопатки ЛД
6.28.	$R_{Ц}$, м	$R_{Ц} = \sqrt{R_{Л}^2 + R_3^2 - R_{Л} \cdot D_3 \cdot \cos a_{3Л}}$	0,233	Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД
6.29.	ρ_4 , кг/м ³	$\rho_4 = \frac{P_4}{R \cdot T_4}$	2,771	Густина повітря за ЛД

4.8. Розрахунок і конструювання завитки

Завитка у агрегаті наддуву використовується для збору потоку повітря, який поступає з кільцевої щілини попередньої ділянки нагнітача. Незважаючи на форму зовнішнього контуру завитки чи відповідного закону зміни розрізу камери від кута θ , витрата потоку крізь щілину в секторі з будь-яким значенням кута θ буде пропорційним його значенню. У кожному розрізі повітряної завитки зберігається середня інтегральна швидкість повітря, яка відповідна швидкості на виході з дифузору. Таким чином зміна тиску у завитці агрегату наддуву не відбудеться, а вона слугує як повітрозбірник. Метою розрахунку є одержання конструктивних параметрів, а також кінцевих параметрів потоку на виході з компресора наддуву (табл. 4.7).

Таблиця 4.7 – Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
7.1.	ξ_5		0,2	Коефіцієнт втрат для завитки колової форми
7.2.	A		0,98	Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості потоку в завитці
7.3.	C_5 , м/с	$C_5 = C_4 \cdot A$	67,14	Швидкість потоку повітря на виході з завитки
7.4.		$\left \frac{C_5 - C_4}{C_4} \right \leq 0,03$	0,020	Перевірка умови постійної швидкості потоку повітря в завитці
7.5.		Випадок постійної швидкості потоку повітря в завитці		

7.6.	η_5	$\eta_5 = 1 - \frac{\xi_5 \cdot C_4^2}{C_4^2 - C_5^2}$	0,000	ККД завитки
7.7.	$\frac{n_5}{n_5 - 1}$	$\frac{n_5}{n_5 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_5$	0,000	Комплекс показника політропи у завитці
7.8.	P_5 , Па	$P_5 = P_4 e^{-\frac{\xi_5 \cdot C_4^2}{2 \cdot R T_4}}$ при постійній швидкості $P_5 = P_4 \cdot \left(\frac{T_5}{T_4}\right)^{\frac{n_5}{n_5 - 1}}$ при змінній швидкості	358465,0	Тиск повітря за завиткою
7.9.		$\left \frac{P_K - P_5}{P_K} \right \leq 0,05$	0,008	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з компресора
7.10.	T_5 , К	$T_5 = T_4 + \frac{C_4^2 - C_5^2}{2 \cdot C_p}$	452,51	Температура потоку повітря на виході з завитки
7.11.	f_5 , м ²	$f_5 = \frac{G R T_5}{P_5 C_5}$	0,0056	Площа завитки на виході
7.12.	D_5 , м	$D_5 = \sqrt{\frac{4 f_5}{\pi}}$	0,0844	Діаметр виходу завитки

Таким чином, спроектована завитка агрегату наддуву має постійну швидкість потоку повітря, а тому температура повітря на виході у неї буде майже така, як і на вході з неї.

4.9. Розрахунок основних параметрів роботи компресора

Розрахунок основних параметрів роботи компресора виконується у табличній формі (табл. 4.8). При цьому розраховується адіабатного КПД компресора, потужності та оберти.

Таблиця 4.8 – Розрахунок адіабатного ККД, потужності та обертів ротору

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
8.1.	$\eta_{ад}$	$\eta_{ад} = \frac{T_a \cdot \left[\left(\frac{P_5}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_5 - T_a}$	0,840	Адіабатний ККД компресора
	η_m	Обирається за довідником	0,970	Механічний ККД компресора
8.2.	N_K , кВт	$N_K = \frac{G \cdot L_{ад}}{\eta_{ад} \eta_m \cdot 1000}$	162,66	Потужність приводу компресора
8.3.	n_{mk} , об/хв	$n_{mk} = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_2}$	44484	Частота обертів ротора турбокомпресора

4.10. Опис спроектованого компресора

Спроектований у розділі турбокомпресор (рис. 4.2) у залежності від типу турбіни, що використовується на ньому, діаметра колеса компресора, а також ступеня підвищення тиску має маркування ТК-18. Турбокомпресор у своєму складі має осову турбіну, при цьому зовнішні діаметри коліс однакові.

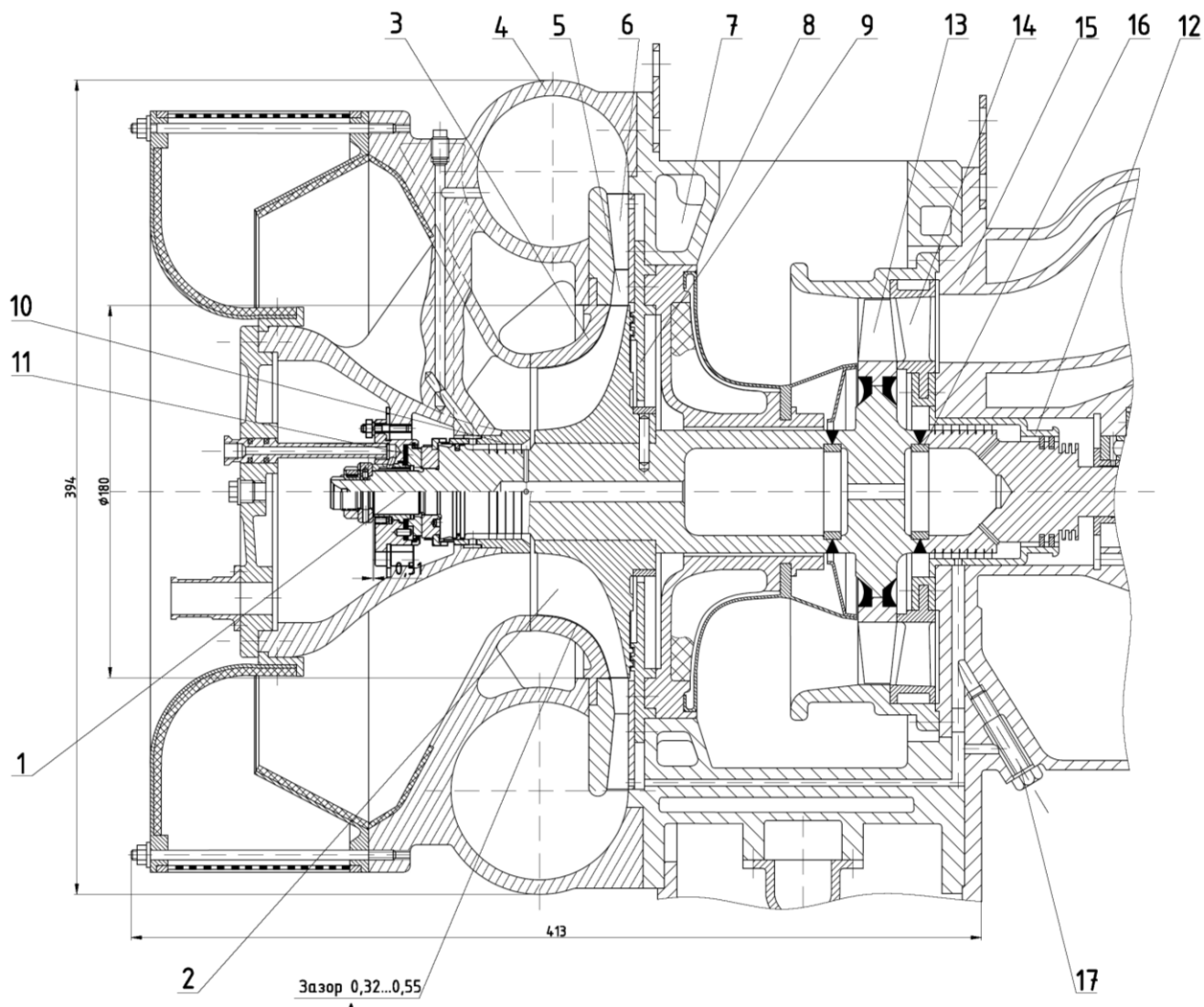


Рисунок 4.2 – Спроектований турбокомпресор ТК-18 дизеля 6ЧН 18/22

Спроектований турбокомпресор ТК-18 за узагальненою схемою компонування належить до агрегатів з консольним розміщенням робочих коліс. Остов ТК-18 має три корпуси: компресора 4, газовідвідний 8 та турбіни 15. Корпус 4 компресора призначено для формування проточної частини, каналу колеса, а також для каналів безлопаткового дифузору, лопаткового дифузору і повітрозбірної завитки.

					КРБ.142.5221з.24.04.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Крім того в корпусі 4 є порожнина для розміщення й кріплення опорно-упорного підшипника. Усі корпусні деталі спроектованого турбокомпресора ТК-18 відливають з алюмінієвого сплаву марки – АЛ5. Газовідвідний корпус 8 спроектованого турбокомпресора призначений для відводу газів після того, як вони відпрацювали у турбіні. Корпус 15 турбіни ТК-18 забезпечує утворення робочого тракту турбіни, а саме її зовнішньої проточної частини.

Для максимального зниження тепловіддачі у машинне відділення судна нагряті частини газовідвідного й турбінного корпусів, мають порожнини охолодження, у яких циркулює вода з загальної системи охолодження. Також водяні порожнини охолодження призначені для відведення тепла від підшипникових вузлів. Обидва ці корпуси виробляються з ливарної сталі.

Усі корпуси з'єднуються між собою за допомогою болтів за посадкою яка виконана у вигляді колових розточок корпусів. Така конструкція забезпечує гарантоване центрування усіх осьових отворів у корпусах відносно осі обертання ротора. Спроектований турбокомпресор ТК-18 кріпиться до дизеля 6ЧН 18/22 на кронштейні за допомогою болтів.

Ротор 1 складається з валу та насаджених на нього коліс – компресора 2 і турбіни 15. Ротор жорсткий, кований виготовлений з нержавіючої сталі 2Х13. Біля підшипників компресорної та турбінної частини виконано дві канавки, у яких розміщено контактні ущільнення у вигляді кілець 16, 10.

Колесо 2 компресора кріпиться на ротор 1 за допомогою посадки з гарантованим натягом й шпильок, з подальшою фіксацією гайкою. Колесо належить до напіввідкритого типу з радіальним розміщенням лопаток на виході – тип так званої радіальної зірки. Колесо 2 компресора має осьовий вхід потоку з обертовим скеровуючим апаратом. Обертовий скеровуючий апарат колеса формується з осьових частин лопаток. На задньому диску колеса компресора виконано велика кількість гребінців 9. Вони є частиною безконтактного ущільнення, яке утворене з одного боку гребінцями колеса, а з іншого – гребінцями виконаними на корпусній вставці. Колесо 2 компресора виконане з алюмінієвого сплаву марки – АЛ4.

					КРБ.142.5221з.24.04.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Колесо 13 турбіни осьового типу та з'єднується з ротором за допомогою зварювання. У зв'язку з тим, що температури відпрацьованих газів на вході в турбіну збільшується прийнято рішення змінити матеріал робочих лопаток турбінного колеса, а також соплових лопаток на жароміцний сплав типу Є1437Б. Диск виготовлено з сталі 45.

Ротор турбокомпресора спирається на підшипники ковзання, один з яких є опорним (він розміщується з боку турбінного колеса), а другий є опорно-упорним. До підшипників ковзання через виконані канали поступає масло для змащення, яке потім стікає донизу. Опорно-упорний підшипник ротора турбокомпресора складається зі сталевго корпусу та запресованої в нього втулки виконаної з високоолов'янистої бронзи. Упорна частина підшипника ротор турбокомпресора представляє собою окремий плоский під'ятник виготовлений з високоолов'янистої бронзи, який має змащувальні канавки на своєму робочому торці. Від обертання під'ятник за фіксується за допомогою штифта. Він має пружний елемент, який містить у собі набір металевих пластин з шаром масла між ними. Це дає змогу забезпечити демпфування високочастотних коливань ротора турбокомпресора у осьовому напрямку. При цьому така конструкція також компенсує можливі перекошування упорного торця ротору, що можуть виникати при роботі спроектованого турбокомпресора.

Опорний підшипник ротора турбокомпресора зроблено у вигляді сталевго втулки у яку запресовано тонкостінну втулку виготовлену з високоолов'янистої бронзи. На його торцевій поверхні виконано невелику площадку для забезпечення додаткового осьового упору у разі коли компресор не працює.

Спроектований турбокомпресор має декілька вузлів ущільнення. Ущільнення призначені для забезпечення унеможливлення непроникнення дрібних часток змащувального масла з підшипників ротора до порожнин компресора та турбіни, для зниження осьового зусилля на колесо компресору, а також зниження шкідливих утічок газу вздовж осі ротора. До вузлів ущільнення турбокомпресор підведено канали, які забезпечують подавання повітря під тиском. Ущільнення, що роз-

					КРБ.142.5221з.24.04.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

міщене зі сторони компресора перешкоджають потраплянню аерозолів масла з порожнини підшипника у компресор.

Ущільнення містить два пружних кільця 10 типу поршневих (контактних кільця) та лабіринтних (безконтактних) ущільнень 9, які утворюються за рахунок гребінців. У простір між двох груп безконтактних ущільнень через встановлений дросель поступає під тиском повітря з повітрозбірної завитки, що дає змогу запобігати проникненню розповсюдженню масляних аерозолів уздовж валу ротора. Під час обертання ротора турбокомпресора кільця за рахунок своєї пружності щільно притискаються до корпусної втулки та залишаються у нерухомому стані. Для деякого зниження тиску від повітря на кільця контактної ущільнення з боку компресора у осьовому напрямку між контактними і безконтактними ущільненнями усередину ротора зроблено свердління. У разі відсутності таких свердлень вони сильно би притискалися до бічних стінок канавок і тим самим знижували би загальний механічний ККД турбокомпресора. Через виконані свердління частина стиснутого повітря, що поступає від повітряної завитки до ущільнення і розподіляється уздовж ротору, відсмоктується через порожнину ротора до колеса компресора. Також частина повітря відсмоктується через спеціально виконані свердління, які виконані перед входом в колесо. Все це забезпечує деяке зниження тиску.

Ущільнення, яке встановлюється з боку турбіни (утворене двома пружними кільцями 16) перешкоджає прориву гарячих газів (відпрацьовані гази ДВЗ) з надлишковим тиском, з порожнини між сопловим апаратом турбіни та колесом до порожнини підшипника. Також ущільнення запобігає потраплянню масла змащення з порожнини підшипника на нагріту частину вала, де масло може коксуватися та заповнювати зазори, погіршуючи вільно обертатися ротору.

Масло для змащення підшипників поступає з системи змащення дизеля. Порожнини де розміщаються корпуси підшипників відділені від внутрішніх порожнин агрегату наддуву ущільненнями.

Система охолодження спроектованого турбокомпресора складається з порожнин, каналів та різних елементів, що їх поєднують. Порожнини у корпусі турбі-

					КРБ.142.5221з.24.04.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ни та газовідводу охолоджують їх зовнішні поверхні, а також зменшують підведення теплоти до компресорної частини агрегату наддуву й до опорного підшипника. У спроектованому турбокомпресорі також забезпечується охолодження газоприймальної завитки. Це дає змогу запобігти передчасній її руйнації від теплового навантаження.

Турбокомпресор працює наступним чином – гази з поступають до газоприймальної камери з якої далі спрямовуються до соплового апарату турбіни де статична енергія ВГ двигуна частково змінюється на кінетичну. Далі ВГ поступають до робочого колеса турбіни, де віддають енергію лопаткам, які у свою чергу забезпечує обертання ротора з досить високою частотою. Після проходження робочого колеса турбіни ВГ поступають у випускний трубопровід дизеля. Робоче колесо компресора приводиться у рух за рахунок енергії турбіни і лопатки колеса діють на повітря, яке знаходиться у міжлопатковому просторі. Під дією лопаток повітря починає рухатися по колу, під час цього руху виникає відцентрова сила, яка забезпечує рух потоку повітря по радіусу від центра обертання. Радіальна і окружна складові руху потоку повітря забезпечують спіральний рух у робочому колесі під час якого частки повітря отримують кінетичну енергію й викидаються зі сторони зовнішнього діаметру робочого колеса. Викидання часток повітря забезпечує зниження тиску на вході в робоче колесо компресора. Виникає різниця між тисками – тиском навколишнього середовища та у колесі під дією якої порції нового повітря безперервно надходитимуть до колеса. Після одержання часток повітря кінетичної енергії від лопаток колеса вони рухаються каналами з меншими площинами перетину до більших. Такий рух часток повітря сприяє зниженню швидкості у відносному русі потоку, що у свою чергу забезпечує перетворення кінетичної енергії у потенційну (фактично відбувається зниження швидкості та підвищення тиску). Таким чином за робочим колесом компресора у потоці є приблизно рівна міра кінетичної та потенційної енергії.

Після проходження робочого колеса потік повітря поступає до щілинного дифузору. Він утворюється стінками, що на початку роблять канал, який дещо звужується у повздовжньому перерізі, а далі не суттєво розширюється. Перемі-

					КРБ.142.5221з.24.04.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

щення повітря у цьому каналі проходить майже за траєкторією логарифмічної спіралі. Переміщення часток відбувається від менших поперечних розрізів до більших, за рахунок чого спостерігається зменшення швидкості та збільшення тиску повітря. Головним призначенням цього каналу є зниження швидкості потоку повітря до дозвукового рівня, у іншому разі на лопатках лопаткового дифузору виникатимуть стрибки ущільнення, що досить суттєво зменшить ККД компресора, або взагалі може виникнути помпаж. Іншим призначенням БЛД є максимально можливе вирівнювання епюри швидкостей перед лопатками лопаткового дифузору компресора, що потрібно з урахуванням того, що вони встановлюються нерухомо.

Після проходження повітрям безлопаткового дифузору воно поступає до лопаткового. Лопатки потрібні для скеровування траєкторії руху потоку повітря по значно більш крутій траєкторії у порівнянні з траєкторією у безлопатковому. Це дає змогу забезпечити підвищення дифузорності каналу при зменшенні його довжини. При визначенні потрібних кутів входу і виходу лопаток такий дифузор може значно підвищити ККД компресора на розрахунковому режимі у порівнянні з конструкціями компресорів, які мають тільки безлопатковий дифузор. При виході з лопаткового дифузору потік має приблизно кінцевий розрахунковий тиск P_k , а також припустиму швидкість, яка потрібна на вході у повітряний ресивер дизеля.

Після лопаткового дифузору далі потік поступає до повітряної завитки. Повітряна завитка проектується таким чином, щоб унеможливити в ній небажаного перетворення енергії потоку повітря через те, що завитка має досить низький ККД у разі якщо її розглядати як перетворювач енергії. Тому вона проектується як збірник повітря, у якому не відбувається перетворення енергії, а швидкість на вході та виході приблизно рівні. Завитка виконана спіральною, з площею перетину що зростає за ходом потоку повітря. Така конструкція завитки забезпечує зменшення можливого радіально зусилля на робочому колесі компресора за рахунок утворення досить приблизно симетричного відносно осі обертання робочого колеса, потоку в повітряній завитці, що дає змогу забезпечити приблизно рівний тиск по-

					КРБ.142.5221з.24.04.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

току з усіх боків робочого колеса компресора відповідно до закону збереження енергії.

4.11. Висновки до розділу

Результати, виконаних у розділі бакалаврської роботи, розрахунку підтвердили можливість використання спроектованого турбокомпресора типу ТК-18 на дизельному двигуні – 6ЧН 18/22. На базі розрахунків визначено базові конструктивні розміри турбокомпресора з певними відхиленнями, які не є суттєвими для виконання компоновочного конструювання.

Спроекований у розділі відцентровий компресор наддуву має степінь підвищення тиску – $P_k = 3,5$ при цьому ККД складає $\eta_{ад} = 0,84$, а витрата повітря – $G = 1,04$ кг/с. Температура потоку повітря на виході з компресора при температурі на вході $T_0 = 293$ К (20 °С) становитиме $T_k = 452,51$ К (179,51 °С). Потужність яка витрачається на привід на розрахунковому режимі становитиме 162,66 кВт, а частота обертання ротору – 44484 об/хв.

При проектуванні нагнітача використане наступне конструктивне рішення, яке полягає у додаванні лопаткового дифузору, що дає змогу збільшити ККД компресора, а також покращити його роботу так, як частки потоку повітря будуть мати дещо меншу траєкторію руху.

					КРБ.142.5221з.24.04.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 18/22

5.1. Паливна система

Паливна система дизеля 6ЧН 18/22 забезпечує процес надходження дозованої порцій палива у камеру згоряння строго в певній послідовності. Паливна система (рис. 5.1) працює наступним чином – дизельне паливо з витратної цистерни подається насосом підкачки 2 через фільтр 4 у порожнини всмоктування паливного насоса високого тиску (ПНВТ) 5 та насоса гідравлічного запору 12.

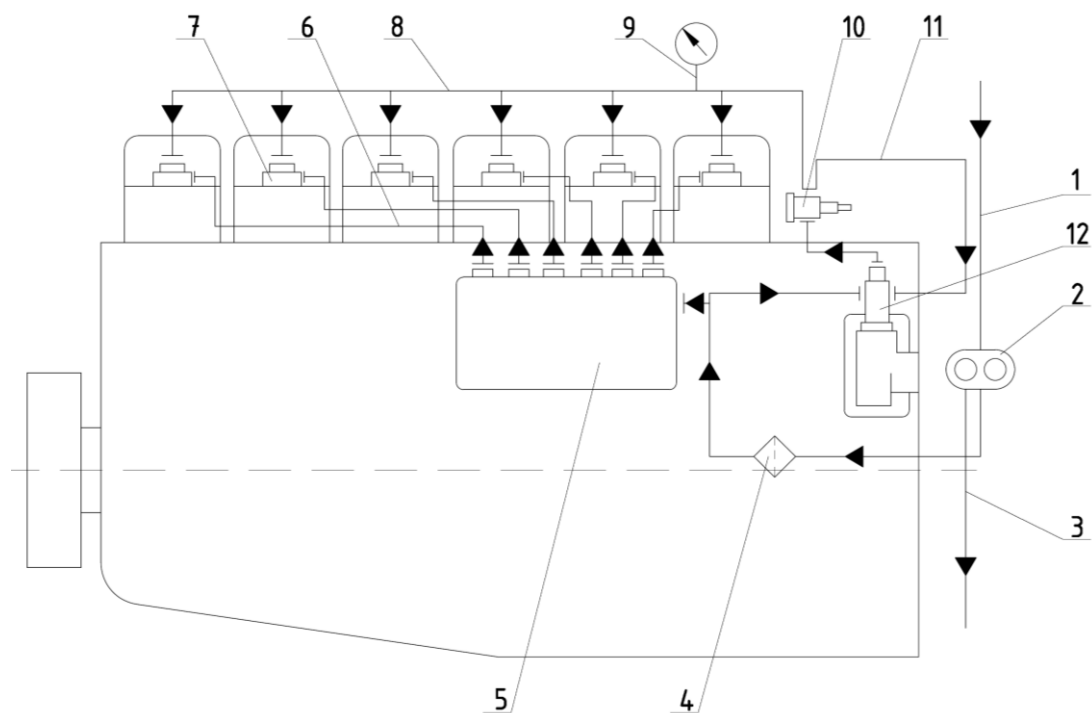


Рисунок 5.1 – Устрій паливної системи двигуна 6ЧН 18/22:

1 – підвід пального від витратної цистерни; 2 – насос підкачки пального; 3 – злив протічок палива; 4 – сітчастий фільтр очищення; 5 – ПНВТ; 6 – паливний провід високого тиску; 7 – форсунка; 8 – паливний провід запірного палива; 9 – манометр; 10 – редукційний клапан; 11 – паливний провід; 12 – насос гідравлічного запору

ПНВТ двигуна нагнітає пальне по трубопроводах високого тиску 6 до форсунки 7, а далі воно розпилюється нею у циліндрі дизеля. Насос гідравлічного за-

пору паливної форсунок 7 подає дизельне паливо через редукційний клапан 10 по трубопроводу високого тиску 8 до форсунки двигуна у порожнину над голкою розпилювача, забезпечуючи тим самим її замикання. Редукційний клапан 10 підтримує в запірному трубопроводі високого тиску 8 заданий тиск у 14700 кПа (14,7 МПа), перепуск надлишків палива назад до порожнини всмоктування насоса підкачування палива здійснюється по відповідному трубопроводу 11. Трубопровід запірного палива 8 здійснює роль акумулятора та має об'єм у 750 см³. Тиск у трубопроводі гідравлічного запору контролюється за допомогою манометра 9. Витратна цистерна розміщується вище дизеля для уникання підсмоктування повітря в паливну систему двигуна. Між витратною цистерною та насосом підкачки пального встановлюється фільтр.

Привід ПНВТ що зображено на рис. 5.2, насоса гідравлічного запору, форсунок та насоса підкачки палива розміщений у передній частині блоку циліндрів ДВЗ та містить корпус 18, валик 8, шестерні 12, ексцентрик 15, штовхач 14, натискний фланець 10 та пластинчасту муфту 2.

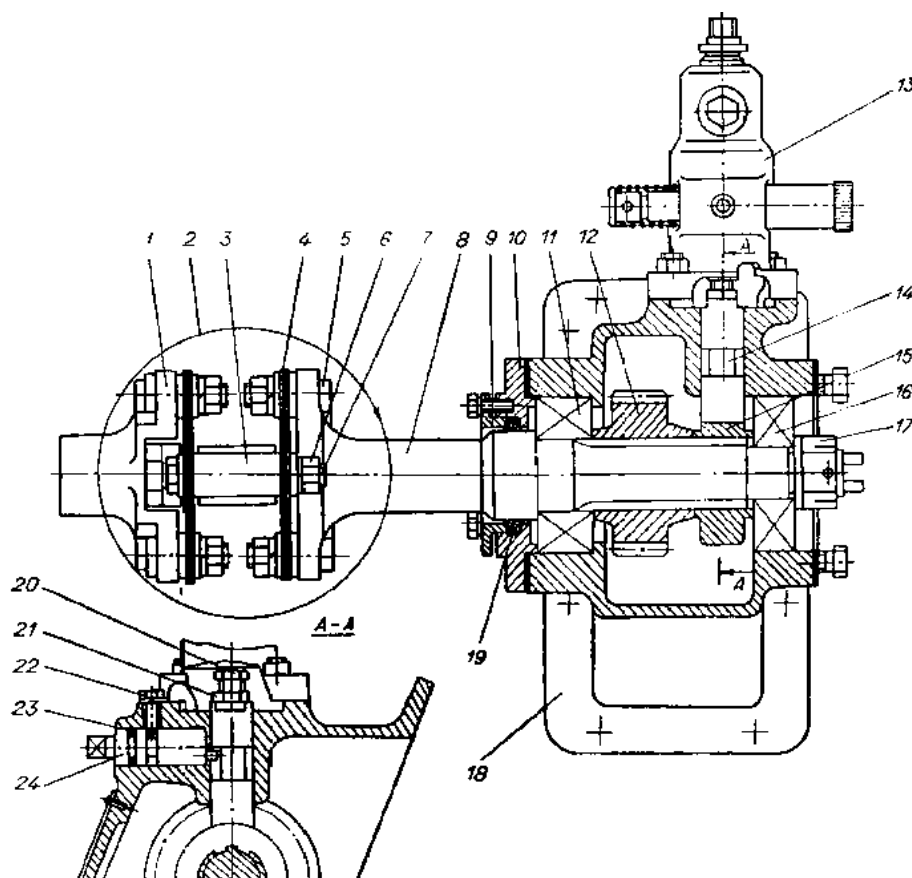


Рисунок 5.2 – Конструкція приводу ПНВТ

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.24.04.05.ПЗ

Аркуш

Валик приводу розміщується у корпусі на двох підшипниках 11 та 16. Ексцентрик та шестерня насаджуються на шліці валика приводу й фіксуються від осьового переміщення гайкою 17. Гайка на валику приводу, у свою чергу, стопориться шплінтом. Для унеможливлення переміщення валика приводу в осьовому напрямку у корпусі є натискний фланець 10. Фланець 10 має спеціальний циліндричний виступ за допомогою якого він центрується в гнізді корпусу. З боку пластинчастої муфти валик приводу ущільнюється сальником 19, що розміщується у натискному фланці 10 й піддавлюється натискним кільцем 9 завдяки болтам.

ПНВТ має привід від валика приводу насосу через пластинчасту муфту 2. Муфта містить напівмуфту 1, два набори пластин 4 та ланки 3, зібраних разом за допомогою болтів, гайок й шайб. Устрій муфти дає змогу компенсувати неточності центрування ПНВТ та можливість налаштування кута випередження подачі пального. Інший кінець валика приводу стикується з насосом підкачування палива. На приводі розміщується насос гідравлічного запору 13 плунжер якого переміщується завдяки штовхачу 14 під впливом ексцентрика 15. Потрібний зазор між верхнім торцем плунжеру та сідлом нагнітального клапану насосу виставляється спеціальним регулювальним болтом 20. Після встановлення потрібного зазору, який повинен складати $1 \pm 0,2$ мм, болт фіксується контргайкою 21. Для забезпечення ручної прокачки насоса гідравлічного запору використовується ексцентриковий вал 24, що розміщується у робочому положенні укажчиком (стрілкою) вниз й фіксується в корпусі від осьового руху болтом 22. Ексцентриковий вал ущільнюється за допомогою гумового кільця 23.

Насос підкачки палива, що представлено на рис. 5.3 шестеренчатого типу. Насос містить корпус 1, закріплений на корпусі приводу паливного насоса, привідну шестерню 5, з'єднану за допомогою сухаря 2 з валиком приводу, ведому шестерню 8 й кришку 6, у якій розміщено клапан перепускний 12 з пружиною 11. Клапан перепускний відрегульовано на тиск у 98 кПа. При зростанні тиску клапан перепускний спрацьовує та дизельне паливо з порожнини нагнітання перетікає через клапан в порожнину всмоктування насосу.

					КРБ.142.5221з.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

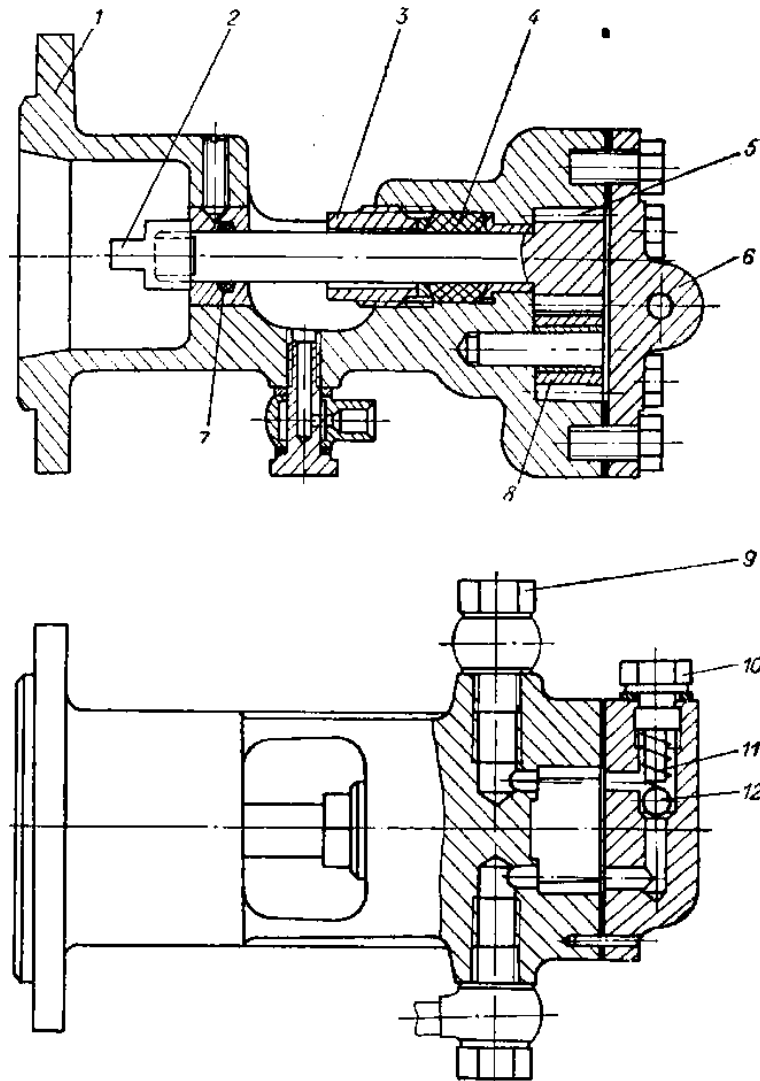


Рисунок 5.3 – Устрій насоса підкачки палива насос

Паливний фільтр тонкого очищення (2ТФ-3) зображений на рис. 5.4, призначений для очищення дизельного палива від різних механічних домішок за допомогою фільтруючого паперового елемента. Фільтр 2ТФ-3 містить корпус 6 кришку 7 та фільтруючий елемент 5 об'єднані стяжним болтом 2 й стяжною гайкою 9. Фільтр 2ТФ-3 здвоєний за допомогою кришки з краном-перемикачем 3, що дає змогу промивати (очищувати) фільтруючі елементи без зупинки роботи двигуна й розбирання паливного фільтра. Фільтр 2ТФ-3 приєднується до блоку на спеціальному кронштейні. Паливо від насоса підкачування поступає по трубопроводу до штуцера 4 – «Підведення», а потім, через кран-перемикання 3 в обидві секції паливного фільтра (положення пробки крана, що відповідає – «Робоче положення»). Паливо проходячи скрізь фільтруючі елементи 5, очищується та через отвори ви-

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.24.04.05.ПЗ

Аркуш

конані у верхніх кришках елементів й відповідні канали у кришці 7 поступає до штуцера 4 – «Відведення», а потім по трубопроводу спрямовується у ПНВТ. Для спускання пального з секцій паливного фільтру призначен запірний болт 1, а для випускання повітря – пробка 8.

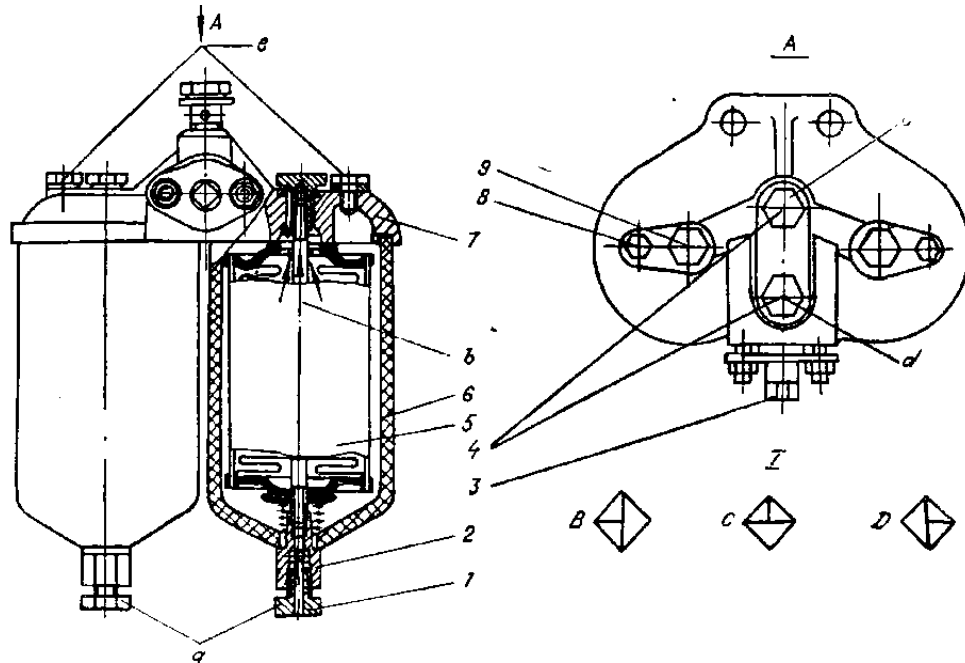


Рисунок 5.4 – конструкція паливного фільтр тонкого очищення

Паливний насос високого тиску представлений на рис. 5.5, золотникового типу, блоковий, з робочим ходом плунжера у 12 мм. ПНВТ слугує для впорскування строго дозованих порцій пального у камеру згоряння дизеля, для забезпечення потрібного тиску уприскування, якісного розпилювання палива, подачі потрібної дози пального за встановлений проміжок часу й у потрібній фазі циклу, для отримання найбільш оптимального закону уприскування палива та забезпечення однакових умов впорскування циклової дози у всіх циліндрах дизеля. Корпус 7 ПНВТ містить шість вертикальних ступінчастих отворів, у кожне з отворів розміщено штовхач 53, нижня тарілка 49, верхня тарілка 44, пружина 48, пара плунжерна 22, клапан нагнітальний 33, прокладка ущільнююча 37 й штуцер натискний 35. Знизу корпус ПНВТ закривається штампованою металевою кришкою 11, що ущільнена прокладкою 13. В нижній частині корпусу ПНВТ кріпиться вал кулачковий 12, що встановлюється своїми кінцевими шийками на роликових під-

шипника 6. У верхній частині корпусу ПНВТ розміщено канал підводу пального. Паливо, що потрібне для живлення ПНВТ, поступає в канал крізь штуцер 40, який розташовано з боку приводу насоса. Роликові підшипники розміщуються в корпусі та закриваються кришкою 4, а також фланцем корпусу редуктора 14, що приєднуються до торців корпусу завдяки болтам 15. Фланець корпусу редуктора 14 та кришка 4 мають спеціальний циліндричний виступ, завдяки якому вони центруються у гнізді корпусу.

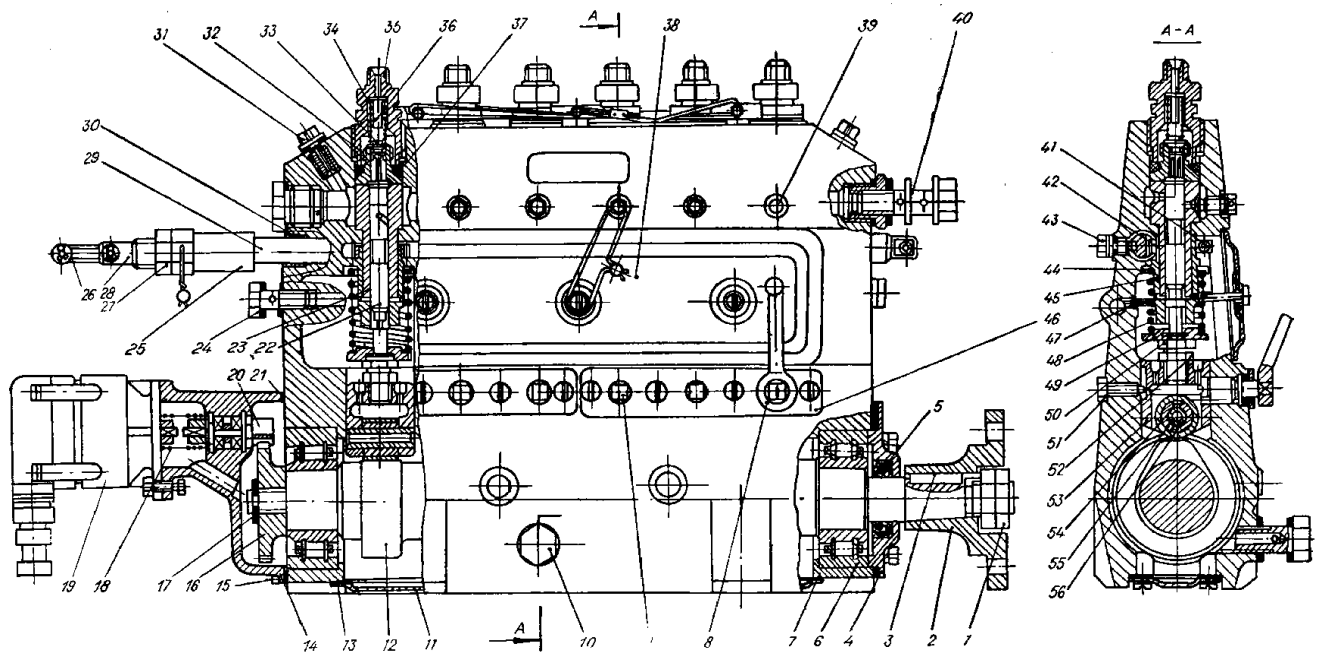


Рисунок 5.5 – Конструкція ПНВТ дизеля 6ЧН 18/22

Осьовий рух кулачкового валу обмежується зазорами між торцями обойми роликового підшипника та виступам фланця корпусу редуктора 14, що визначається межами – 0,2...0,4 мм та встановлюється за рахунок підбору прокладок 21 різної товщини. Відкритий кінець кулачкового валу ПНВТ ущільнюється за допомогою рухливої манжети 5, яка запресована у кришку 4. На сталевому кулачковому валу ПНВТ розміщується шість кулачків, розташованих один відносно іншого під кутом у 60°, згідно з порядком роботи циліндрів двигуна. Для підвищення швидкостей руху плунжера ПНВТ в період упорскування пального, що сприяє поліпшенню параметрів паливоподачі, профіль кулачків валу виробляється увігнутим. На конусний кінець валика, що знаходиться з права насаджується за допо-

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.24.04.05.ПЗ

Аркуш

могою шпонки полумуфта 2 приводу насосу, яка фіксується на валу за допомогою гайки й контргайки 1. Лівий кінець валика забезпечує обертання редуктора тахометра двигуна. Передача руху до плунжерів ПНВТ здійснюється через штовхачі 53. Ролики приводу 54 обертаються на втулках 55 та мають можливість вільно переміщуватися на осях 56. Від провертання штовхачі приводу зафіксовано стопорними болтами 51. Для забезпечення регулювання моменту початку подачі пального штовхачі приводу оснащено спеціальними регулювальними болтами 50 з встановленою контргайкою 52, це дає змогу змінювати осьове положення плунжерів. Початок паливоподачі обумовлюється кутом повороту кулачкового валу при цьому за умовний нуль відліку обирається початок паливоподачі першої секції ПНВТ з допуском, що не перевищує 1° .

Форсунка дизеля, що представлена на рис. 5.6. є закритого типу з гідравлічним замиканням голки.

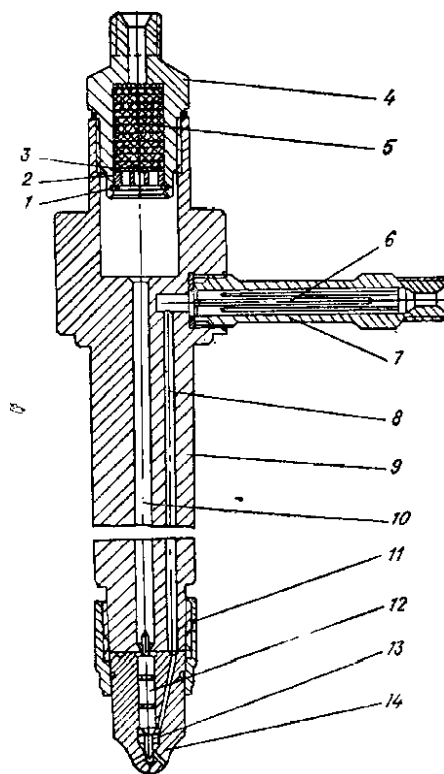


Рисунок 5.6 – Форсунка дизельного двигуна 6ЧН 18/22

Вона слугує для впорскування циклової дози палива в камеру згоряння. Форсунка містить сталевий корпус 9, розпилювач 14 з голкою 12, який притискається до корпусу форсунки накладною гайкою 11. Надійне ущільнення між корпусом

					КРБ.142.5221з.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

сом форсунки і розпилювачем досягається ретельною обробкою їх торців. В розпилювачі до порожнини 13 паливо поступає від ПНВТ через штуцер 7, який має щілинний фільтр 6, а далі через порожнину упорскування 8 в корпусі паливної форсунки й розпилювача. У порожнину замикання 10, розміщену над голкою розпилювача, паливо поступає через фільтр. Фільтр палива містить штуцер 4, набір фетрових дисків 55, сітки 3 й 2 пробки, а також стопорне кільце 1. Голка розпилювача форсунки починає підніматися в момент, коли тиск пального на диференціальну площадку, що утворюється за рахунок різниці діаметрів запірної та направляючої її частини, досягне значення такої величини, при якому долається зусилля, утворене тиском пального в паливній системі над голкою розпилювача.

Розрахунок паливної системи дизельного двигуна 6ЧН 18/22

1. Циклова доза палива:

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

де, g_e – кг/(кВт·год) – питома витрата палива; $N_e = 460$ кВт – ефективна потужність дизеля; $\tau = 0,5$ – коефіцієнт тактності двигуна; $n = 1000$ об/хв. – частота обертання колінвалу; $i = 6$ – кількість робочих циліндрів.

$$g_{\text{ц}} = 0,2015 \cdot 460 \cdot 0,5 / (120 \cdot 1000 \cdot 6) = 6,44 \cdot 10^{-5} \text{ г/цикл.}$$

2. Запас палива для дизеля:

$$G_{\text{п}} = [K_{\text{м}} \cdot g_e \cdot N_e \cdot \tau_{\text{х}}] \cdot 10^{-3}, \text{ т}$$

де $K_{\text{м}} = 1,1 \dots 1,2$ – морський коефіцієнт, який має на меті врахування можливого збільшення витрати пального дизелем через тяжкі умови його експлуатації або наявність вітру; $\tau_{\text{х}} = 20$ – час ходового режиму дизеля.

$$G_{\text{п}} = [1,1 \cdot (0,2015 \cdot 460 \cdot 20)] \cdot 10^{-3} = 2,039 \text{ т}$$

3. Ємність витратної цистерни:

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

де, $G_{\text{п}} = 2,039$ т – запас палива; $\rho_{\text{п}} = 860 \text{ кг/м}^3$ – щільність палива; $K_1 = 1,01 \dots 1,05$ – коефіцієнт захащення витратної цистерни; $K_2 = 1,03 \dots 1,05$ – коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм витратної цистерни.

					КРБ.142.5221з.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$V=(2,039/860) \cdot 1,01 \cdot 1,03 \cdot 10^3 = 2,47 \text{ м}^3.$$

4. Продуктивність насосу підкачки дизельного палива:

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

де, $K_3=1,5 \dots 2,0$ – коефіцієнт запасу подачі.

$$W_{\text{пн}}=1,5 \cdot 460 \cdot 0,2015/860=0,162 \text{ м}^3/\text{Год}.$$

5. Потужність необхідна для забезпечення приводу насосу підкачки дизельного палива:

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

де, p – МПа – тиск нагнітання насосом; $K_4=1,1 \dots 1,5$ – коефіцієнт запасу потужності; $\eta=0,6 \dots 0,7$ – ККД поршневих насосів підкачки дизельного палива.

$$N=0,162 \cdot 0,5 \cdot 1,1 \cdot 10^3 / (3600 \cdot 0,7)=0,035 \text{ кВт}.$$

6. Площа поверхні фільтруючих елементів:

$$F_{\text{ф}} = W_{\text{пн}} / (3600 v_{\text{т}} K_{\text{жп}}) \text{ м}^2;$$

де, $v_{\text{т}}$ – швидкість фільтрації, м/с; $K_{\text{жп}}=0,2 \dots 0,3$ – коефіцієнт живого перетину.

$$F_{\text{ф}}=0,162/(3600 \cdot 0,02 \cdot 0,2)=0,0112 \text{ м}^2.$$

7. Пропускна здатність сепаратора:

$$W_{\text{п.с}} = B_{\text{д}} / (\rho_{\text{п}} n \tau) \text{ м}^3/\text{Год};$$

де, $B_{\text{д}}=g_e \cdot N_e \cdot 24=24 \cdot 0,2015 \cdot 460=2,224 \cdot 10^3$ кг/доба – добова витрата через сепаратор; $n=1$ – коефіцієнт сепараторів; $\tau=8 \dots 12$ годин – час роботи сепаратору палива.

$$W_{\text{п.с}}=2,224 \cdot 10^3 / (860 \cdot 1 \cdot 12)=0,216 \text{ м}^3/\text{Год}.$$

8. Параметри плунжеру ПНВТ:

8.1 Хід плунжера:

$$h_r = C_m \cdot \varphi_r \cdot 10^2 / 6 \cdot \omega = 1,2 \cdot 30 \cdot 10^2 / (6 \cdot 104,66) = 5,73 \text{ мм};$$

де, C_m – середня швидкість плунжеру ($C_m=1,0 \dots 1,2$); $\omega = n/30 = 3,14 \cdot 1000/30 = 104,66 \text{ с}^{-1}$; $\varphi_r=30$ град – геометрична тривалість упорскування палива.

8.2. Діаметр плунжеру ПНВТ, м:

$$d_r := 1,13 \sqrt{\frac{g_{\text{сmax}}}{h_r \cdot \gamma_r \cdot \eta_1}}$$

$$d_r=1,13 \cdot (0,000643/5,73/0,85/0,7)^{0,5}=0,0155 \text{ м}$$

					КРБ.142.5221з.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де, $\gamma_r=0,85 \text{ г/см}^3$ – питома вага палива; η – коефіцієнт подачі (0,7...0,9).

9. Основні розміри форсунок:

9.1. Максимальна циклова подача, г/цикл:

$$g_{\text{цmax}} = 1,25 \frac{g_e N_{e\text{ц}}}{60 n_{\text{дв}} Z}$$

де, $N_{\text{ц}}=460/6=76,67 \text{ кВт}$ – циліндрова потужність.

$$g_{\text{цmax}}=1,25 \cdot 0,2015 \cdot 76,666/60 \cdot 1000 \cdot 0,5=0,643 \cdot 10^{-3} \text{ г/цикл.}$$

9.2. Тривалість упорскування, τ , с:

$$\tau = \phi_r / 6 \cdot n = 30/6 \cdot 1000 = 5 \cdot 10^{-3}, \text{ с}$$

9.3. Умовна середня швидкість упорскування пального, м/с:

$$v_n = \mu_c \cdot 10^2 \sqrt{2 \frac{P_{\psi} - P_{\text{ц}}}{\rho_{\text{ц}}}}$$

де, $P_{\psi}, P_{\text{ц}}$ – середні тиски палива й газів у циліндрі МПа; $\rho_{\text{ц}}$ – щільність палива; μ_c – коефіцієнт витікання із соплових отворів. Лежить у діапазоні $\mu_c = 0,6 \dots 0,9$.

$$V_n = 0,9 \cdot 10^2 \cdot \sqrt{2 \cdot (21-8)/0,75} = 529,906 \text{ м/с.}$$

9.4. Сумарна прохідна площа соплових отворів у розпилювачі паливної форсунки дизеля, м^2 :

$$f_c = g_{\text{цmax}} / v_n \cdot \tau \cdot 10^2 = 0,607 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

9.5. Діаметр соплового отвору у розпилювачі паливної форсунки дизеля, мм;

$$d_c = 1,13 \cdot \sqrt{f_c / i_c} = 0,359 \cdot 10^{-3} \text{ мм.}$$

де, $i_c=6$ – кількість соплових отворів у розпилювачі паливної форсунки дизеля.

9.6. Довжина соплового отвору:

$$l_c = (3 \dots 4) \cdot d_c = 3 \cdot 2257 \cdot 10^{-3} = 1,08 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

5.2. Система змащення

Система змащення слугує для подавання масла до частин двигуна, що труться з метою зменшення сил тертя, а також відводу від них надлишкового тепла. Система змащення дизеля 6ЧН 18/22, що зображена на рис. 5.7 є циркуляційною з розбризкуванням.

					КРБ.142.5221з.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

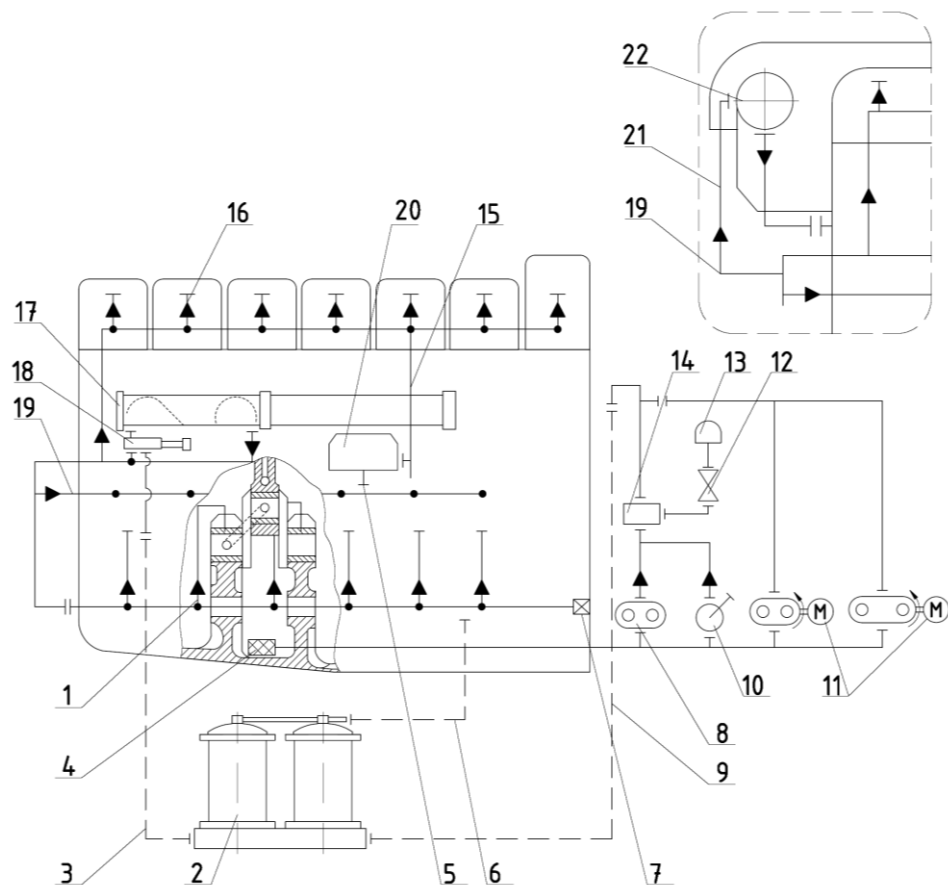


Рисунок 5.7 – Схема масляної система дизеля 6ЧН 18/22:

1 – трубопровід подачі масла до рамових підшипників колінчастого валу; 2 – фільтр тонкого очищення масла; 3 – трубопровід масляний; 4 – приймальний фільтр; 5 – трубопровід від ПНВТ до картеру двигуна; 6 – трубопровід дренажу; 7 – редукційний клапан; 8 – насос для забезпечення прокачування масла; 9 – трубопровід підводу до фільтру тонкого очищення масла; 10 – ручний насос для забезпечення прокачування масла; 11 – насос для забезпечення закачування масла;

12 – кран; 13 – відцентровий очисник масла; 14 – розподільувач масла;

15 – трубопровід підводу до ПНВТ; 16 – трубопровід до коромисел клапанів; 17 – масляний охолоджувач; 18 – масляний терморегулятор; 19 – трубопровід підведення масла до підшипників розподільного валу; 20 – ПНВТ; 21 – трубопровід підведення масла до турбокомпресора; 22 – турбокомпресор

У системі змащення дизель-генераторів з двигунами 6ЧН 18/22 є електричні насоси 11 для прокачування масла перед пуском двигуна, які розміщені на передній торцевій кришці двигуна.

					КРБ.142.5221з.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Циркуляція змащувального масла в двигуні здійснюється за допомогою шестеренчастого масляного насосу, який розміщено на торці стінки першої перегородки усередині фундаментної рами дизеля, трохи нижче від осі колінвала. Шестеренчатий масляний насос забирає масло через приймальний фільтр з нижньої частини фундаментної рами дизеля та спрямовує його під надлишковим тиском до розподільника масла та відцентрового масляного очисника, які розміщені на боковій стінці фундаментної рами двигуна.

Перед відцентровим очисником масла розташовано кран 12, при перекриванні якого можна здійснювати чистку центрифуги без зупинки двигуна. У корпусі розподільника масла міститься редукційний клапан, що забезпечує постійний тиск на рівні 588 кПа. Поруч встановлено золотник для керування гідравлічним увімкненням фрикційної муфти додаткового відбирання потужності двигуна. Золотник керування кнопкою, спеціально виведено на зовнішню стінку розподільника масла. Значна частина масла у масляному розподільнику проходячи через дросель поступає до масляного фільтру.

Фільтр тонкого очищення масла є повно поточним та розміщується поза двигуном. Він містить два паралельних працюючих секції, у яких розміщені спеціальні фільтруючі елементи. Початкова ретельність фільтрації масла складає – 40...60 мкм. По мірі роботи системи тонкість фільтрації поліпшується. Після фільтру через терморегулятор очищення масло поступає у масляний охолоджувач. Терморегулятор призначений для автоматичного підтримування температури в потрібних межах.

Масляний охолоджувач містить гладкі латунні трубки з'єднані у один загальний блок з водяним охолоджувачем. Масло з охолоджувача по трубах поступає у горизонтальну трубу, розміщену в фундаментній рамі, звідки розходить по рамовим підшипникам колін валу, а далі по свердленнях у колінчастому валу поступає до шатунних підшипників й до верхніх головок. Від труби, яка виходить з охолоджувача, відходить труба для підведення змащувального масла до кришок робочих циліндрів для забезпечення змащення підшипників, коромисел, а також сферичних шарнірів штанг штовхачів ГРМ. Стікаючи донизу, масло забезпечує

					КРБ.142.5221з.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

змащення поверхонь штовхачів. Концентруючись в порожнинах штанг штовхачів по спеціальним виконаним отворах у горизонтальній перегородці блоку циліндрів стікає донизу у фундаментну раму дизеля. Втулки розподільчого валу змащуються під тиском за допомогою штуцера, які є водночас стопорами втулок. Масло до штуцерів поступає через відгалуження від маслопроводу фундаментної рами.

Від трубки подачі масла кришок циліндрів, є відгалуження, за допомогою яких масло поступає на змащення паливного насоса й регулятора. Втулки циліндрів двигуна змащуються за допомогою розбризкування масла з корінних та шатунних підшипників колінвалу. Змащення усіх шестерень приводів здійснюється за допомогою масляного туману. На трубопроводах масла до фільтра та після охолоджувача розміщуються датчики для забезпечення контролю за температурою змащувального масла при вході і виході з дизеля, а також контролюється тиск масла до фільтра й після нього. Передбачено також встановлення додаткових датчиків аварійно-попереджувальної сигналізації тиску та температури масла.

Масляна система дизеля 6ЧН 18/22 містить ручний поршневий насос подвійної дії для попереднього прокачування системи перед запуском дизеля. Для фіксації рівня масла на середній оглядовій кришці люка фундаментної рами двигуна присутній показчик масла – щуп, на якому є дві поперечні ризики. На кришці люку розміщено заливну горловину, закриту кришкою. При заміні масло з фундаментної рами зливається через спеціальну пробку розміщену на передній торцевій стінці двигуна.

Масляний насос, зображений на рис. 5.8, у своєму складі містить чавунний корпус 10 та кришки 1 зі розміщеними у них втулками з бронзи 3 й 5, привідні шестерні 4, приводну шестерню 6, закріплену на валу на шпонці 7 та гайку 8 зі стопорною шайбою 9, та вісь 2 з шестірнею 11 й втулкою 12.

Між корпусом насоса та кришкою встановлюється ущільнююча прокладка 13. Масло засмоктується масляним насосом з нижньої частини фундаментної рами дизеля через приймальний фільтр очищення.

Масляний фільтр тонкого очищення зображений на рис. 5.9 призначений для фільтрації циркулюючого у двигуні масла.

					КРБ.142.5221з.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

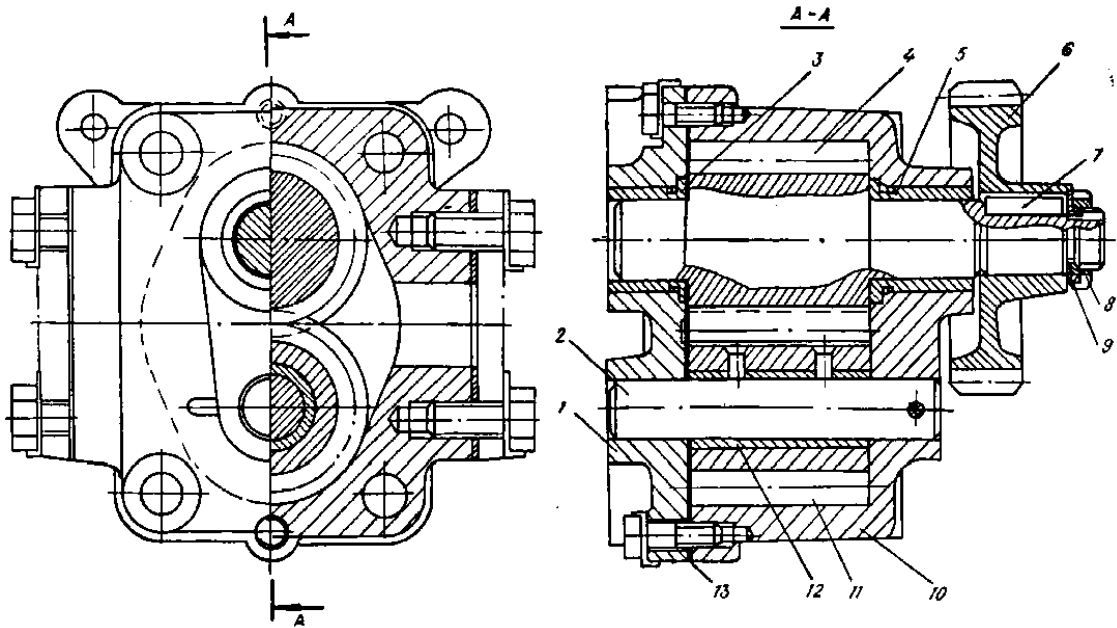


Рисунок 5.8 – Устрій масляного насосу двигуна

Він містить основний корпусу 1, корпуси 6, кришки 5, елементи фільтруючі 2, клапани перепускні 3, трубки дренажні 4, пробки зливу 8.

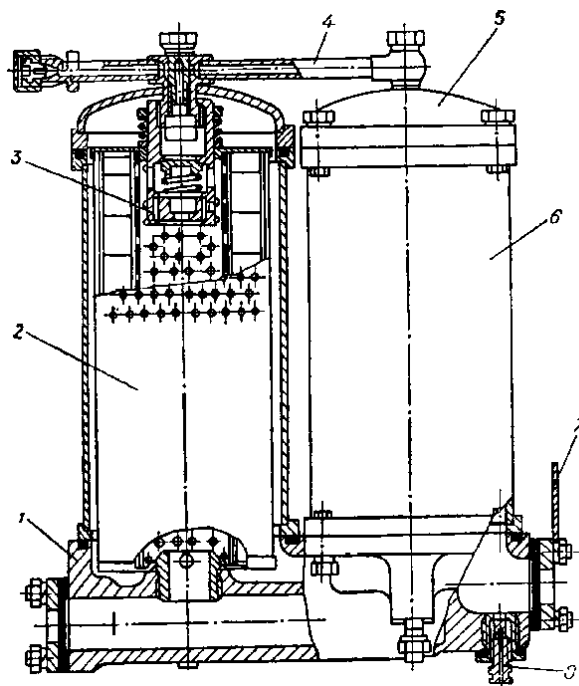


Рисунок 5.9 – Устрій фільтра тонкого очищення масла дизеля

Масло поступає в корпус фільтру, проходить крізь фільтруючі елементи й поступає у охолоджувач масла. Клапани перепускні слугують для захисту фільтруючих елементів фільтру від можливої деформації їх внутрішніх трубок та руй-

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.24.04.05.ПЗ

Аркуш

нації фільтруючих штор при зростанні перепаду тиску на фільтрі більш ніж 176 кПа. Також клапани перепускні забезпечують потрапляння достатньої кількості масла у двигун в умовах його пуску при низьких температурах навколишнього повітря.

Відцентровий маслоочисник, зображений на рис. 5.10, призначений для тонкого очищення масла та містить центрифугу 1, ковпак 2, корпус 3 й вісі 4. Центрифуга містить кришку 8, корпус ротора 6, стяжну втулку 5, відбивач масла 9 та сопла 7. Отвори у соплах 7 розміщені відносно до ротора 6. Вісь 4, вкручена у корпус 3, на яку насаджується центрифуга, містить отвори, по яким масло під тиском поступає у порожнину ротора у виді пилу подібного туману вилітаючи назовні крізь калібровані отвори, примушуючи центрифугу обертатися. Від такої дії сторонні вclusions, що знаходяться у змащувальному маслі, під дією відцентрової сили накопичуються на внутрішніх стінках масляної центрифуги. Так відбувається тонка очистка масла.

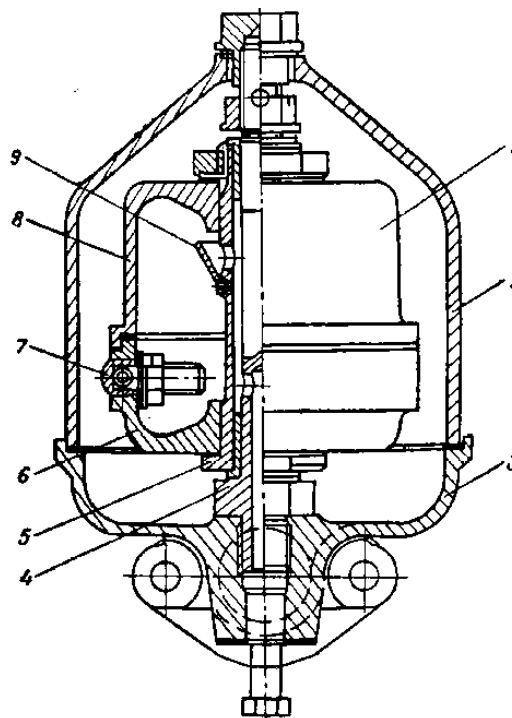


Рисунок 5.10 – Очисник масла дизеля відцентровий

Охолоджувач масла, зображений на рис. 5.11, є блочного типу та містить дві секцій: масляну і водяну. Корпуси охолоджувача містять пробки 7 та 8 для спус-

					КРБ.142.5221з.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

кання масла та води, відповідно. Фланці «С» та «D» слугують для відведення й підведення охолоджувальної води і масла. Кришка 6 містить дві порожнини «а» та «b». Нижня порожнина охолоджувача, що містить фланець для підведення заборотної води, поєднана з приймальною частию трубного пучка МО, верхня порожнина – з'єднана з частиною відведення трубного пучка. Між собою охолоджувачі поєднані прокладкою 3, що містить перемичку, яка поділяє приймальну й відвідну часті трубних пучків. Забортна вода протікає усередині латунних трубок, охолоджувана прісна вода та масло – у затрубному просторі корпусу охолоджувача. Для зменшення корозії встановлено протектори 10.

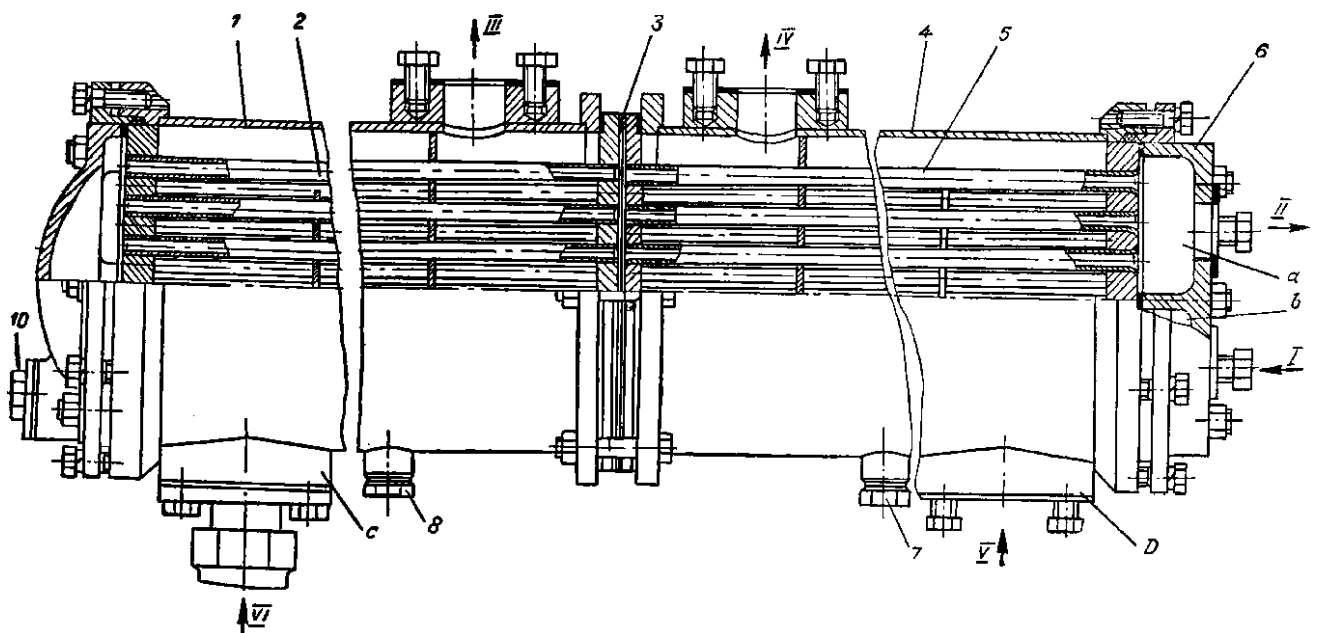


Рисунок 5.11– Охолоджувач масла дизеля

Розрахунок системи дизельного двигуна 6ЧН 18/22

1. Розрахунок основного запасу змащувального масла дизеля:

$$G_{\text{цм}}^{\text{д}} = K_{\text{м}} [g_{\text{м}} \cdot N_{\text{е}} \cdot \tau_{\text{х}} + G_{\text{сц}} \cdot (K + 1)] \cdot 10^{-3}, \text{т}$$

де $K_{\text{м}}=1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт морського запасу змащувального масла; $g_{\text{м}}$ – питома витрата масла дизелем, г/(кВт·год); $G_{\text{сц}}$ – кількість масла в циркуляційній системі дизеля, кг; K – кількість заміन змащувального масла у системі за рейс; при $\tau_{\text{х}} / \tau_{\text{м}} \leq 1 - K = 1$; у разі $\tau_{\text{х}} / \tau_{\text{м}} > 1$ значення K округлюється до ближчого біль-

шого значення; τ_x – ходовий час, год; τ_m – термін використання масла згідно ТУ, год ($\tau_m = 10000$ год);

$$\tau_x / \tau_m = \frac{1000}{10000} = 0,1$$

$$G_{цм}^д = 1,1 \cdot [0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 460 \cdot 1000 + 115 \cdot (1+1)] \cdot 10^{-3} = 0,658 \text{ т}$$

2. Кількість теплоти тертя, що уноситься з маслом, кДж/год

$$Q_{тр} := 3600 \cdot \alpha_{тр} \cdot N_e \cdot \left[\left(\frac{1}{\eta_m} \right) - 1 \right]$$

де $\alpha_{тр}$ – частка теплоти тертя, що уноситься з маслом, (0,4...0,45), обираємо на рівні $\alpha_{тр}=0,42$.

$$Q_{тр}=3600 \cdot 0,42 \cdot 460 \cdot ((1/0,84)-1)=1,325 \cdot 10^5$$

3. Розхід у масляному контурі для відводу теплоти тертя, м³/год

$$W_1 := \frac{Q_{тр}}{(c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_m)} = 7,18$$

де $c_m = 2,05$ кДж/(кг·К) – теплоємність; $\rho_m=900$ кг/м³ – щільність; $\Delta t_m := 10$ – припустима різниця температур, °С

4. Розхід у масляному контурі охолодження поршнів, м³/год

$$W_2 := \frac{Q_{ор}}{(c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_m)} = 10,47$$

де $Q_{ор}$ – теплота, відведена від поршнів, кДж/год

$$Q_{ор} := \alpha_{ор} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_p = 1,933 \cdot 10^5$$

де $\alpha_{ор}$ – частка теплоти, що відводить від поршнів, лежить у діапазоні 0,04...0,05; $Q_p=41700$, кДж/год – теплота згоряння палива.

5. Подача циркуляційного масляного насосу, м³/год

$$W_{mn} := k_w \cdot (W_1 + W_2) = 21,01$$

де $k_w=1,19$ – коефіцієнт подачі.

6. Необхідний запас циркуляційного масла, кг

$$G_{cm} := G_{сис} \cdot \rho_m = 262,62 \text{ кг}$$

					КРБ.142.5221з.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Подача циркуляційного насоса,

$$G_{\text{cic}} := \frac{W_{\text{mn}}}{K_c} = 0,292 \text{ м}^3/\text{год};$$

де $K_c=72$ – кратність циркуляції, 1/год;

7. Місткість картера для зберігання запасу масла, м^3

$$V_m := \frac{G_{\text{cm}} \cdot K_1 \cdot K_2}{\rho_m} = 0,318$$

де $K_1=1,04$ – коефіцієнт захаращення картера елементами конструкції; $K_2=1,05$ – коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм картера.

8. Сумарна пропускна здатність сепаратору, м^3

$$W_{\text{pzc}} := \frac{V_m \cdot K_3}{\tau_c} = 0,0637$$

де $\tau_c=10$ – час роботи, що рекомендує, самоочисного сепаратора в добу, год; $K_3=2$ – бажана частота сепарації змащувального масла, сут^{-1} .

9. Площа теплопередаючої поверхні підігрівника масла перед сепаратором, м^2

$$F_{\text{pc}} := \frac{W_{\text{pzc}} \cdot c_m \cdot (t_{2m} - t_{1m}) \cdot \rho_m \cdot k_3}{K_{\text{tp}} \cdot \Delta t_{\text{m.}} \cdot n_c} = 0,1075$$

де $t_{2m}=85^\circ\text{C}$ – температура масла після підігрівача; $t_{1m}=45^\circ\text{C}$ – температура масла в картері дизеля; $K_{\text{tp}}=500 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{K})$ – коефіцієнт теплопередачі; $t_{\text{sm}}=170^\circ\text{C}$ – температура насиченої пари, що поступає у підігрівач; $\Delta t_{\text{m.}} := t_{\text{sm}} - \frac{t_{2m} + t_{1m}}{2} = 105^\circ\text{C}$

– середня різниця температур між насиченою парою й маслом; $n_c=1$ – кількість одночасно введених у дію сепараторів; $k_3=1,2$ – коефіцієнт, що дає змогу врахувати забруднення поверхні відкладеннями.

10. Потужність, на привід насоса, кВт

$$N_{\text{cH}} := 0,272 \cdot \frac{W_{\text{mn}} \cdot H_{\text{H}} \cdot \rho_m \cdot 10^{-5}}{\eta_{\text{H}}} = 0,274 \text{ кВт}$$

де $H_{\text{H}}=4$ – напір насоса, м; η_{H} – ККД насосу.

11. Розрахункова площа фільтруючої поверхні фільтру грубої очистки, м^2

					КРБ.142.5221з.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$F_{fgo} := \frac{W_{mn}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{gc}} = 0,584$$

де $v_m=0,05$ м/с – швидкість фільтрації масла; $K_{gc}=0,2$ – коефіцієнт живого перетину фільтру.

12. Площа поверхні фільтру тонкого очищення, м²

$$F_{fto} := \frac{W_{mn}}{q_f} = 17,51$$

де $q_f=1,2$ м³/(м²·год) – питома пропускна здатність матеріалу фільтруючого елемента.

13. Площа поверхні охолоджувача масла, м²

$$F_m := \frac{Q_{tp} + Q_{op}}{k_{tp} \cdot \Delta t_H} = 3,209.$$

де $k_{tp}=1400$ кДж/(м²·год·К) – коефіцієнт теплопередачі; $k_3=1,2$ – коефіцієнт враховуючий забруднення охолоджувача; $t_1=80$, $t_2=95$ °С – температури охолоджуючої рідини на вході та виході з охолоджувача масла; $\Delta t_H := \frac{(t_{1m} + t_{2m}) - (t_1 - t_2)}{2} = 72,5$ °С – температурний напір.

5.3. Система охолодження

Система охолодження дизеля 6ЧН 18/22 являє собою групу підсистем, призначених для подавання охолоджуючої рідини для охолодження різних деталей механізмів, приладів й приборів робочих середовищ (масла, води, пару, повітря, газу, пального) у різного роду теплообмінних апаратах. В якості охолоджуючої рідини застосовується забортна й прісна вода, легкі сорти палива, масло, а також у певних випадках повітря.

Дизель 6ЧН 18/22 має двоконтурну систему охолодження представлену на рис. 5.12. У разі виходу зі строю одного чи обох насосів охолодження передбачено можливість переходу на одноконтурну систему. Втулки циліндрів та кришки охолоджуються прісною водою. Масло й прісна вода в охолоджувачі двигуна, ма-

					КРБ.142.5221з.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

сло в охолоджувачі реверс-редуктора й компресор РРП охолоджуються за допомогою забортної води.

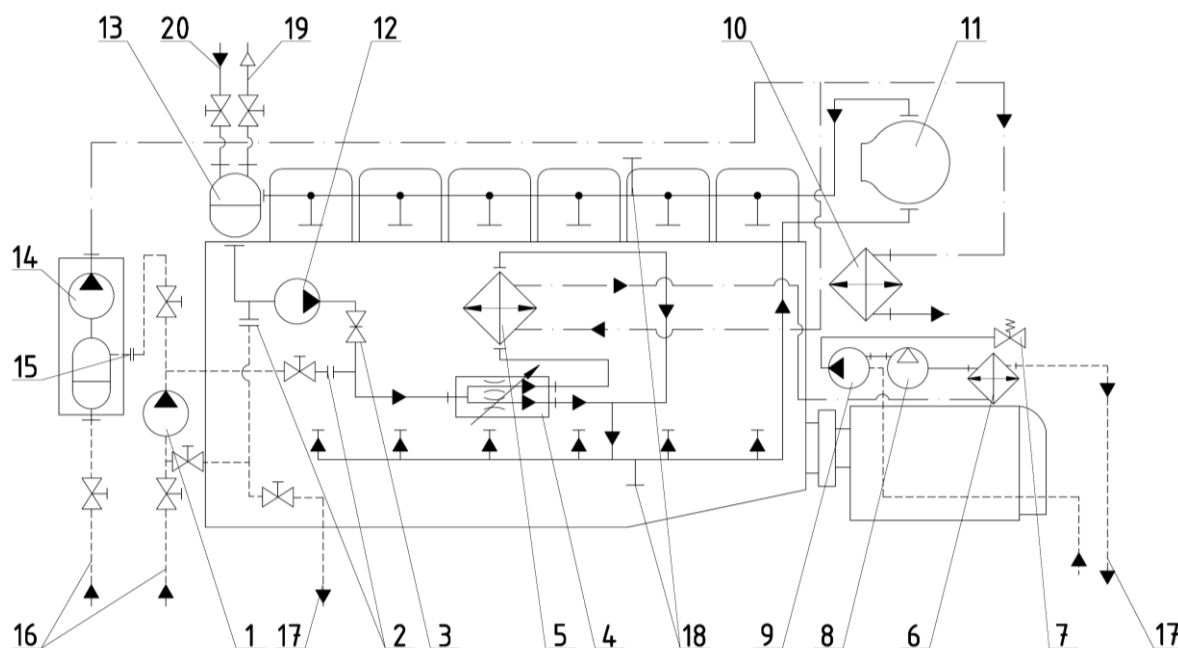


Рисунок 5.12 – Система охолодження дизеля 6ЧН 18/22:

1 – резервний автономний насос; 2 – фланці під'єднання резервного насосу внутрішнього контуру охолодження; 3 – заслінка; 4 – терморегулятор; 5 – охолоджувач масла й води; 6 – охолоджувач масла (МО); 7 – клапан запобіжний; 8 – компресор; 9 – трюмний насос; 10 – охолоджувач наддувочного повітря (ОНП); 11 – турбокомпресор; 12 – насос для внутрішнього контура; 13 – бак розширювальний; 14 – насос для зовнішнього контура; 15 – фланець під'єднання резервного насосу зовнішнього контура; 16 – підвід забортної води; 17 – відвід води за борт; 18 – підключення системи прогрівання; 19 – відвід пари; 20 – трубопровід поповнення системи свіжою водою

З розширювального бака прісна вода забирається насосом та нагнітається проходячи терморегулятор у охолоджувач води, потім в розподільчу трубу, звідкіля по патрубкам поступає у зарубашечний простір блоку робочих циліндрів дизеля. Частина води перепускається через терморегулятор безпосередньо в розподільчу трубу, оминаючи охолоджувач. Відвівши тепло від втулок циліндрів, вода

поступає вгору та через відповідні отвори в верхній частині блоку циліндрів двигуна поступає у кришки робочих циліндрів.

З кришок робочих циліндрів через зливну трубу охолоджуюча вода спрямовується у розширювальний бак, що займає вільну порожнину у корпусі поста керування. В баку є поплавковий, що діє на запірну голку у корпусі клапану, підтримуючи тим самим заданий рівень води.

Охолодження наддувного повітря виконується забортною водою у охолоджувачі наддувочного повітря (ОНП), конструкція якого подано на рис. 5.13. Турбокомпресор дизеля 6ЧН 18/22 охолоджується прісною водою з системи охолодження дизеля. Регулювання температури прісної води у системі відбувається автоматично за допомогою терморегулятора. Частина води після охолоджувача відводиться для охолодження турбокомпресора зі подальшим зливом у розширювальний бак.

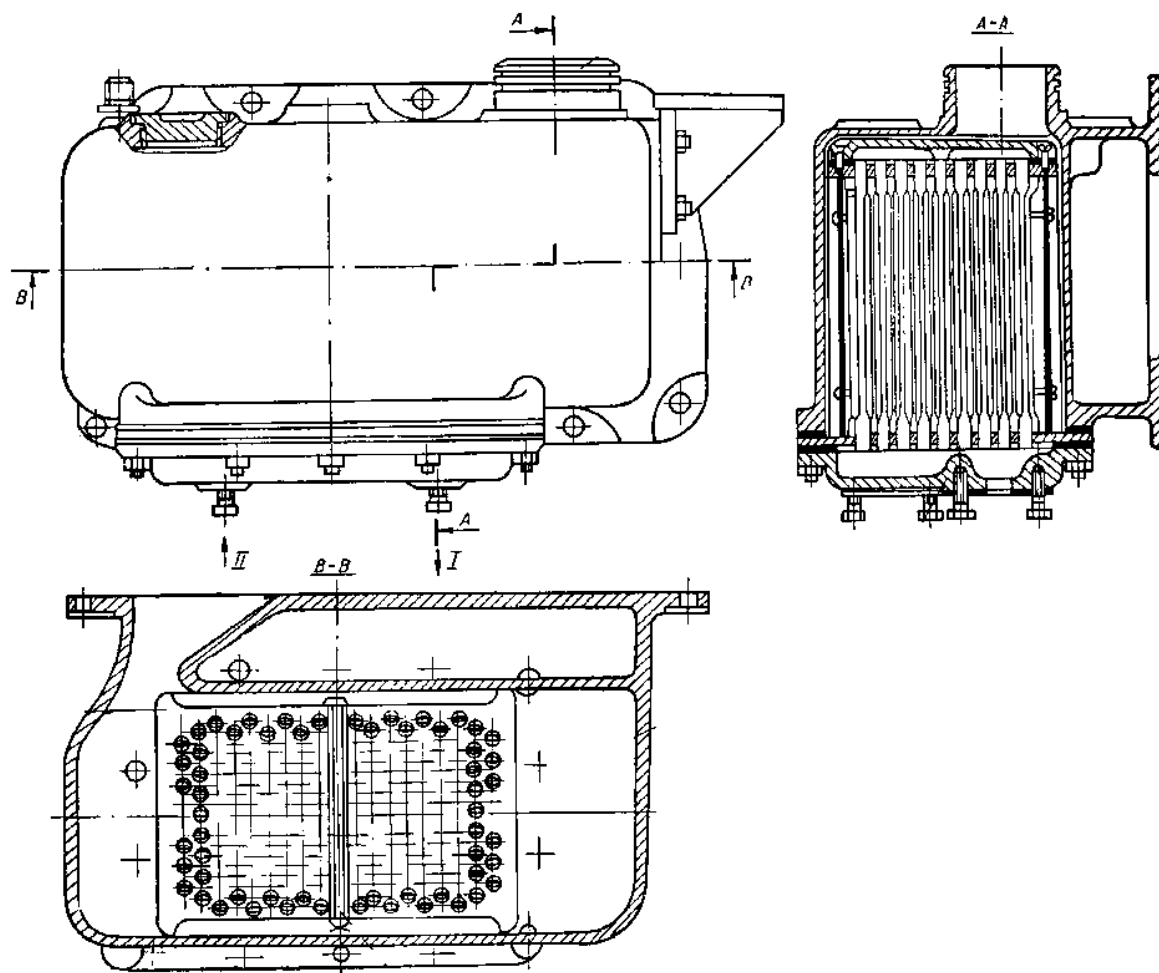


Рисунок 5.13 – Охолоджувач наддувного повітря дизеля 6ЧН 18/22

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.24.04.05.ПЗ

Аркуш

Водяні насоси, зображені на рис. 5.14, вихрового типу розміщуються на одному приводі, вал 34 якого є загальним для обох коліс. Водяні насоси мають однакову конструкцію та відрізняються лише розмірами робочих коліс, бокових каналів й ковпаків. Вал насосів, що виготовлені з бронзи, розміщений у чавунному корпусі 33 на двох шарикових підшипниках 16 й 17. Вал приводиться в дію завдяки косозубій шестерні 35, насаджений на шліці вала. Осьове зусилля, яке виникає в передачі приводу при руху ваа, сприймається стопорним кільцем 18, розміщеним у кільцевій канавці обойми підшипника 17.

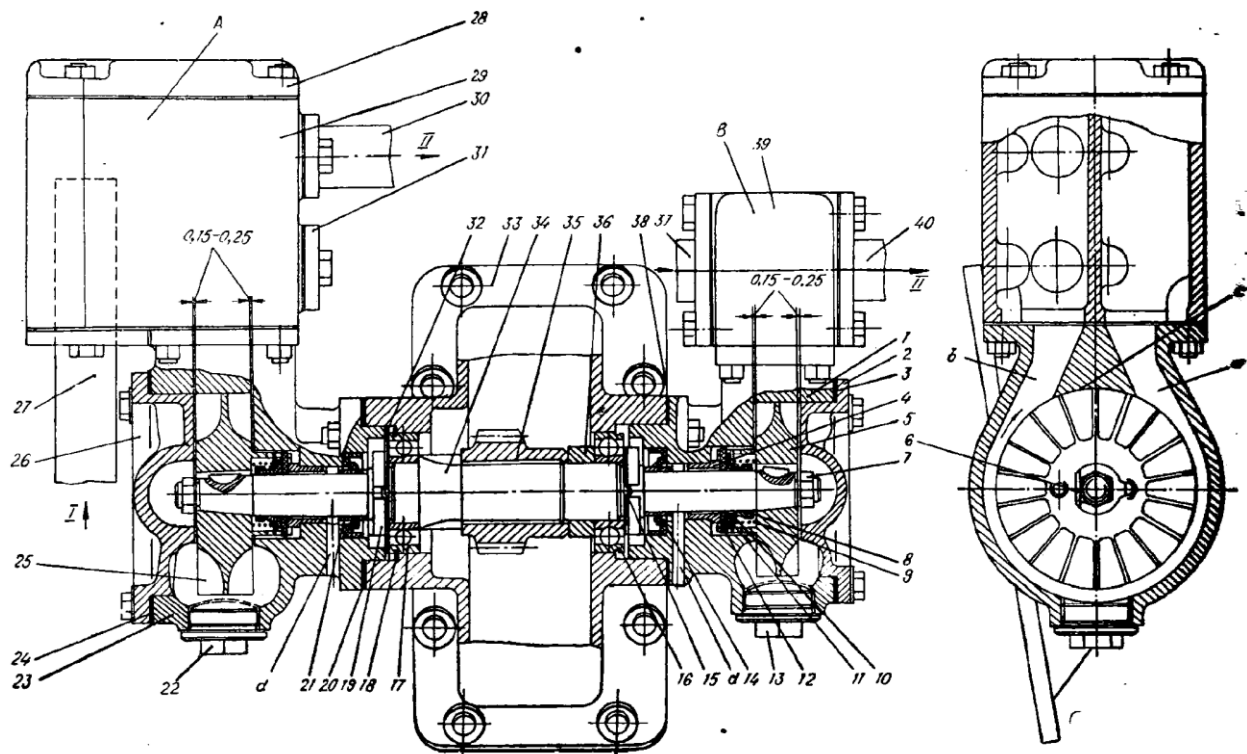


Рисунок 5.14 – Водяні насоси

Насос заборотної води засмоктує воду самостійно. Це забезпечується за умов початкового заливання води у ковпак 29. Заливний ковпак має дві порожнини, а саме: всмоктувальну – «а» й нагнітальну – «b», до яких кріпляться трубопроводи всмоктування 27 та нагнітання 30. Для того, щоб насос не був пустим при зупинках двигуна, всмоктуючий й напірний трубопроводи розміщені у верхній частини порожнини ковпаку. Початкове наповнення насосу здійснюється через кришку ковпака 28. На початку роботи насос заборотної води захоплює воду з повітрям, що присутнє у всмоктувальній магістралі та спрямовує у нагнітальну порожнину ко-

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.24.04.05.ПЗ

Аркуш

впака, де повітря відокремлюється через напірний патрубок. При цьому вода продовжує циркулювати у насосі. По ходу зростання вакууму напір збільшується і інтенсивність відсмоктування повітря зростає. Після відкачки повітря насос починає нормальну роботу.

Насос заборотної води двигуна 6ЧН18/22 забезпечує всмоктування води з висоти 3 м при 280 об/хв. колінчатого валу. Насос прісної води слугує для циркуляції рідини в системі охолодження двигуна. Рідина до насоса поступає з розширювального бака системи, який розміщено вище насоса. Для приєднання до насоса всмоктуючого й нагнітального 40 трубопроводів призначено ковпак 39. Внутрішня порожнина обох водяних насосів ізольована від порожнини їх приводу торцевим ущільненням. Торцеві ущільнення містять гумову манжету 10, пружину 9, обойму 11, кільце 8 та ущільнювальну шайбу 12.

Розрахунок системи охолодження дизельного двигуна 6ЧН 18/22

1. Об'єм розширювальної цистерни дизельного двигуна 6ЧН 18/22, м³:

$$V_{pc} = 2 \cdot V_v \cdot \beta_t \cdot \Delta t$$

де $V_v = 0,1 \text{ м}^3$ – загальна кількість прісної води у системі охолодження;
 $\beta_t = 0,000430$ – коефіцієнт температурного розширення охолоджуючої води у системі;
 $\Delta t = 50 - 70^\circ \text{C}$ – приріст температури при роботі двигуна.

$$V_{pc} = 2 \cdot 0,1 \cdot 0,00043 \cdot 65 = 0,0056 \text{ м}^3$$

2. Продуктивність циркуляційного насоса системи охолодження, м³/год:

$$W_{пв} = K_{п} \cdot W_{ц}$$

де $K_{п} = 1,1 \dots 1,15$ – коефіцієнт запасу подачі; $W_{ц}$ – кількість прісної води, потрібної для охолодження робочих циліндрів дизеля, м³/год:

$$W_{ц} = \frac{Q_{ц}}{c_{п} \cdot \Delta t_{ц} \cdot \rho_{п}}$$

де $c_{п} = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$ – теплоємність прісної води; $\rho_{п} = 1000 \text{ кг/м}^3$ – густина прісної води; $\Delta t_{ц} = 8 - 10^\circ \text{C}$ – перепад температур при охолодженні робочих ци-

					КРБ.142.5221з.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ліндрів; $Q_{ц}$ – кількість теплоти, що забирається прісною рідиною від робочих циліндрів, та визначається, як:

$$Q_{ц} = \alpha_{w1} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_n^p = 0,12 \cdot 0,2015 \cdot 460 \cdot 42700 = 474,94 \cdot 10^3 \text{ кДж/год},$$

де $\alpha_{w1} = 0,12 - 0,14$ – доля теплоти, що забирається рідиною.

$$W_{ц} = \frac{474,94 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (10 + 273) \cdot 1000} = 0,4 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Звідки матимемо:

$$W_{пв} = 1,1 \cdot 0,4 = 0,44 \text{ м}^3/\text{год}.$$

3. Площа теплообміну водо-водяного охолоджувача, м^2 :

$$F_b = \frac{Q_{ц}}{K_b \cdot \Delta t_{cp}}$$

де $K_b = 5000 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопередачі для трубок охолоджувача діаметром 10...15 мм; $\Delta t_{cp} = \frac{t_1^n + t_2^n}{2} - \frac{t_1^3 + t_2^3}{2}$ – середня різниця температур між

забортною та прісною охолоджуючою водою; $t_1^n = 353\text{К}$ – температура прісної води на вході в ТО; $t_2^n = 345\text{К}$ – температура прісної води на виході з ТО;

$t_1^3 = 305\text{К}$ – температура забортної води на вході в ТО; $t_2^3 = 315\text{К}$ – температура забортної води на вході у ТО; $\Delta t = \frac{353 + 345}{2} - \frac{305 + 315}{2} = 39\text{К}$

забортної води на вході у ТО; $\Delta t = \frac{353 + 345}{2} - \frac{305 + 315}{2} = 39\text{К}$

$$F_b = \frac{474,94 \cdot 10^3}{5000 \cdot 39} = 2,435 \text{ м}^2.$$

5.4. Система пуску

Пуск дизеля 6ЧН 18/22 здійснюється стисненням повітрям. Система представлена на рис. 5.15. Тиск пускового повітря складає 1568...2940 кПа. Наповнення повітряних балонів забезпечується повітряним автономним компресором.

Головний пусковий клапан системи з клапаном розвантаження представлено на рис. 5.16. Під час пуску дизеля стиснуте повітря по трубах від балонів поступає у порожнину «d» корпусу 5. Тиск в порожнині «e» й «d» при цьому вирівнюється.

					КРБ.142.5221з.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

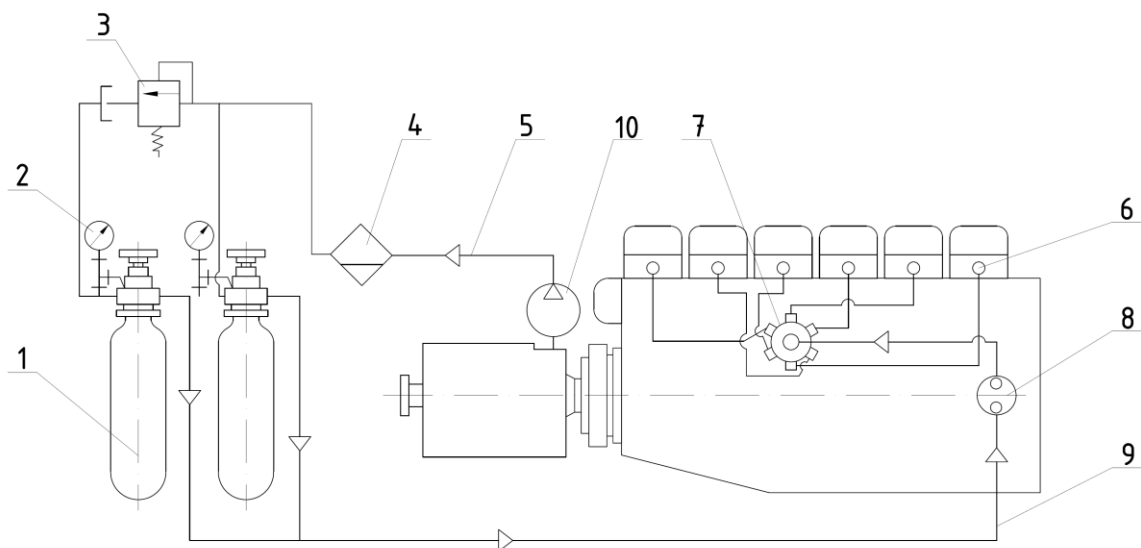


Рисунок 5.15 – Система пуску дизеля 6ЧН 18/22:

1 – балон повітряний; 2 – манометр; 3 – клапан запобіжний;
4 – віддільник води та масла; 5 – нагнітальний трубопровід; 6 – трубопровід підведення стиснутого повітря до пускових клапанів; 7 – повітророзподільник; 8 – головний пусковий клапан; 9 – пускова труба; 10 – компресор повітряний

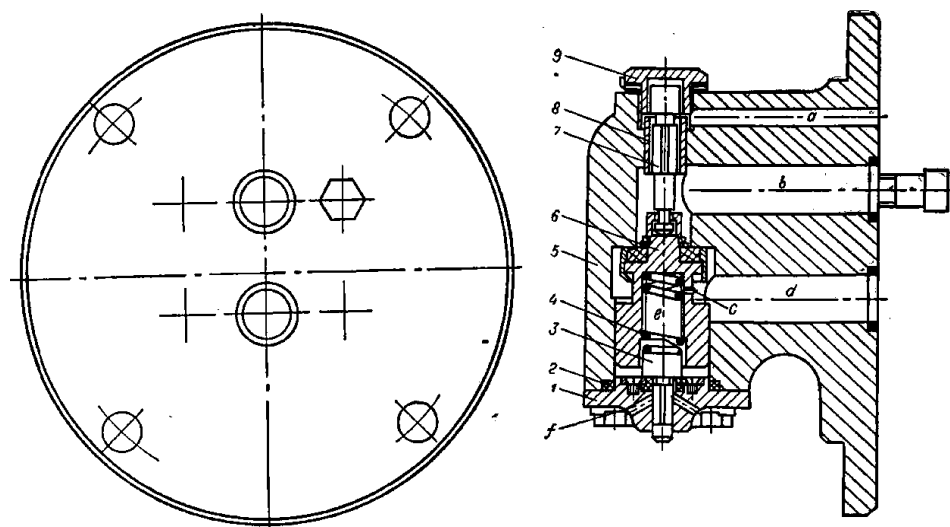


Рисунок 5. 16 – Головний пусковий клапан

При підйманні малого клапану 3 тиск повітря у порожнині «e» стрімко падає, так, як прохідний переріз каналу «f» в декілька разів більше прохідного перерізу каналу «с». Унаслідок значної різниці діаметрів направляючої й ущільнюючої частин клапану, великий клапан стрімко відкривється, тягнучи за собою клапан розвантаження 7, таким чином перекриваючи «a», стиснуте повітря з порожнини

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.24.04.05.ПЗ

Аркуш

«d» поступає у порожнину «b», а далі до розподільника повітря. Клапан розвантаження призначено для відведення газів у атмосферу при роботі двигуна у випадку пропуску пускових клапанів, тим самим зберігаючи диск розподільника повітря від постійного тертя з корпусом.

Розподільник повітря, зображений на рис. 5.17, слугує для подачі у робочий циліндр дизеля стисненого повітря у мить, коли поршень пройде ВМТ на 5° ходу розширення.

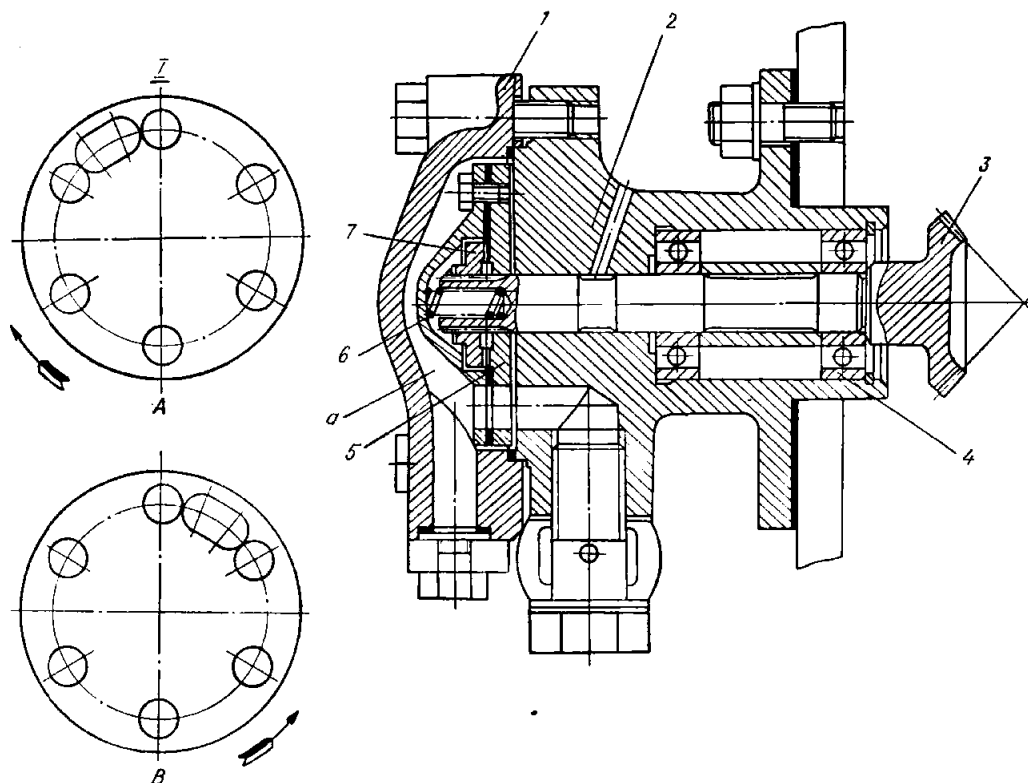


Рисунок 5.17 – Розподільник повітря системи пуску двигуна

Приводом розподільника повітря є вал-шестерня 3, що входить у зачеплення з шестернею яка розміщена на розподільчому валу та за допомогою шліцьової втулки 7 поєднується з диском 5.

Під час пуску дизеля стиснене повітря від головного пускового клапану, поступаючи у порожнину «a» головки 1, щільно притискає диск до корпусу та через овальний отвір виконаний у диску 5 по каналах в корпусі 2 й трубопроводах надходить по черзі (за порядком роботи циліндрів) до пускових клапанів розміщених

у кришках циліндрів. Відкриваючи клапани, стиснене повітря поступає до циліндрів, тисне на поршні, чим приводить в обертання колінчастий вал дизеля.

Пусковий балон верхня частина якого зображена на рис. 5.18 має цільнотягнутий сталевий корпус 19 та головку 1, на якій монтуються вузли та деталі. Всередині корпусу балону знаходиться трубка 20, яка призначена для продування балону.

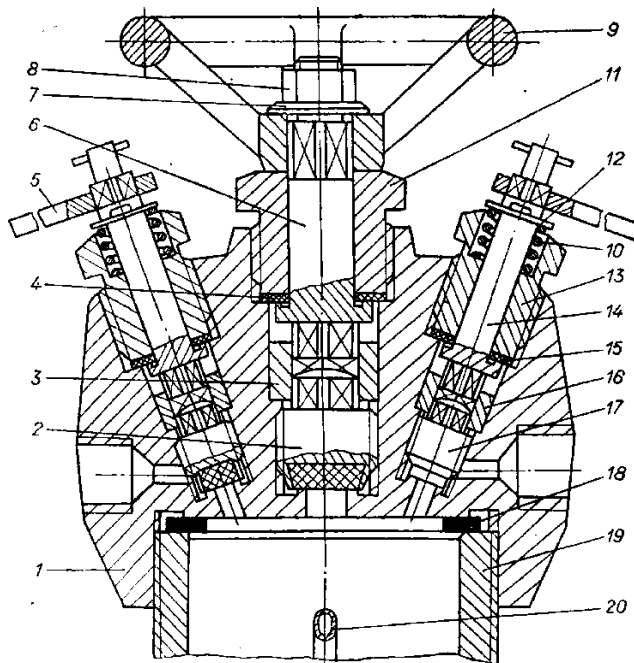


Рисунок 5.18 – Конструкція пускового балону

Відкриття клапанів балону 2 та 17 відбувається за рахунок обертанням маховика 9 та ключа 5 проти годинникової стрілки. При цьому відповідні клапани 2 та 17 приходять у обертальний рух завдяки муфті 3 та 16 й піднімаються догори по різьбі розміщеній у голівці 1. Закриття клапанів здійснюється обертанням маховика та ключа за годинниковою стрілкою.

Розрахунок системи пуску дизеля 6ЧН 18/22

1. Потрібний запас стиснутого пускового повітря (за нормальних умов), м³:

$$V = [v_x + (z_n - 1) \cdot v_r] \cdot \Sigma V_s \cdot 10^{-3},$$

де v_x – питома витрата повітря (на 1 літр робочого об'єму циліндра дизеля) на пуск холодного дизеля (приблизно береться $v_x = 10 - 12 \text{ л/л}$); v_r – питома ви-

трата повітря на пуск прогрітого дизеля (приблизно приймається $v_x = 3-8 \text{ л/л}$);
 ΣV_s – сумарний робочий об’єм усіх циліндрів дизеля, літрів; z_n – число запусків дизеля.

Сумарний робочий об’єм всіх циліндрів визначаємо як:

$$\Sigma V_s = \frac{\pi \cdot D_{ц}^2}{4} \cdot S_{ц} \cdot i_{ц} \cdot \frac{3,14 \cdot 0,18^2}{4} \cdot 0,22 \cdot 6 = 0,0336 \text{ м}^3 = 33,6 \text{ л}$$

Тоді маємо:

$$V = [10 + (11-1) \cdot 5] \cdot 0,0336 \cdot 10^{-3} = 2,014 \text{ м}^3$$

2. Загальна вмістимість пускових балонів дизеля, м^3 :

$$\Sigma V_6 = \frac{V \cdot p_0}{p_p - p_{\min}},$$

де $p_0 = 0,101 \text{ МПа}$ – атмосферний тиск; p_p – робочий тиск у пускових балонах, МПа ($p_p = 2,5 \dots 3 \text{ МПа}$); $p_{\min}$ – мінімальний тиск у пускових балонах (при якому ще можливий пуск дизеля), зазвичай $p_{\min} = 1,0 - 1,5 \text{ МПа}$.

$$\Sigma V_6 = \frac{2,014 \cdot 0,101}{3,0 - 1,1} = 0,10708 \text{ м}^3$$

3. Загальна подача стиснутого повітря компресорами, $\text{м}^3/\text{год}$:

$$W_k = \frac{\Sigma V_6 \cdot (p_p - p_0)}{\tau \cdot p_p},$$

де $\tau = 1 \text{ год}$ – час роботи повітряного компресора.

$$W_k = \frac{0,10708 \cdot (3,0 - 0,101)}{1 \cdot 0,101} = 3,0735 \text{ м}^3/\text{ч}$$

4. Потужність, приводу багатоступеневого повітряного компресора, кВт :

$$N_k = 0,287 \cdot \frac{\varphi}{\eta_m} \cdot W_k \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \frac{p_0}{T_0} \left\{ T_0 \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] + T_1' \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \right\},$$

де $\varphi \approx 1,1 - 1,15 \text{ год}$ – коефіцієнт, який враховує гідравлічні втрати між різними ступенями повітряного компресора; $\eta_m = 0,7 \dots 0,8$ – механічний ККД компресора; W_k – подача компресора, $\text{м}^3/\text{год}$; n – показник політропи стискання е ступені компресора; $p_0 = 0,101 \text{ МПа}$ – атмосферний тиск; $T_0 = 298 \text{ К}$ – температура навко-

					КРБ.142.5221з.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

лишнього середовища; $T_1' = T_1 - \Delta T_1$ – температура повітря після ОП першого сту-

пеня; $T_1 = T_0 \cdot \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}}$ – температура повітря до ОП першого ступеня;

$\Delta T_1 \approx 110 - 120 \text{ К}$ – зниження температури повітря в ОП після першого ступеня;

$\frac{p_1}{p_0}$ – ступінь підвищення тиску у першому ступені повітряного компресора;

$\frac{p_1}{p_0} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_k}{p_{k-1}} = \sqrt[m]{\frac{p_k}{p_0}}$; m – число ступенів в повітряному компресорі;

$\frac{p_1}{p_0} = \frac{p_2}{p_1} = \sqrt[2]{\frac{3,0}{0,101}} = 5,45$; $T_1 = 298 \cdot (5,45)^{\frac{1,27-1}{1,27}} = 427,3 \text{ К}$, $T_1' = 427 - 115 = 312 \text{ К}$,

Тоді:

$$N_k = 0,287 \cdot \frac{1,15}{0,8} \cdot 3,0735 \cdot \frac{1,27}{1,27-1} \cdot \frac{0,101}{298} \left\{ 298 \cdot \left[(5,45)^{\frac{1,27-1}{1,27}} \right] + 312 \cdot \left[(5,45)^{\frac{1,27-1}{1,27}} - 1 \right] \right\} = 1,14 \text{ кВт}$$

5.5. Системи повітропостачання та газовідводу

Система повітропостачання дизеля 6ЧН 18/22 містить повітрозбірник, компресор, теплообмінник, ресивер, повітроводи та глушник шуму.

Повітрозбірник дизеля з автоматичною повітряною заслінкою представлено на рис. 5.19, його змонтовано на алюмінієвій плиті. Сітка 19 призначена для фільтрації потоку повітря. Очистку сітки потрібно здійснювати по мірі її забруднення. Автоматична повітряна заслінка двигуна також виконує роль граничного вимикача та забезпечує захист двигуна від можливого розносу. При підвищенні обертів понад граничнодопустимі маховика бойок 1, під впливом відцентрової сили, додаючи силу пружини 2, виходить з маховика та б'є по важелю 5, розміщеному на кронштейні 7. У свою чергу важіль 5 діє на гнучкий трос й витягує завдяки ньому фіксатор 8. Повітряна заслінка 13 під впливом пружини 11 відсікає усмоктувальний отвір, перешкоджаючи тим самим подачу свіжого повітря в двигун і він тоді зупиняється. Для того щоб знову підготувати повітряну заслінку до роботи, достатньо потягнути за ручку 9, встановлену на штоку 10.

					КРБ.142.5221з.24.04.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

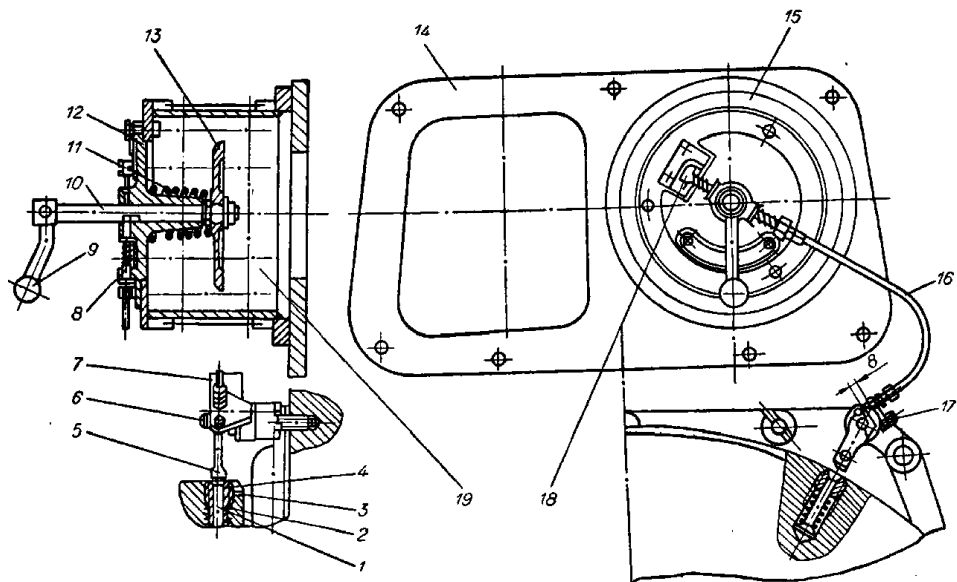


Рисунок 5.19 – Повітрозбірник

Система газовідводу містить випускний колектор, турбіну, глушник шуму, газовідводи (трубопроводи). Дизель 6ЧН 18/22 має системою наддуву при постійному тиску – ізобарну систему. Випускний колектор, який зображено на рис. 5.20, має зварну конструкцію, ізолюваний та немає охолодження. Випускний колектор дизеля 6ЧН 18/22 огорожено захисним кожухом для захисту обслуговуючого персоналу від ймовірних опіків.

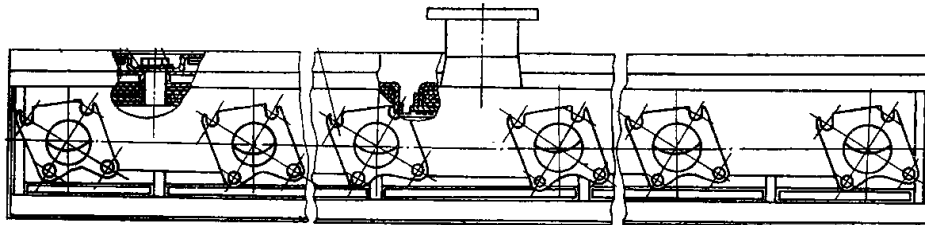


Рисунок 5.20 – Конструкція випускного колектору

5.6. Висновки

В даному розділі кваліфікаційної роботи було розглянуто устрій основних систем та їх елементів суднового дизеля типу 6ЧН 18/22. Розроблено схеми систем (креслення формату А1) та визначено основні параметри їх роботи.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.5221з.24.04.05.ПЗ

Аркуш

РОЗДІЛ 6

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

При роботі з дизелем на судні, його обслуговуванні чи ремонті, можуть виникати різного роду небезпеки пов'язані з відкритими рухомими деталями двигуна, значними температурами та високим шумом. Для того, щоб унеможливити травми та нещасні випадки необхідно строго дотримуватись правил техніки безпеки при роботі з дизелем.

Використання у роботі несправних та зламаних інструментів, обладнання, пристроїв підйому, тощо досить часто є основною причиною нещасних випадків та травмування. Виходячи з цього категорично заборонено застосовувати при роботах несправний чи навіть сильно зношений інструмент, верстатне обладнання, механізми й апарати.

Ручний інструмент особливо ударної дії, а також з гострими кінцями повинен бути досить надійно насадженим на рукоятки з твердих сортів деревини. Потрібно використовувати лещата лише зі справними губками, а деталі повинні вкрай міцно закріплені на верстатах.

Використання пневматичного інструменту повинно бути лише зі захисними окулярами. Недопустимим та небезпечним є ремонт та регулювання пневмоінструменту під час його використання. Також заборонено залишати його на поверхні оброблюваної деталі у хиткому положенні. Поєднання шлангів пневматичного інструменту є можливим лише тільки до подачі в нього стиснутого повітря. При виконанні продування шлангів потрібно ретельно стежити, щоб вони не були направлені у сторону іншої людини. Також заборонено залишати повітряні шланги під тиском без нагляду. Натискати на пуск дозволено лише після того, як пневматичний інструмент притиснуто до оброблюваної деталі.

Перед початком виконання будь яких робіт з двигуном потрібно:

- привести до ладу свій робочий одяг;
- ретельно перевірити свій інструменти та пристрої на справність чи наявність дефектів, зносів;

					КРБ.142.5221з.24.04.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- впевнитися, у тому що немає ніяких перешкод для виконання роботи;
- впевнитися, у тому що місце роботи має достатнє освітлення, а потік світла, не буде бити в очі;
- впевнитися, у тому що наявна достатня вентиляції приміщення.

Під час робіт з двигуном потрібно:

- треба досить ретельно вимити двигун, агрегат чи деталь, які необхідно ремонтувати чи обслуговувати;
- бути досить уважним та сконцентрованим, виконувати лише указану роботу;
- не ігнорувати та звертати увагу на можливі звукові чи світлові сигнали.

Після закінчення робіт з двигуном потрібно:

- якісно прибрати робоче місце за собою;
- ретельно витерти інструмент від забруднень та покласти його на своє місце.

Базові вимоги при аварійних випадках:

- при виконанні робіт з електроінструментом, у разі відсутності заземлення, порушення ізоляція, перегріву, іскріння, потрібно невідкладно відключити електроінструмент від мережі живлення;
- при потраплянні бензину чи іншої агресивної рідини на руки чи шкіру потрібно ретельно обмити це місце теплою водою з милом;
- пролиті агресивні рідини негайно витираються, а це місце знешкоджується розчином хлорного вапна.

При виконанні ремонту дизеля 6ЧН 18/22 необхідно чітко дотримуватись основних правил і норм зазначених у технічних вимогах до нього. Потрібно правильно користуватися підйомним обладнанням (кранами, кран-балками, телями, тощо) та неухильно дотримуватися правил його застосування.

Окремі вузли або деталі з дизеля необхідно знімати на певній зазначеній у інструкції висоті і дотримуватися її між мінімумом та максимумом значень.

На рис. 6.1. представлена загальна схема підйому дизель-генератора з двигуном 6ЧН 18/22. Ця схема є загальною інструкцією з монтажу та демонтажу агрегату енергетичної установки.

					КРБ.142.5221з.24.04.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

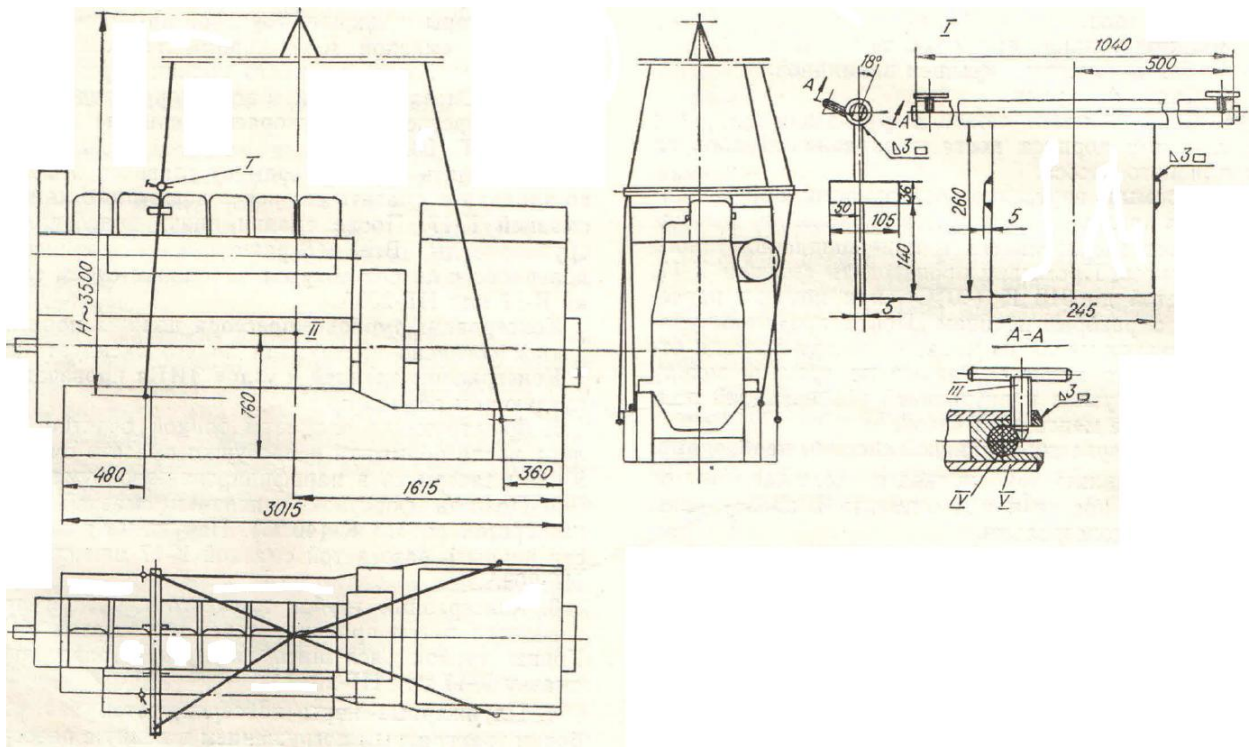


Рисунок 6.1 – Схема підйому дизель-генератора з двигуном 6ЧН 18/22

Розрахунок механічної вентиляції машинного відділення судна за умов надлишкових тепловиділень

Кількість тепла що поступає в приміщення машинного відділення судна від нагрітих поверхонь дизеля 6ЧН 18/22:

$$Q_{изб} = \alpha \cdot (t_{n.ов.} - t_{в.}) \cdot F_{n.о.} = 10 \cdot (60 - 28) \cdot 28,5 = 9120, \text{ кДж/ч};$$

де $\alpha = 10 \text{ Дж/(м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{К)}$ – коефіцієнт теплообміну зовнішньої поверхні дизеля; $t_{п.дв} = 60^\circ\text{C}$ – температура зовнішній поверхні дизеля; $t_{в.} = 28^\circ\text{C}$ – температура навколишнього повітря; $F_{п.о.} = 28,5 \text{ м}^2$ – поверхня віддачі тепла

Повітрообмін розраховується за формулою

$$L_m = \frac{Q_{изб}}{c \cdot \rho \cdot (t_{уд} - t_{пр})}.$$

де L_m – об'єм повітря, що поступає, $\text{м}^3/\text{ч}$; $t_{уд}, t_{пр}$ – температура повітря, що виходить і поступає, $^\circ\text{C}$; $c = 1 \text{ кДж/кг} \cdot \text{с}$ – питома теплоємність повітря; $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ – щільність повітря; $Q_{изб} = 9120 \text{ кДж/год}$ – кількість теплоти, що виділяється у приміщенні МВ.

Температура повітря, що виходить з приміщення: $t_{уд} = t_{р.з} + \Delta t \cdot (h - 2),$

де $t_{p.3}=28^{\circ}\text{C}$ – нормована температура повітря в робочій зоні МВ; $\Delta t = 1^{\circ}\text{C}/\text{м}$ – температурний градієнт по висоті приміщення; $h = 4,5\text{м}$ – відстань від підлоги до центрів витяжних отворів системи вентиляції МВ: $t_{yo} = 28 + 1 \cdot (4,5 - 2) = 30,5^{\circ}\text{C}$.

Температуру повітря, що поступає слід обирати на $2...3^{\circ}\text{C}$ нижче за температуру повітря у робочій зоні МВ, обираємо на рівні $t_{yd} = 27,5^{\circ}\text{C}$

$$L_m = \frac{9120}{1 \cdot 1,2 \cdot (30,5 - 27,5)} = 2533,33 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Місцева витяжна вентиляція зроблена у вигляді витяжної парасольки, площа відкритого отвору якої визначається як

$$F = \frac{L_m}{V \cdot 3600} F = \frac{2533,33}{0,1 \cdot 3600} = 7,037 \text{ м}^2;$$

де $V = 0,1 \text{ м/с}$ – швидкість повітря.

Тиск від вентилятора:

$$P_{\epsilon} = 1,2 \cdot (P_{m.p} + P_{m.c}) = 1,2 \cdot (350 + 670) = 1224 \text{ Па};$$

де $1,2$ – коефіцієнт, що враховує втрати тиску; $P_{т.р} = 350 \text{ Па}$ – тиск; $P_{м.с} = 670 \text{ Па}$ – сума місцевих опорів.

Обираємо стандартний відцентровий вентилятор типу Ц4-30N8. Залежно від витрати повітря та величини тиску за номограмами отримаємо ККД вентилятора на рівні $\eta_v = 0,7$. Потужність вентилятора:

$$N_{\epsilon} = \left(\frac{L_m \cdot P_{\epsilon}}{3,6 \cdot \eta_{\epsilon} \cdot \eta_{\epsilon}} \right) \cdot 10^{-6} = \left(\frac{2533,33 \cdot 1224}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 0,95} \right) \cdot 10^{-6} = 1,295, \text{ кВт};$$

де $\eta_v = 0,95$ – ККД передачі.

Потрібна потужність електродвигуна приводу вентилятора визначається:

$$N_{yct} = N_{\epsilon} \cdot \kappa 1,295 \cdot 1,2 = 1,55, \text{ кВт};$$

де $\kappa = 1,2$ – коефіцієнт запасу.

Висновки до розділу

У розділі розглянуто основні заходи щодо охорони праці та забезпечення безпеки у машинному відділенні судна при експлуатації суднового двигуна типу 6ЧН 18/22. Розглянуто базові вимоги при роботі з обладнанням та інструментами. Також, виконано розрахунок механічної вентиляції машинного відділення судна за умов надлишкових тепловиділень.

					КРБ.142.5221з.24.04.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на тему: «*Розрахунок допоміжного суднового двигуна типу 6ЧН 18/22*» містить усі рекомендовані розділи та відповідні ним креслення.

У роботі було розглянуто особливості конструкції та роботи суднового двигуна 6ЧН 18/22 у складі енергетичної установки судна, виконано розрахунок робочого циклу для номінального режиму.

Розглянуто можливість підвищення паливної ефективності дизеля за рахунок підвищення тиску наддувочного повітря ($P_k = 0,35$ МПа), що дозволило знизити питому ефективну витрату палива на 18,5 г/(кВт·год). Виходячи з потреби підвищення тиску наддуву, спроектовано новий відцентровий компресор, який забезпечує ступінь підвищення тиску $\Pi_k = 3, 5$ при КПД $\eta_{ад} = 0,84$ та витрату повітря на рівні $G = 1,04$ кг/с. При цьому температура повітря на виході з компресора становитиме 452,51 К. Потужність приводу компресора на розрахунковому режимі становить майже 162,66 кВт, а частота обертання ротора – 44484 об/хв.

Також у роботі виконано розрахунок основних систем дизеля та розробка принципових схем, а саме таких систем як паливної, масляної, охолодження та пуску стиснутим повітрям.

Розглянуто основні положення щодо охорони праці та правил безпеки при експлуатації двигуна на судні, а також основні вимоги при проведенні ремонтних робіт.

					КРБ.142.5221з.24.04.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 384 с.

2. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.

3. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. 332 с.

4. Наливайко В. С. Характеристики двигунів внутрішнього згоряння та споживачів [текст] / В. С. Наливайко, С. Г. Ткаченко, В. Г. Хоменко – Миколаїв: НУК, 2011. – 95 с.

5. Mollenhauer, K. Hanbbook of diesel engines / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.

6. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.

7. Latarche M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.

8. Woodyard D. Marine diesel engines and gas turbines. 9th ed. Oxford, 2009. 896 p.

9. Міжнародні конвенції, кодекси, рекомендації ІМО і МАРПОЛ. Одеса, 2008. 80 с.

10. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.

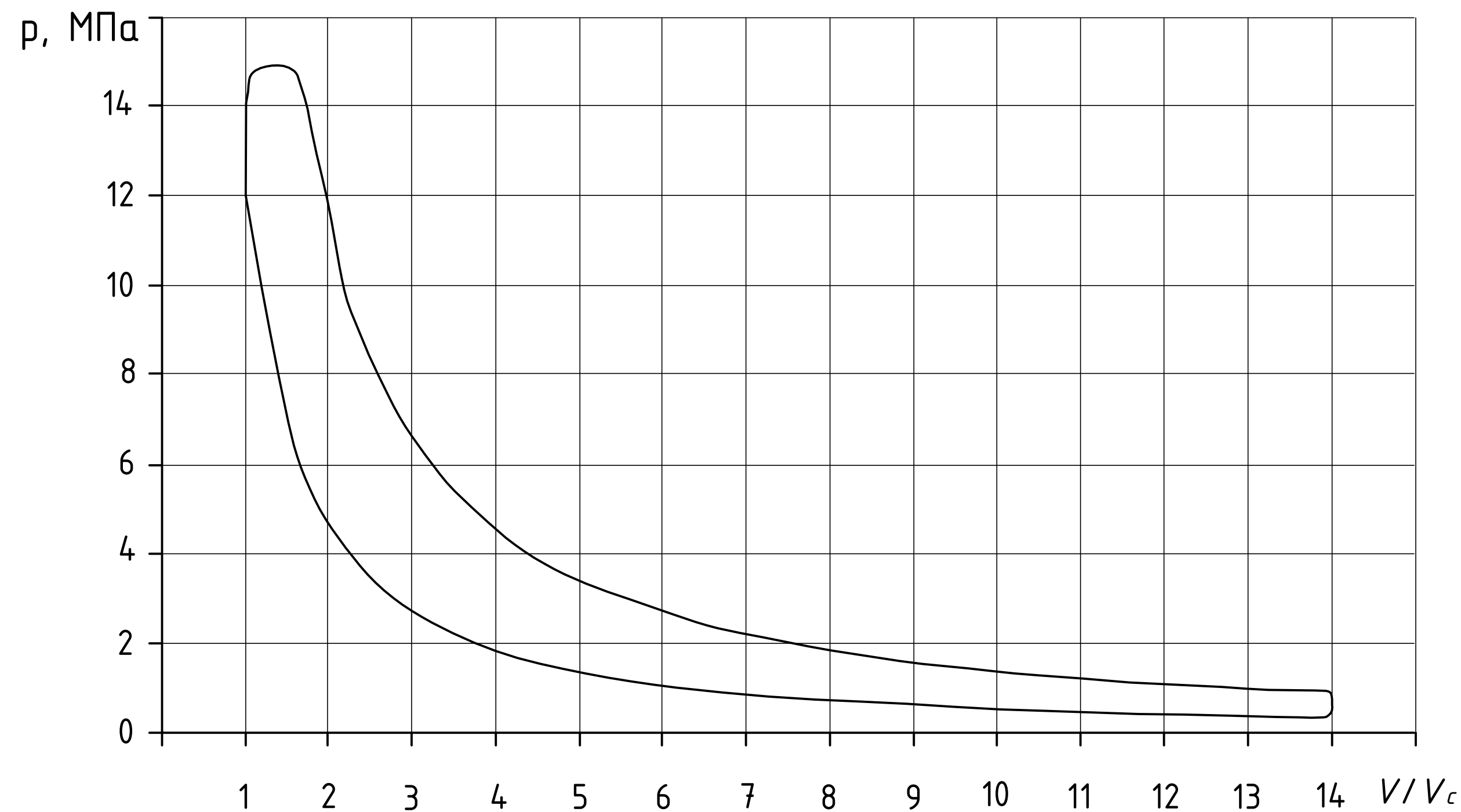
					КРБ.142.5221з.24.04.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1860

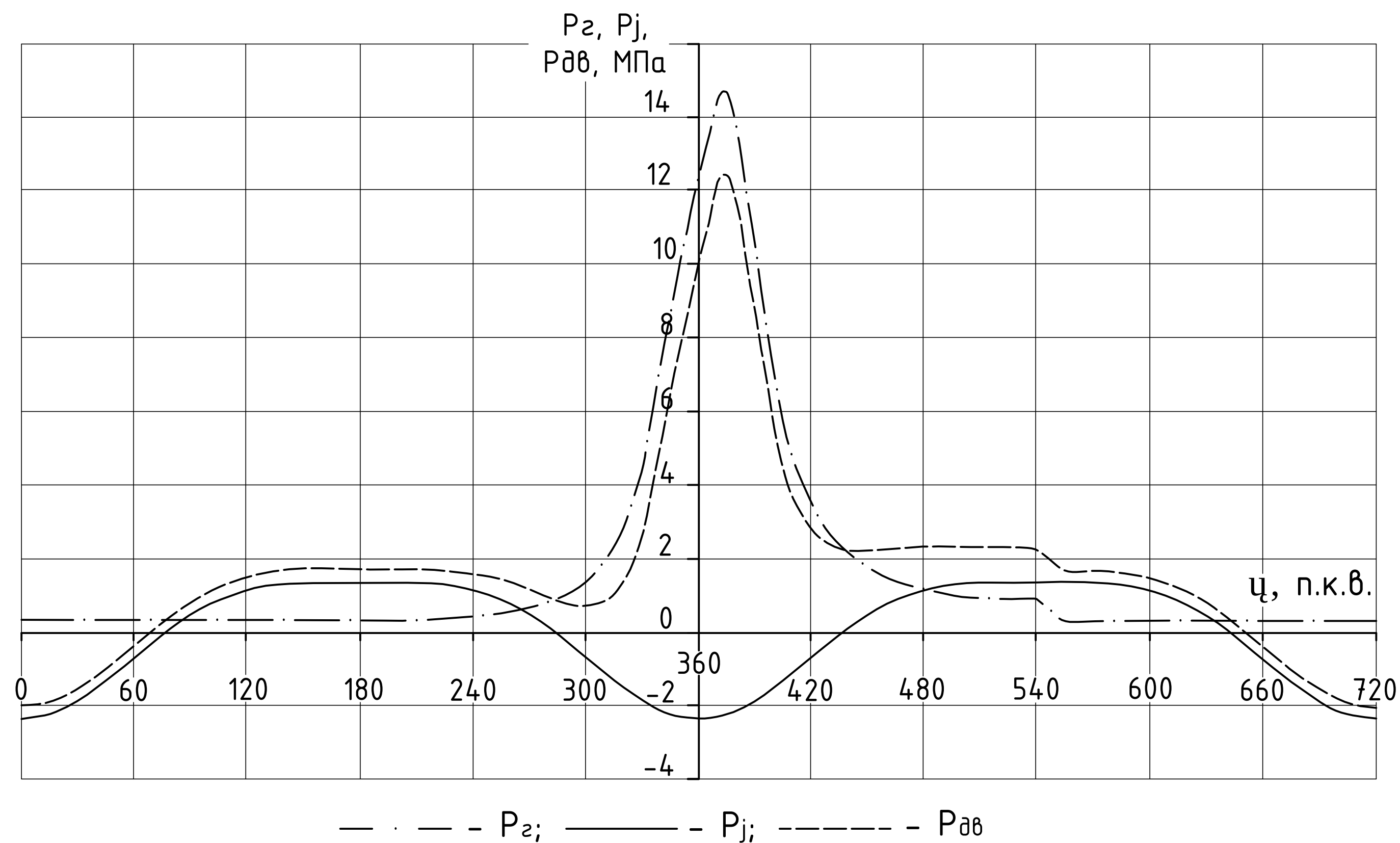
1117

Ø180

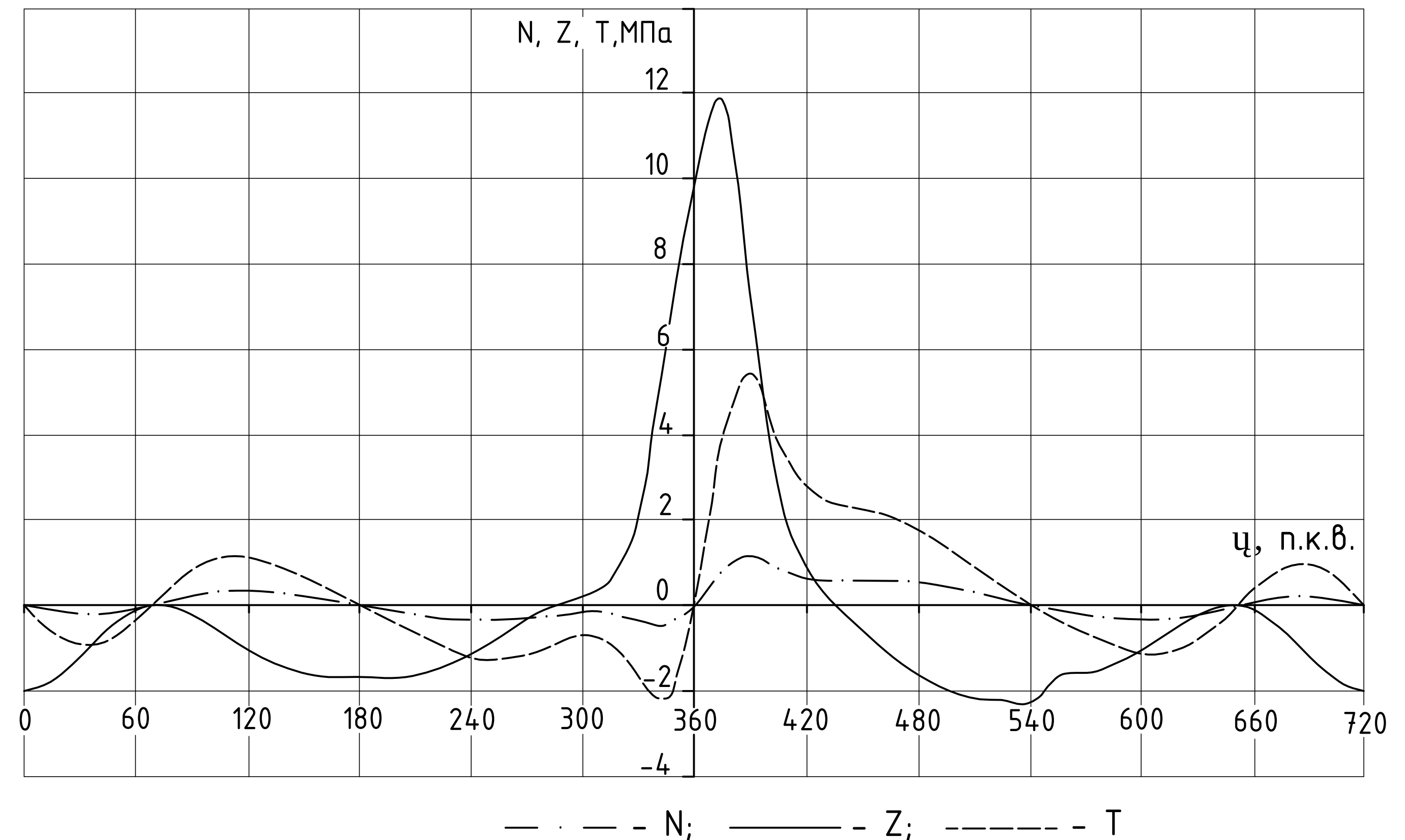
					КРБ.142.5221з.24.04.01			
					Поперечний розріз двигуна 6ЧН 18/22	Лит.	Маса	Масштаб
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				1:2,5
Студент		Рижаків О.С.						
Керівник		Митрофанов О.С.						
Зав. каф.		Гозаренко О. А.				Лист	Листов	
						НУК ім. адм. Макарова		



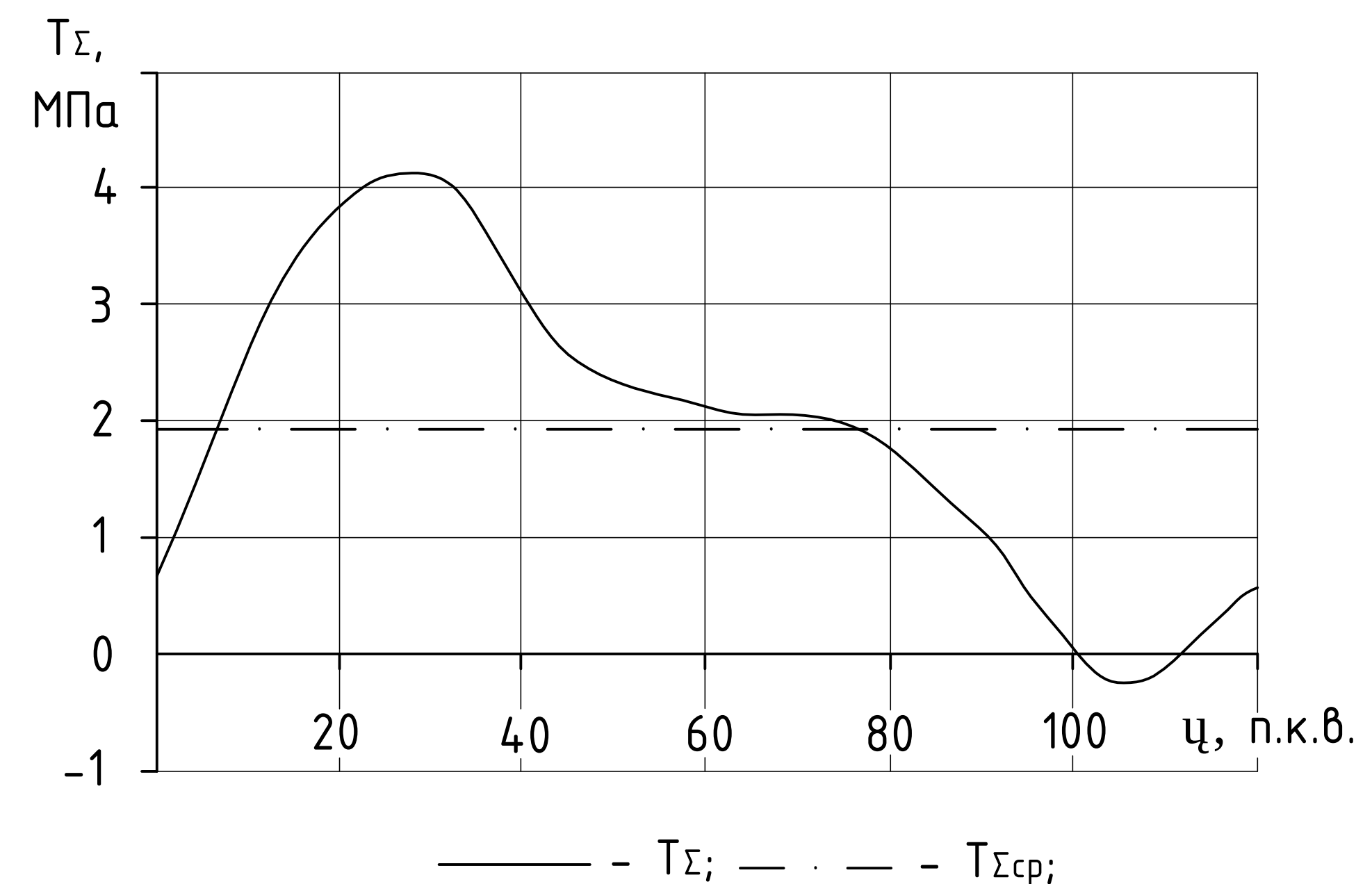
Згорнута індикаторна діаграма двигуна 6ЧН 18/22



Діаграми сил, діючих у КШМ одного циліндру двигуна 6ЧН 18/22:
 P_z – сила тиску газів у циліндрі; P_j – сила інерції ПРМ; P_{ab} – рушійна сила

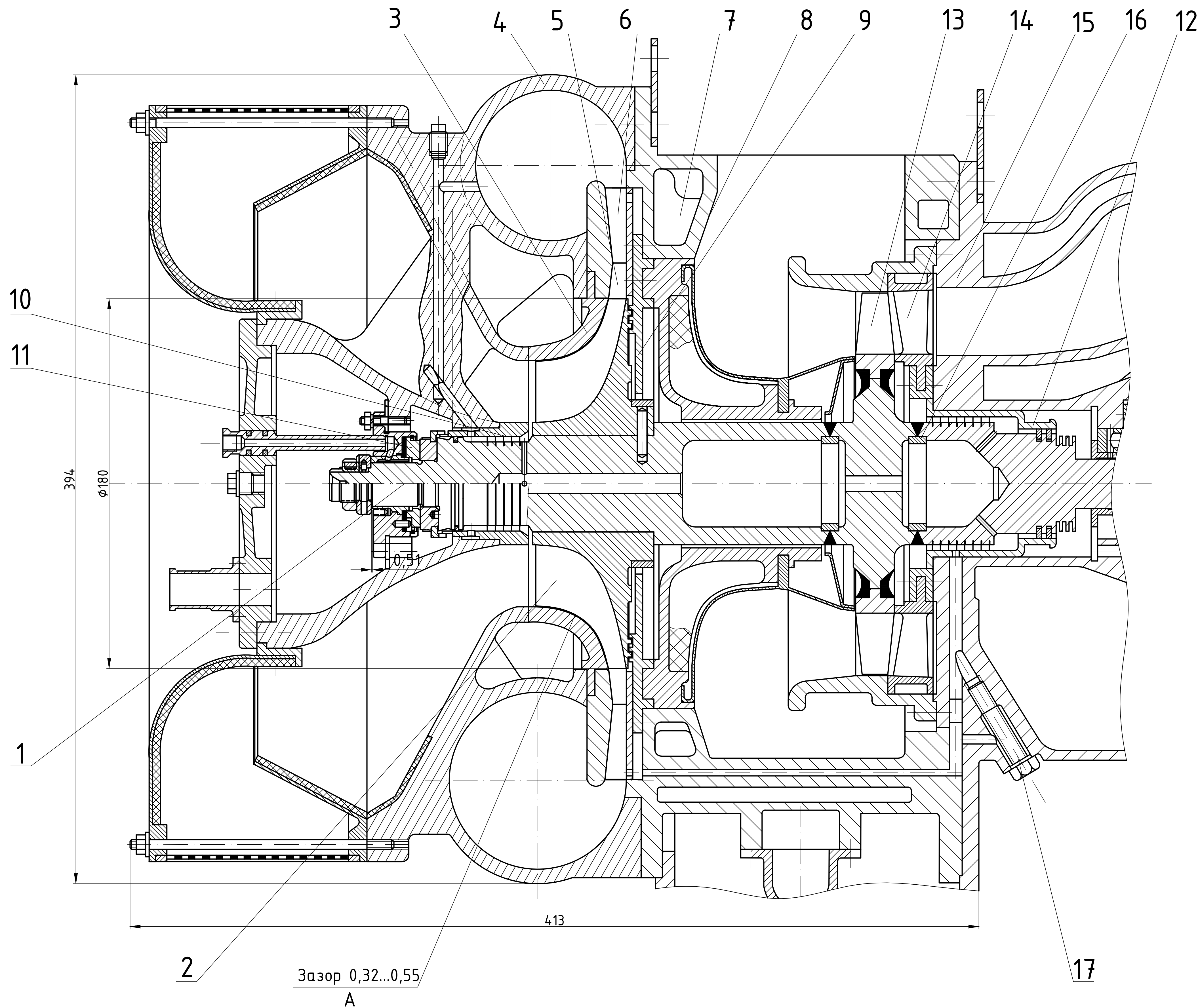


Діаграми сил, діючих у КШМ одного циліндру двигуна 6ЧН 18/22:
 Z – радіальна сила; N – нормальна сила; T – дотична сила



Діаграми сумарних дотичних сил 6ЧН 18/22:
 T_c – сумарна дотична сила;
 $T_{cср}$ – середнє за часом значення сумарної дотичної сили

КРБ.14.2.5221з.24.04.02						Індикаторна діаграма та діаграми динаміки		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		Лім.	Маса	Масштаб
Студент	Рижаків О.С.							
Керівник	Митрофанов О.С.					Лист	Листов	
Зав. каф.	Гогоренко О. А.					НУК ім. адм. Макарова		



Технічна характеристика

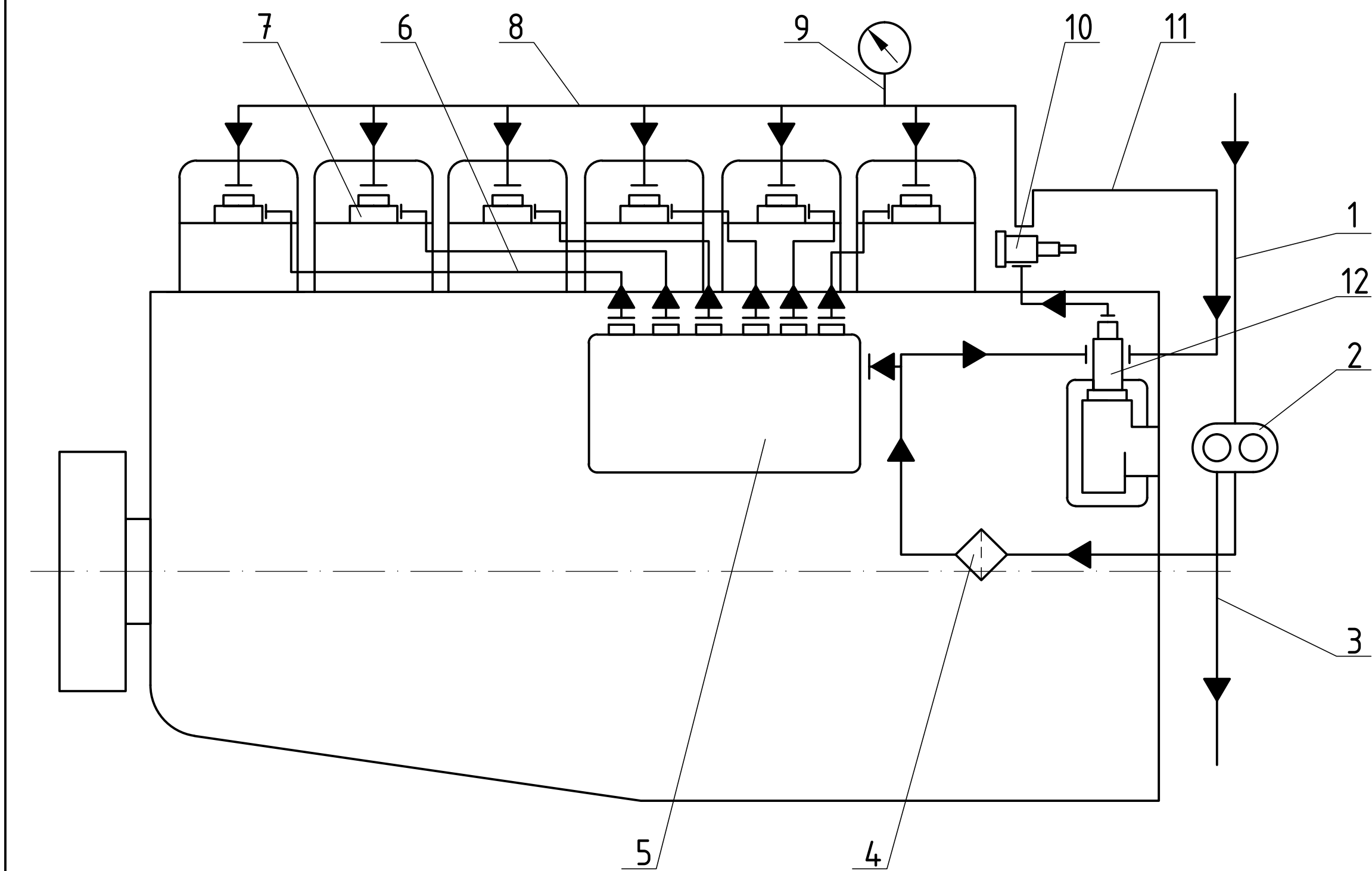
1. Степінь підвищення тиску $P_k = 3,5$;
2. Розхід повітря через компресор $G = 1,04 \text{ кг/с}$;
3. Адіабатна потужність компресора $N_k = 162,6 \text{ кВт}$;
4. Адіабатний ККД компресора $\eta_{ad} = 0,84$.

Технічні вимоги

1. Розміри для довідок.
2. Вимір величини зазору А проводити при зсуві ротора в сторону компресора.
3. У зібраному турбокомпресорі ротор має вільно обертатися і зупинятися без заїдань при переміщенні його поперемінно до упору в сторону турбіни і в сторону компресора.
4. Водяні лопасті компресора випробовувати водою під тиском $0,15 \text{ МПа}$ на протязі 15 хв . Падіння тиску не припускається.
5. Компресор має бути встановлений з горизонтальним розташуванням ротора ($\pm 5^\circ$ від горизонталі).
6. Повітряні і газові магістралі з'єднувати з двигателем через гнучкі відбогасаючі ділянки трубопроводів з теплокомпенсаційними елементами.
7. При зберіганні і транспортуванні всі отвори підведення газу, повітря і масла мають бути закриті спеціальними технологічними кришками.
8. Зовнішню покраску виконувати грунтовкою ПЛ-3 в три шари.
9. Маркувати рік випуску шрифтом ПрЗ ГОСТ 26020-80.
10. Клеймити шрифтом З...5.
11. Допускається зберігати в приміщеннях брудь-якого типу що виключають пряму дію атмосферних опадів на компресор в упаковці.

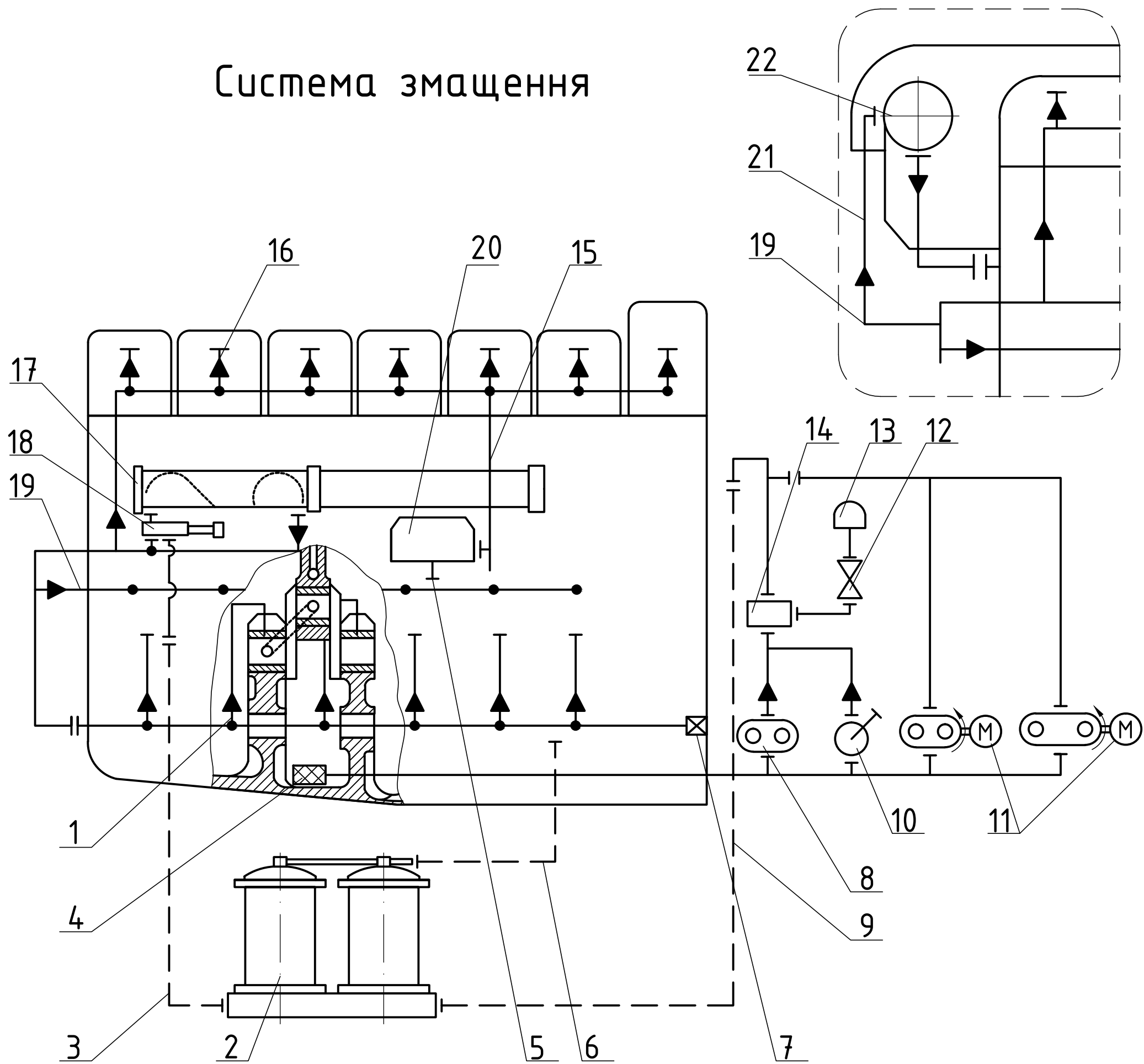
КРБ.142.5221з.24.04.03						Турбокомпресор ТК-18			1:1
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		Лист	Маса	Масштаб	
Студент	Рижак О.С.								
Керівник	Митрофанов О.С.					Лист	Листов		
Зав. каф.	Газаренко О. А.					НУК			
						ін. адм. Макарова			

Паливна система



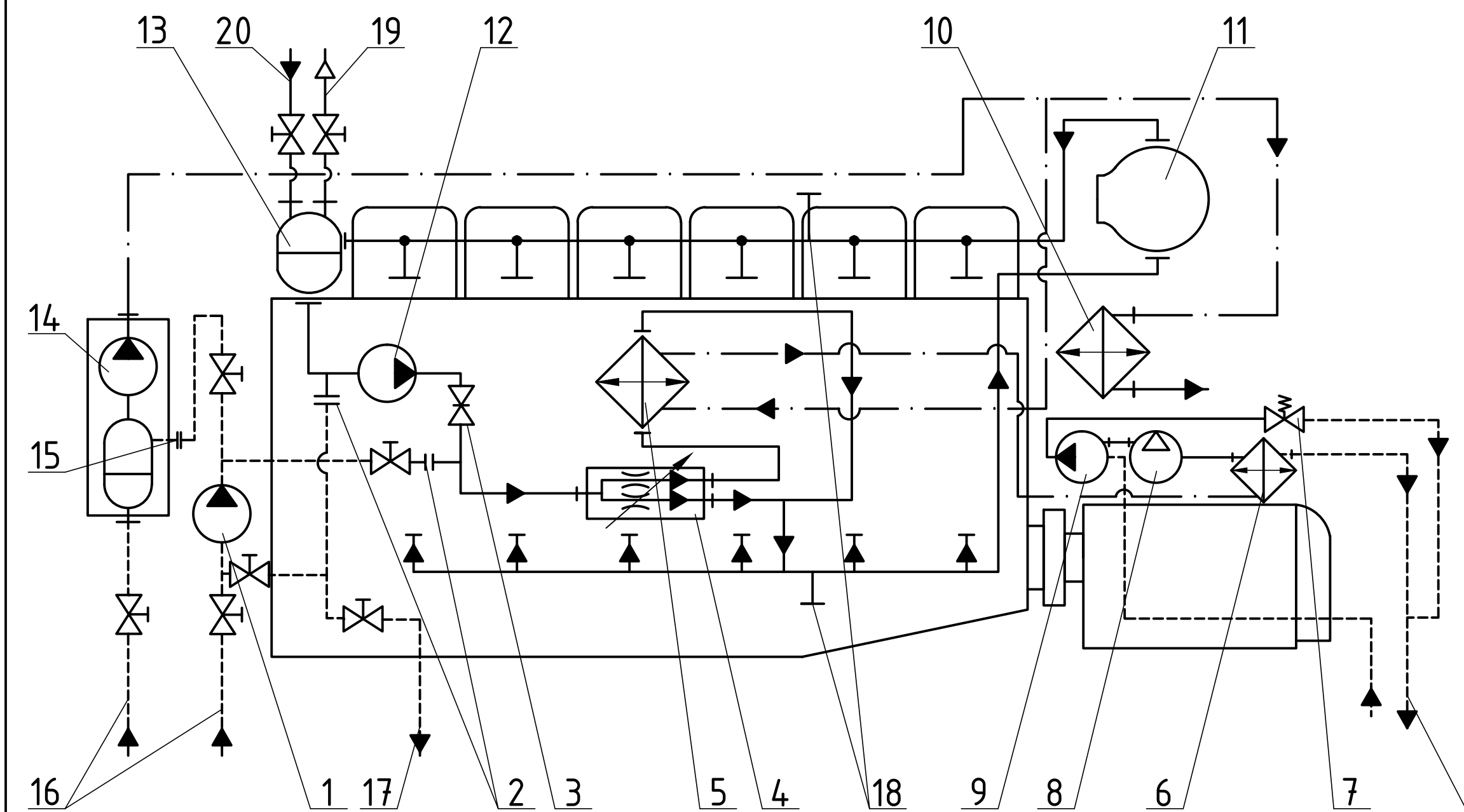
1	Підвід від витратної цистерни
2	Насос підкачки
3	Злив протічок
4	Сітчастий фільтр
5	ПНВТ
6	Паливопровід високого тиску
7	Форсунка
8	Паливопровід запірного палива
9	Манометр
10	Клапан редукційний
11	Паливопровід
12	Насос гідрозапіра

Система змащення



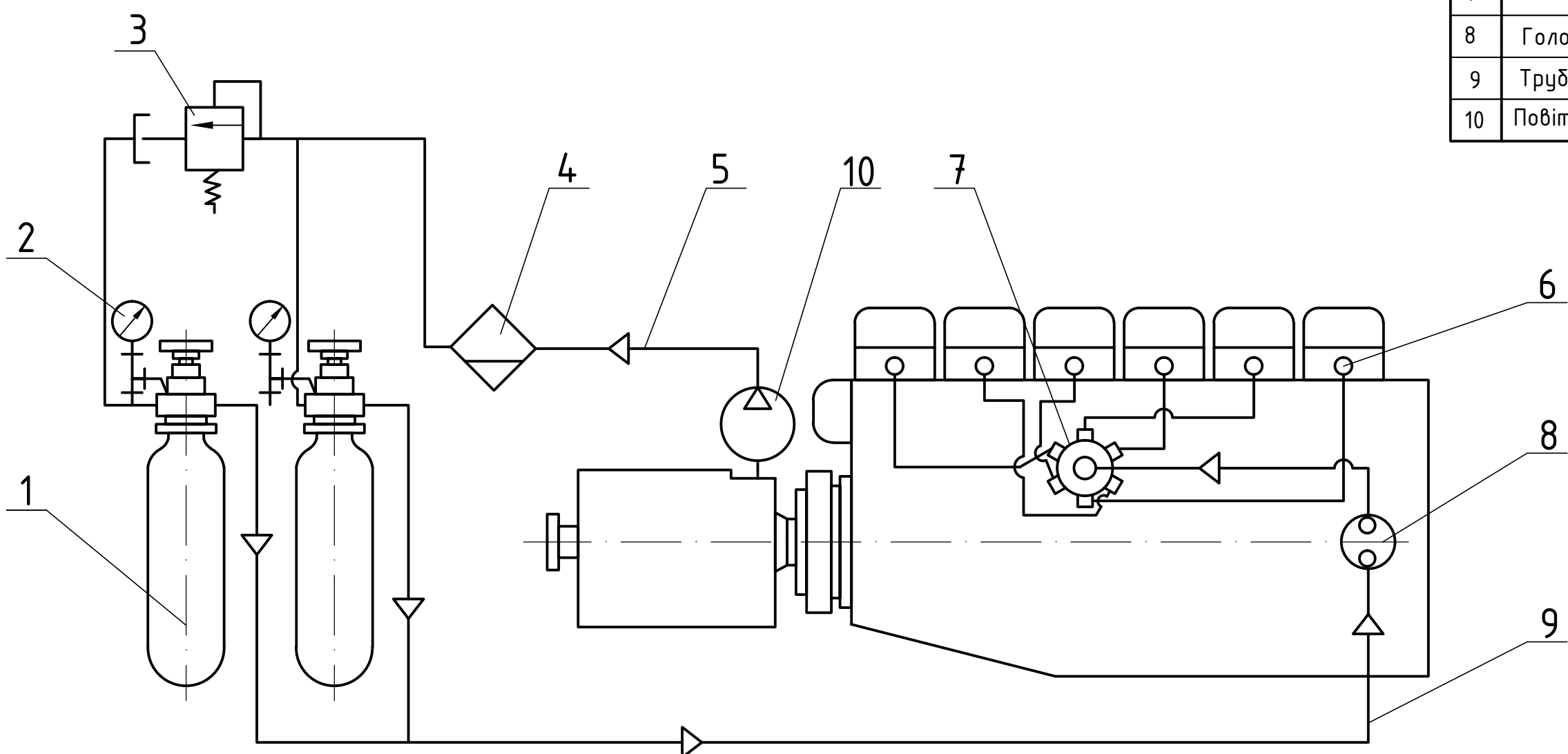
1	Трубопровід до рамових підшипників
2	Фільтр тонкого очищення масла
3	Масляний трубопровід
4	Фільтр приймальний
5	Трубопровід від ПНВТ до картеру дизеля
6	Трубопровід дренажу
7	Клапан редукційний
8	Насос прокачування масла
9	Трубопровід до фільтра тонкого очищення
10	Ручний насос прокачування масла
11	Насос закачки масла
12	Кран
13	Маслоочисник відцентровий
14	Маслорозподільвач
15	Трубопровід до ПНВТ
16	Трубопровід до коромислів клапанів
17	Охолоджувач масла
18	Терморегулятор
19	Трубопровід підводу масла до підшипників розподільного вала
20	ПНВТ
21	Трубопровід до турбокомпресору
22	Турбокомпресор

Система охолодження



1	Насос автономний резервний
2	Фланці підключення резервного насосу внутрішнього контуру
3	Заслінка
4	Терморегулятор
5	Охолоджувач води та масла
6	Охолоджувач масла
7	Запобіжний клапан
8	Компресор
9	Насос трюмний
10	Охолоджувач наддувочного повітря
11	Турбокомпресор
12	Насос внутрішнього контуру
13	Розширювальний бак
14	Насос зовнішнього контуру
15	Фланець підключення резервного насосу зовнішнього контуру
16	Підвід забортної води
17	Відвід води за борт
18	Підключення системи прогріву
19	Відвід пара
20	Трубопровід поповнення системи водою

Система запуску стиснутим повітрям



1	Повітряний балон
2	Манометр
3	Запобіжний клапан
4	Водомасловіддільник
5	Трубопровід нагнітальний
6	Трубопровід підводу повітря до пускових клапанів
7	Повітророзподільник
8	Головний пусковий клапан
9	Труба пускова
10	Повітряний компресор