

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

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

« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК БУЛЬДОЗЕРНОГО ДВИГУНА 6ЧН 15,5/17
(KOMATSU 6SD155)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



О. С. Митрофанов

Здобувач освіти



І. С. Світличний

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

« » 20 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Світличний Ілля Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок бульдозерного двигуна типу 6ЧН 15,5/17 (Komatsu 6SD155)

2. Керівник роботи _____, *д.т.н., доц. Митрофанов О. С.*,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

(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 15,5/17 (Komatsu 6SD155),
потужність двигуна – 400 кВт; частота обертання колінчатого валу – 2000 хв⁻¹;
паливо – дизельне

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Опис конструкції двигуна 6ЧН 15,5/17; Розрахунок робочого циклу двигуна 6ЧН 15,5/17; Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ; Проект агрегату наддуву для двигуна типу 6ЧН 15,5/17; Розрахунок систем двигуна 6ЧН 15,5/17; Забезпечення вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна; Індикаторна діаграма та діаграми динаміки;
Турбокомпресор ТКР-20; Принципові схеми систем двигуна 6ЧН 15,5/17

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	Оформлення 1 розділу		
2	Оформлення 2 розділу		
3	Оформлення 3 розділу		
4	Оформлення 4 розділу		
5	Оформлення 5 розділу		
6	Оформлення 6 розділу		

Здобувач освіти

Керівник роботи

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

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку бульдозерного двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 400 кВт та 2000 хв⁻¹. В якості базового був обраний двигун 6ЧН 15,5/17 (Komatsu 6SD155).

В роботі виконані розрахунки робочого циклу двигуна, динамічних навантажень, а також спроектований агрегат наддуву. Розраховані основні системи двигуна та їх елементи. Наведені заходи щодо забезпечення охорони праці.

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 57 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 8 джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

Ключові слова: дизельний двигун, турбіна, система охолодження, термостат.

The qualification work shows the results of calculation of bulldozer internal combustion engine, 400 kW and 2000 rpm. Engine 6ЧН 15,5/17 (Komatsu 6SD155) was selected as a base engine.

The calculations of engine operating cycle, dynamic loads and turbocharger have been performed. The main engine systems and their elements have been calculated. Measures to ensure occupational safety and health are given.

The qualification work is executed in Ukrainian language on 57 pages of explanatory note. 8 sources are used. The graphic part is presented on 4 drawings of format A1.

Key words: diesel engine, turbine, cooling system, thermostat.

					КРБ.142.2227ст.24.08.00.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Опис конструкції двигуна 6ЧН 15,5/17.....	5
Розділ 2. Розрахунок робочого циклу двигуна 6ЧН 15,5/17.....	13
Розділ 3. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ.....	24
Розділ 4. Проект агрегату наддуву для двигуна типу 6ЧН 15,5/17.....	30
Розділ 5. Розрахунок систем двигуна типу 6ЧН 15,5/17.....	40
5.1 Паливна система.....	40
5.2 Система змащення.....	43
5.3 Система охолодження.....	46
5.4 Система газообміну.....	48
Розділ 6. Забезпечення вимог охорони праці.....	50
Висновки.....	52
Список використаної літератури.....	53
Додаток А. Поперечний переріз двигуна	54
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....	55
Додаток В. Турбокомпресор ТКР-20.....	56
Додаток Г. Система охолодження.....	57

ВСТУП

Бульдозери є важливою складовою будівельної, гірничодобувної та дорожньо-будівельної техніки, що працює в умовах значних навантажень та змінного середовища. Ефективність їхньої роботи значною мірою залежить від продуктивності, надійності та економічності двигунів, тому їхнє постійне вдосконалення є актуальним і необхідним завданням для сучасної технічної галузі.

Удосконалення двигунів дозволяє знизити витрати палива, що особливо важливо при виконанні масштабних землерийних робіт. Завдяки сучасним технологіям, таким як удосконалені системи впорскування палива та турбонаддув, можна значно покращити коефіцієнт корисної дії двигунів та зменшити експлуатаційні витрати.

В умовах посилення екологічних норм і стандартів удосконалення бульдозерних двигунів має на меті зменшення викидів шкідливих речовин. Використання сучасних каталізаторів, фільтрів сажі та систем рециркуляції відпрацьованих газів дозволяє знизити екологічне навантаження при виконанні робіт.

Сучасні матеріали та технології виробництва двигунів сприяють збільшенню потужності без підвищення їхньої маси. Це особливо важливо для роботи на складних рельєфах або при переміщенні важких вантажів. Крім того, підвищується ресурс двигуна та зменшуються витрати на технічне обслуговування.

Таким чином, постійне вдосконалення бульдозерних двигунів є ключовим фактором для підвищення продуктивності робіт, зниження витрат і забезпечення безпечної та екологічної експлуатації техніки. У сучасних умовах розвитку будівельної та гірничодобувної галузей це завдання набуває особливої актуальності, сприяючи підвищенню конкурентоспроможності підприємств.

					КРБ.142.2227ст.24.08.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		4

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН 15,5/17

На рис. 1.1 – 1.2 представлено перерізи двигуна. На підставі якого розглянемо основні елементи його конструкції.

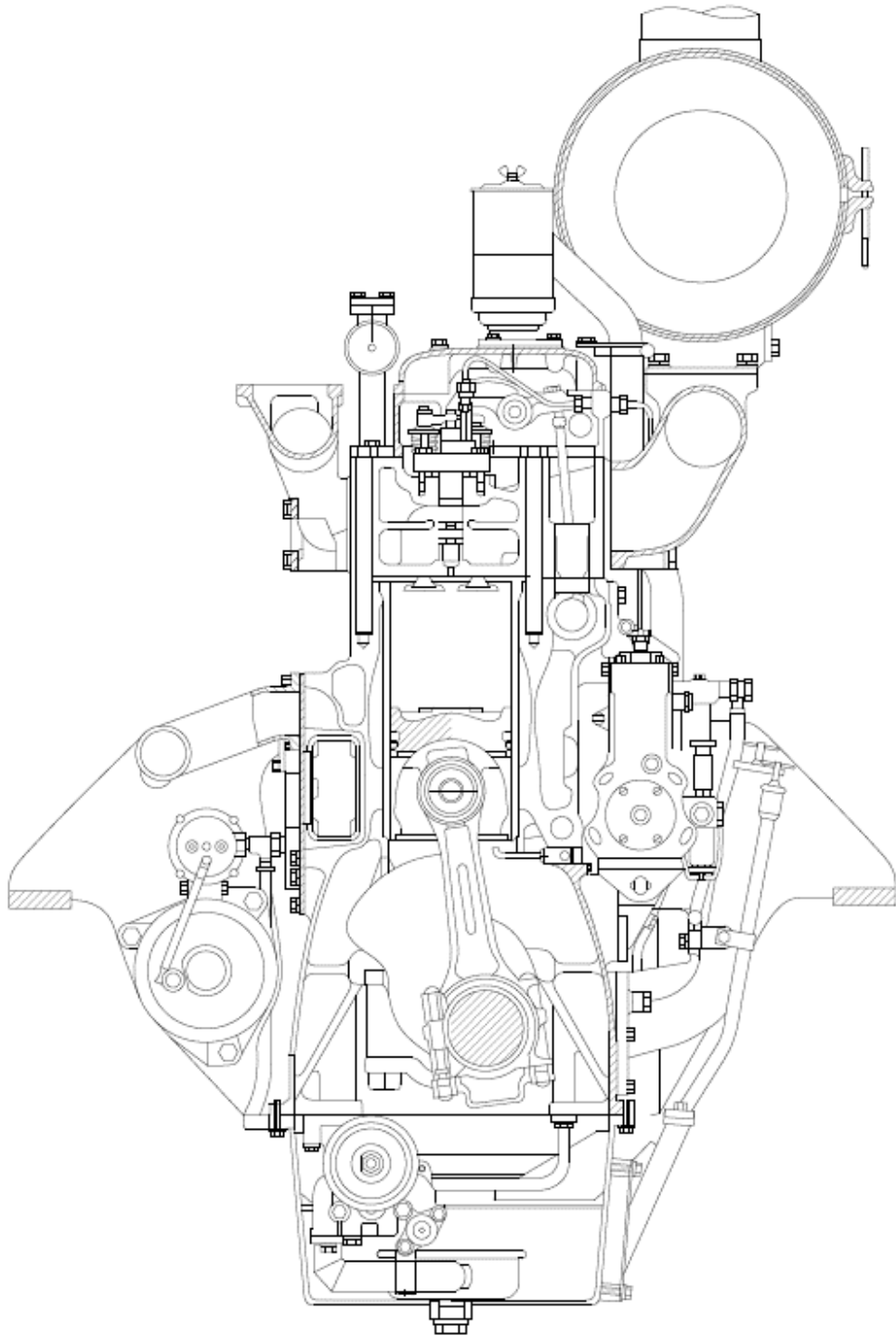


Рисунок 1.1 – Поперечний розріз двигуна 6ЧН 15,5/17

					<i>КРБ.142.2227ст.24.08.00.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		5

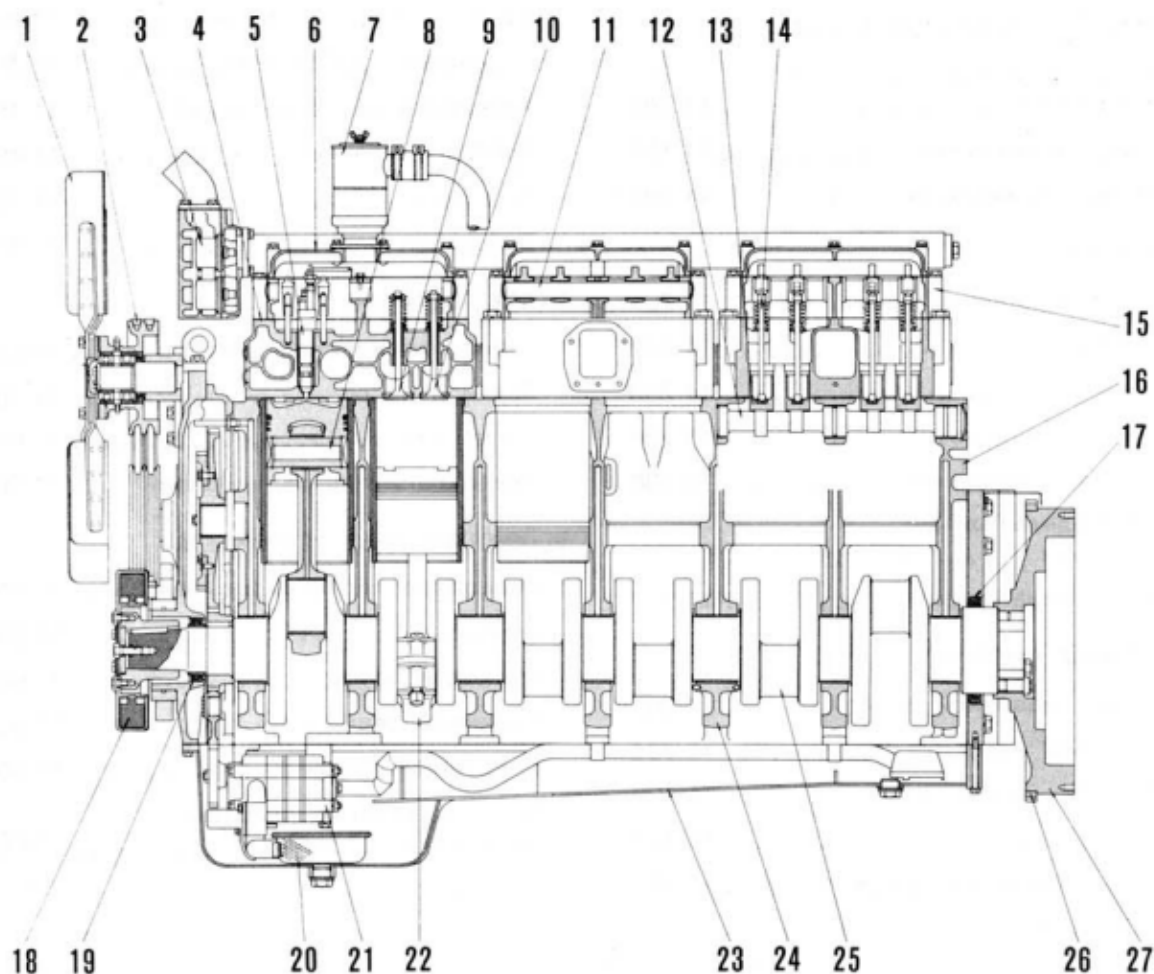


Рисунок 1.2 – Повздовжній переріз двигуна

Основна конструкція двигуна складається з остову, деталей руху і розподільчого механізму.

Остов

Остов складається з блок-картеру (рис. 1.3) і кришки циліндрів (рис. 1.4).

Знизу блок-картер закривається легким з'ємним піддоном. Циліндри двигуна виконано у вигляді блоку, що складає одне ціле з верхньою частиною картера. Блок-картер вилитий з високоміцного алюмінієвого сплаву. За технологією литва блок випускається в двох варіантах: відливний в кокіль і відливний під тиском. Кокільний блок має верхню плиту, в розточках якої встановлюються гільзи циліндрів. По контуру водяної сорочки є десять

бобишок для шпильок кріплення головки циліндрів. Для кокільного блоку ці бобишки підняті до верхньої площини блоку. Нижня частина блоку (картер) розділена на чотири відсіки поперечними перегородками, в які встановлюються корінні підшипники колінчастого валу.

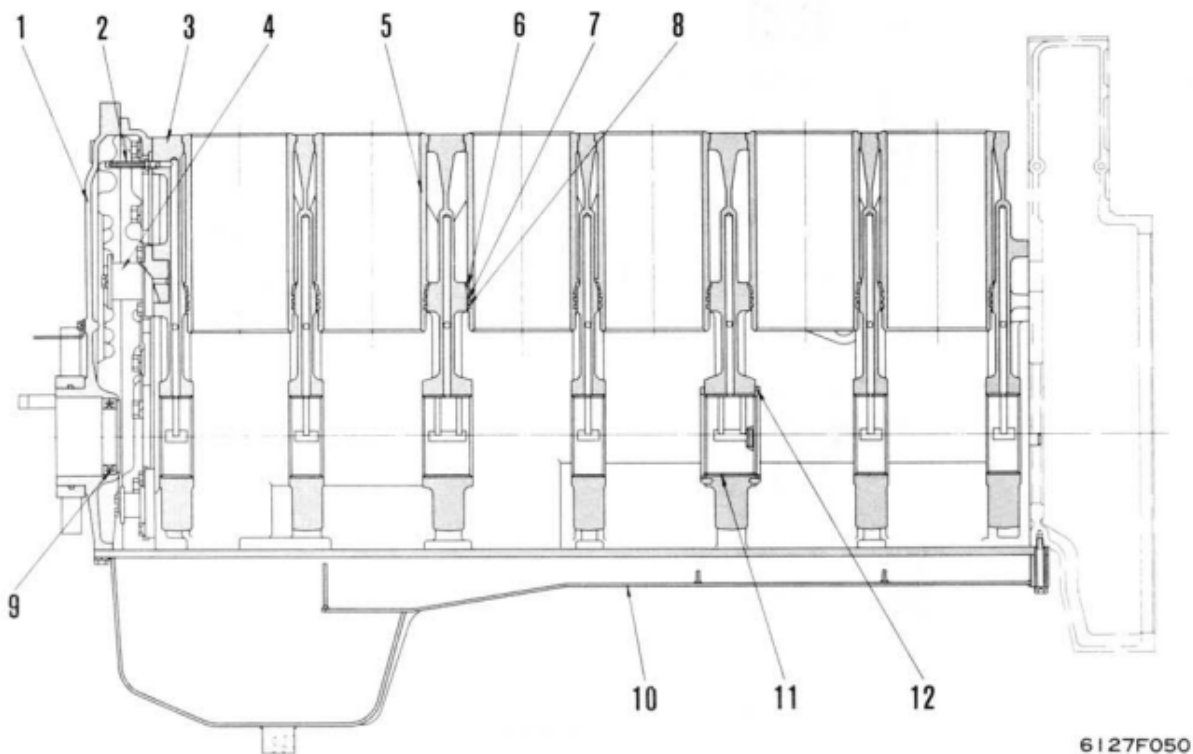


Рисунок 1.3 – Блок-картер

Втулки циліндрів двигуна виконані у вигляді легкоз'ємних мокрих гільз 49, відлитих із спеціального зносостійкого чавуну.

Гільза ущільнена в нижній частині двома гумовими кільцями круглого поперечного перетину (діаметр 3,6), що знаходяться в канавках на зовнішній поверхні гільзи.

Кришка циліндрів зроблена блочною, одна на всі циліндри. Кришка має канали для входу повітря та виходу газів на кожен циліндр. Крім того кришка має порожнини для протікання охолоджуючої води. Кришку виливають з алюмінієвого сплаву. Нижня поверхня кришки плоска, верхня має заглибини

					КРБ.142.2227ст.24.08.00.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

для встановлення та закріплення форсунки та механізму газорозподілу. Механізм газорозподілу закривається прямокутною проставкою, яка, в свою чергу, зверху закривається легкою кришкою.

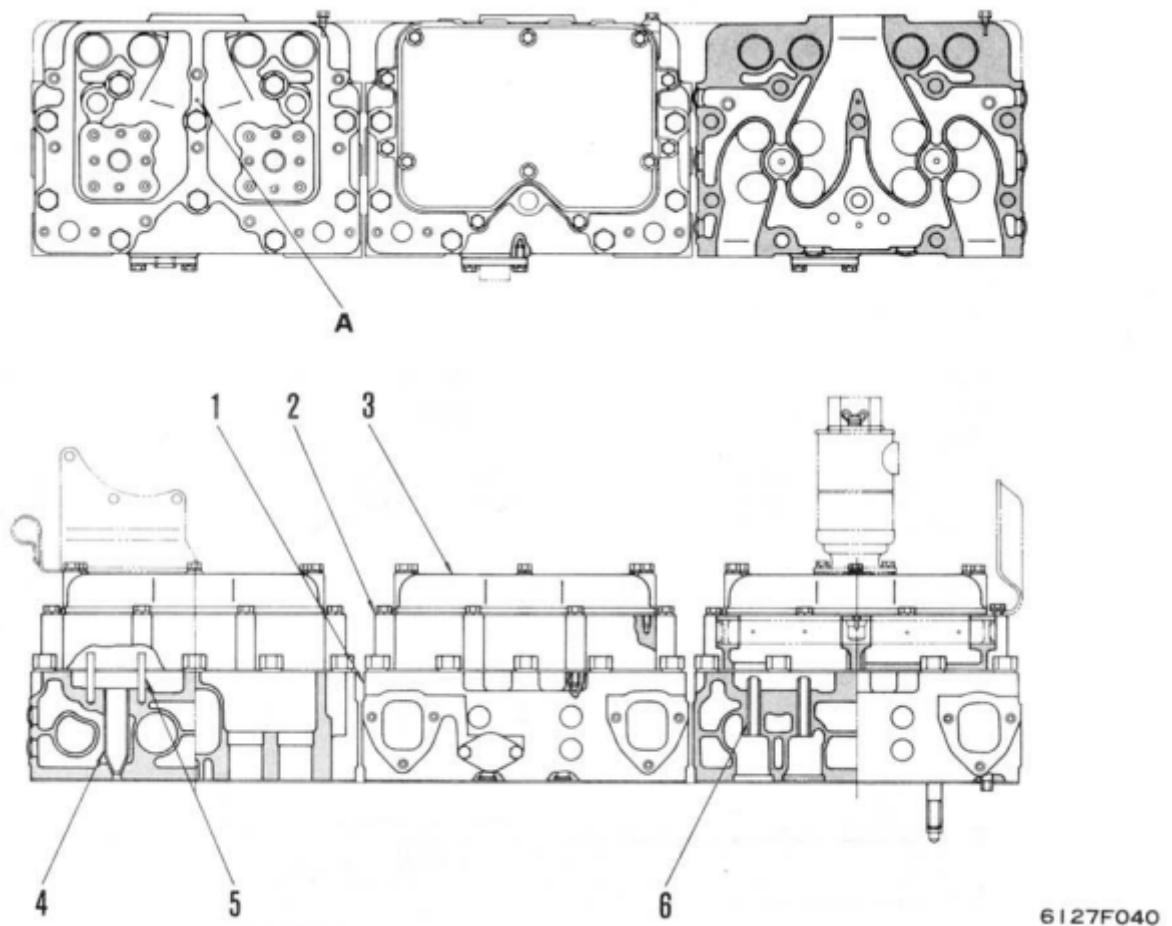


Рисунок 1.4 – Кришка циліндрів

Механізм руху

Механізм руху (рис. 1.5) є тронковий, центральний, кривошипно-шатунний.

Колінчастий вал

Колінчастий вал на сімох опорах (див. рис.1.5) з великою робочою поверхнею як шатунових, так і корінних підшипників, внаслідок цього питомі навантаження на підшипники порівняно невеликі. Шатунові і корінні шийки порожнисті. Через порожнини рухається масло. Порожнини в шатунових шийках закриті пробками.

					КРБ.142.2227ст.24.08.00.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

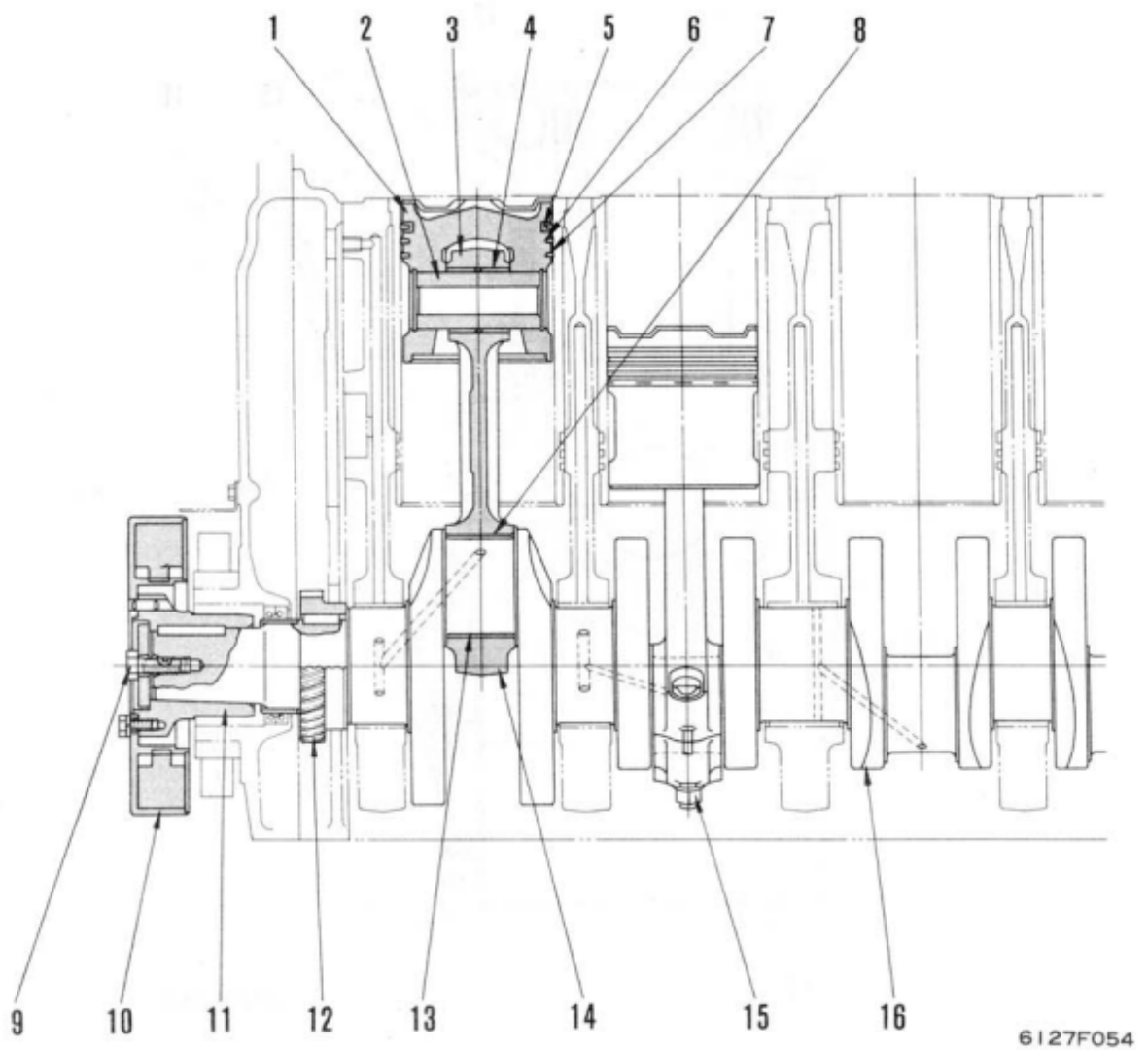


Рисунок 1.5 – Механізм руху

Ці порожнини служать для видалення продуктів зносу з масла, що поступає на шатунів шийки. Через середини бокових поверхонь кожної шийки виходять невеликі циліндричні отвори, через які забезпечується рух масла і змащення підшипників. Через ці отвори проходять свердловини, які поєднують порожнини в шийках. Кривошипи валу мають закліювання через 180° . Вал не має противаг. Колінчастий вал в зборі з маховиком і зчепленням динамічно збалансований: допустимий дисбаланс не більше $0,35 \text{ мН}\cdot\text{м}$ (35 гс'ст). Осьове переміщення колінчастого валу обмежується двома сталевоббитовими шайбами встановлювального підшипника, розташованими по обидві сторони переднього корінного підшипника. Передня шайба

					КРБ.142.2227ст.24.08.00.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

бабітовою стороною звернена до сталевій шайби на колінчастому валу, задня – до щоби колінчастого валу. Маховик відлитий з сірого чавуну. Він кріпиться до фланця на задньому кінці колінчастого валу чотирма шліфованими болтами. Момент затягування гайок болтів 74.5...88 Нм (7,6...8,3 кГс/м²). Гайки законтрені відгибною пластиною. На маховик напресований зубчастий обід для пуску двигуна стартером. До заднього торця маховика шістьма болтами прикріплено зчеплення. На деяких тракторах в якості пускового пристрою використовують пусковий двигун.

Осьовому переміщенню і провертанню вкладишів в ліжках блоку або шатунів перешкоджають фіксуючі виступи на вкладишах, що входять у відповідні пази в ліжках блоку або в шатунах. Колінчастий вал виготовлений з поліпшеної сталі 45Х. Корінні і шатунні шийки загартовані струмами високої частоти.

Підшипники валу

Корінні підшипники є підвісними. Вони встановлені на середніх опорах. Кришки підшипників виготовлено з ковкого чавуну; кожна кришка кріпиться до блоку двома шпильками діаметром 12 мм. Кришки підшипників розточуються в зборі з блоком і тому при ремонті їх треба встановлювати на свої місця. Для полегшення установки на всіх кришках, окрім першої і п'ятої, вибиті їх порядкові номери. Гайки шпильок кріплення кришок затягуються динамометричним ключем із зусиллям 98... 108 Нм (10...11 кГмм). Всі корінні вкладиші мають кільцеву канавку для безперервного живлення маслом шатунних шийок колінчастого валу. Посередині корінних вкладишів є отвір, через який подається масло до підшипників з каналу в ліжку блоку. Отвори в шатунних вкладишах співпадають з отворами в шатунах. Для збереження взаємозамінності і попередження помилок при установці нових вкладишів на всіх корінних і шатунних вкладишах зроблені отвори.

Вкладиші корінних і шатунних підшипників - тонкостінні, сталеві, з тонким шаром антифрикційного сплаву на алюмінієвій основі.

					КРБ.142.2227ст.24.08.00.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Шатуни. Мають невід'ємну нижню головку з прямим роз'ємом.

Стрижні шатунів – двотаврового перетину.

Кришка нижньої головки шатуна має плаский роз'єм, кріпиться двома призонними болтами з корончатими гайками.

Верхня головка шатуна має запресовану втулку з антифрикційної олов'янистої бронзи. На верхній головці встановлені дві форсунки для обприскування нижньої поверхні донця поршня. Через отвір, просвердлений в стрижні шатуна, підводиться масло для змазування поршневого підшипника шатуна і охолодження поршня.

Поршень. Виготовлений цільним. В головці поршня зроблена камера ЦНІДІ. Поршень охолоджується через нижню поверхню струменем масла з верхньої головки шатуна. На внутрішній поверхні поршня є бобишки для утримування пальця. Поршневий палець плаваючого типу від осевого зсуву запобігається стопорними кільцями. На головці поршня розташовані чотири поршневі кільця – три компресійних і одне маслосборне. Верхнє кільце хромоване. Зовнішні бічні поверхні другого і третього кільця оброблені з дуже невеликою конусністю; кільця встановлюють великою підставою конуса вниз. Маслосборне кільце комбіноване і виготовляється в двох варіантах: потрійним, складеним з двох чавунних кілець скребкового типу і сталевих кілець між ними; подвійним з розширювачем. На чавунних кільцях поверхня, що третя, хромована. Застосування кілець раціональної конструкції дозволило, не дивлячись на зменшення числа кілець з п'яти до чотирьох, понизити витрату масла до 1 % витрати палива.

Паливо уприскується через форсунку 12 закритого типу з п'ятьма отворами в розпилювачі. Чотири отвори скеровані на стінки камери у поршні, а п'ята подає паливо на кромку камери, щоби його частина надходила у простір над поршнем. Це робиться для забезпечення якісного спалаху суміші. Поршень відлитий з алюмінієвого сплаву.

					КРБ.142.2227ст.24.08.00.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Механізм газорозподілу

Під час роботи двигуна колінчатий вал через шестерні обертає розподільчий вал, що має кулачки. У потрібний момент кулачок підходить до толкателю, піднімає його, штангу і коротке плече коромисла.

При цьому коромисло повертається навколо осі і довгим плечем натискає на стрижень клапана, додатково стискаючи пружину і відкриває клапан. Закривається клапан під дією цієї ж пружини.

Кожен циліндр має два клапани – впускний і випускний. Плавний підйом і опускання клапана, і тривалість його відкриття забезпечується певним профілем кулачка.

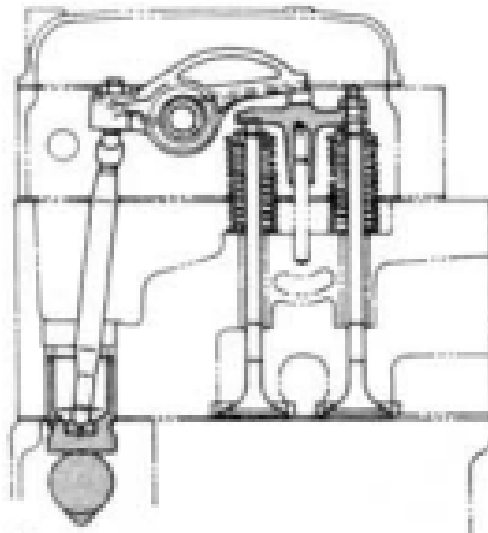


Рисунок 1.6 – Механізм газорозподілу

					КРБ.142.2227ст.24.08.00.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 6ЧН 15,5/17

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів через зміну кількості робочого тіла, його складу і фізичних властивостей. У розрахунковому циклі хімічна енергія, що міститься в паливі, звільняється не миттєво через кінцеву швидкість згоряння та дисоціацію продуктів. Під час процесу розширення відбувається догоряння палива і відновлення дисоційованих газів, що супроводжується викидом тепла.

У розрахунковому циклі робоче тіло не можна розглядати як ідеальний газ з постійними теплоємностями, оскільки температура і склад газів у циліндрі значно змінюються. Важливими аспектами розрахункового циклу є теплові й аеродинамічні втрати, а також додаткові ефекти, такі як догоряння і відновлення хімічної енергії, які не враховуються в ідеальних моделях.

Паралельно з розрахунковим циклом важливо вивчати реальний цикл, що відбувається у працюючому двигуні і не може бути точно описаним через недосконалість розрахункових методик і складність процесів. Чим точніша і досконаліша методика теплового розрахунку, тим ближче розрахунковий цикл наближається до реального.

У роботі використовується класична методика теплового розрахунку, яка була розроблена В. І. Гріневецьким і подальше удосконалена Є. К. Мазінгом. Цей метод теплового розрахунку базується на загальновідомих принципах термодинаміки і термохімії і достатньо добре відображає сутність теплових процесів у робочому циліндрі, що робить його ефективним інженерним аналітичним інструментом для дослідження теплових явищ у двигуні.

					КРБ.142.2227ст.24.08.00.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вибір основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 303$ К (погіршені умови застосування).

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,1013$ МПа (стандартні атмосферні умови).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для ВОД $\varepsilon = 15 \dots 18$. Приймаємо $\varepsilon = 15$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,13$.

Показник адіабати повітря $k_v = 1,41$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,98$.

Адiabатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0,72$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. У ВОД $\gamma_r = 0,02 - 0,08$. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначити після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для ВОД $\xi_z = 0,75 - 0,94$; $\xi_b = 0,86 - 0,98$ [5]. Приймаємо $\xi_z = 0,92$; $\xi_b = 0,95$.

					КРБ.142.2227ст.24.08.00.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = 1,3 \dots 2,0$ [1]. Приймаємо $\lambda = 1,2$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: (5 – 45) К – для ДВЗ з наддувом та (10 – 20) К – для ДВЗ без наддуву.

Приймаємо $\Delta T_a = 20$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,98$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач представляє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. Приймаємо $\Delta P_{ox} = 0,004$ МПа.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах 700...900 К. Приймаємо $T_r = 800$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться для двигуна, який працює на дизельному пальному. Масовий склад пального:

Вуглець – С = 0,87 кг;

Водень – Н = 0,126 кг;

Сірка – S = 0 кг;

Кисень – О = 0,004 кг.

Нижча теплота згоряння палива Q_n^0 . Для дизельного пального приймаємо $Q_n^0 = 42700$ кДж/кг.

Коефіцієнт тактності Z . Це кількість робочих ходів поршня за один оберт колінчатого валу. $Z = 0,5$.

Розрахунок робочого циклу

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

					КРБ.142.2227ст.24.08.00.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 313 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,2}{0,1} \right)^{0,286} - 1}{0,842} \right] = 392,363$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 307,468$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = 345,642$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,216$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = \xi_a \times P_s = 0,206$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \phi_n) = 0,875$$

Розрахунок процесу стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено [3].

На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_l величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі.

При виборі величини n_l , необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_l збільшується; при

підвищенні середньої температури процесу стиску n_l зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_l збільшується; зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_l збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_l = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунок:

$$n_l = 1,362$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_l} = 8,242$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_l - 1} = 920,668$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = 1,054$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1,03$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = 1,0289$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = 0,968$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,0299 - 1}{1 + 0,04} \right) \times 0,966 = 1,028$$

Максимальна температура згоряння, К

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{\alpha \times 0} + \left[c_v' + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c_v'' + 8,314 \times \lambda) \right] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c_{pz}'' \times T_z$$

					КРБ.142.2227ст.24.08.00.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$T_z = \frac{C}{A \times T_z + B}$$

$$A = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times b_z$$

$$B = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times (a_{vz} + 8,314)$$

$$C = \frac{\xi_z \times Q_n}{\alpha \times L_0} + \left[(19,86 + 0,003 \times T_c) + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times ((19,88 + 0,0031 \times T_c) + 8,314 \times \lambda) \right] \times T_c$$

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 1800$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1870$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 9,89$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = 1,74$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = 8,621$$

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,3$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів [1]. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного прийmemo:

$$n_2 = 1,278$$

					КРБ.142.2227ст.24.08.00.ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1027$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = 0,63$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] = 1,498$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \phi_n) = 1,468$$

Індикаторна питома витрата пального, кг/(кВт·год)

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 0,172$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = 0,49$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 1,248$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,417$$

Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт·год)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,18}{0,7} = 0,2023$$

					КРБ.142.2227ст.24.08.00.ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 400,596$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = 0,149\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищує 0,5%.

Визначення дійсного Π_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

Універсальна газова стала $R = 287$ Дж/кг*К

$$G = \left(\frac{\pi \times D_c^2}{4} \right) \times S_c \times \left(\frac{P_s \times 10^6}{R \times T_s} \right) \times \eta_i \times i \times z \times \left(\frac{n}{60} \right) \times \varphi_a = 0,722$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 0,744$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,865 \times 0,2 = 0,181$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 783,276$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0] + (0,79 \times \alpha \times L_0) = 1,086$$

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, кДж/кг*К

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \times M_s \times 189} + \frac{H}{2 \times M_s \times 461,6} + \frac{0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0}{M_s \times 259,8} + \frac{0,79 \times \alpha \times L_0}{M_s \times 296,8}} = 287,382$$

					КРБ.142.2227ст.24.08.00.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = 1,374$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \times R_t \times T_t \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \times \eta_{t.m} \times \eta_{t.ad} \times G_t}{G \times R \times T_0 \times \left(\frac{k_s}{k_s - 1} \right) \times \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 2,174$$

Дійсний тиск надуву, МПа

$$P_{kd} = P_k \times P_0 = 2,072 \times 0,1 = 0,2202$$

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = 0,092\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданим і отриманим в результаті розрахунку тиском надуву не перевищує 0,5%.

Індикаторна діаграма двигуна

Розрахункову індикаторну діаграму створюють на основі даних, отриманих під час розрахунку робочого циклу. Ця діаграма використовується як вхідні дані для динамічних і міцнісних розрахунків двигуна. Важливо зауважити, що побудова діаграми виконується аналітичним методом, оскільки графічні методи можуть призвести до значних похибок.

					КРБ.142.2227ст.24.08.00.ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюються за наступними формулами:

– процес стиску:

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

– процес розширення:

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

де $v/v_c = \varepsilon_x$ – поточне значення ступеня стиснення.

Для обчислення індикаторної діаграми необхідні наступні вихідні дані:

Показник політропи стиснення n_1	1,362
Показник політропи розширення n_2	1,276
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	8,242
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	9,89
Ступінь попереднього розширення ρ	1,74
Ступінь стиснення ε	15

Таблиця 2.1 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	9,89	
1,00	8,24	9,89
1,74	3,88	9,89
2,40	2,50	6,55
3,07	1,79	4,80
3,73	1,37	3,74
4,39	1,10	3,03
5,06	0,91	2,54
5,72	0,77	2,17
6,38	0,66	1,88
7,04	0,58	1,66
7,71	0,51	1,48
8,37	0,46	1,33
9,03	0,41	1,21
9,70	0,37	1,10
10,36	0,34	1,02
11,02	0,31	0,94
11,69	0,29	0,87
12,35	0,27	0,81
13,01	0,25	0,76
13,67	0,23	0,71
14,34	0,22	0,67
15,00	0,21	0,63
15,00		0,21

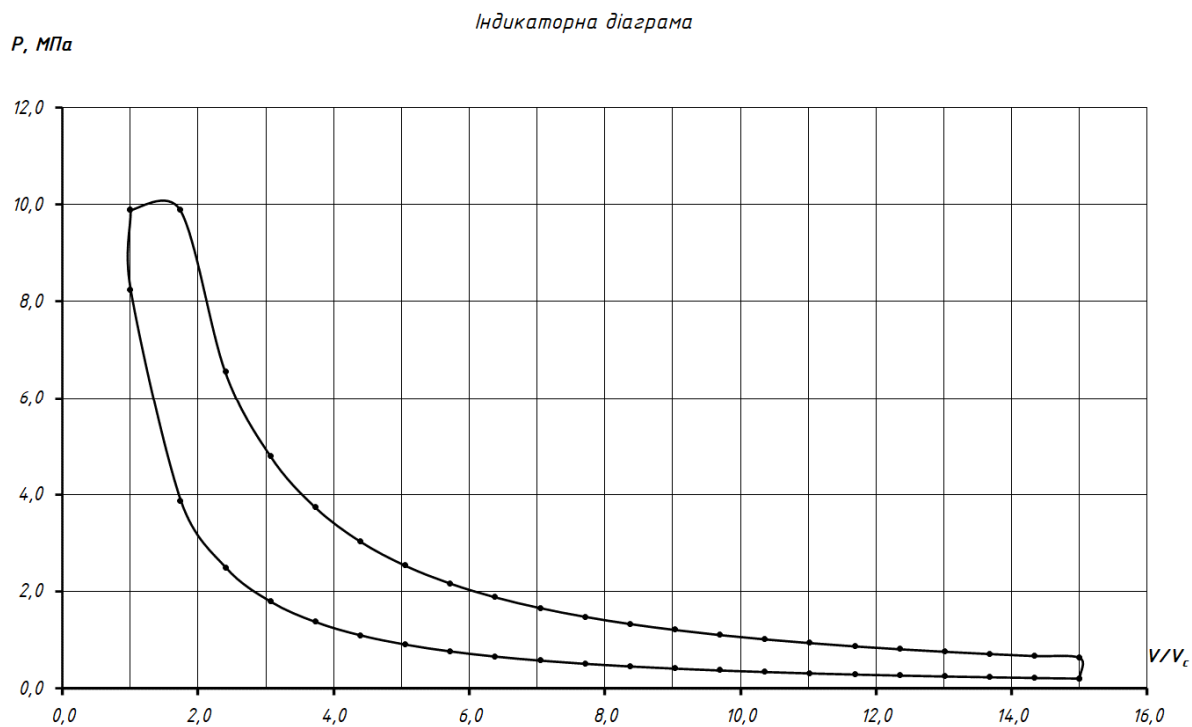


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДІЮЧИХ У КШМ

Діаграми динаміки створюються для визначення сил, які діють на колінчастий вал двигуна на будь-якому куті його обертання. Ці діаграми використовуються для аналізу міцності основних деталей колінчастого валу та для оцінки його врівноваженості. Побудова діаграм базується на розрахунках робочого циклу і враховує зміну сил під час обертання колінчастого валу. Сили, що враховуються в діаграмах, включають: P_T – силу від тиску газів на поршень, P_j – силу інерції мас, що рухаються поступово, $P_{дв}$ – рушійна сила, N – нормальна сила, що притискує поршень до втулки, Q – силу, що тисне вздовж шатуна, T – дотична сила (сила, дотична до кривошипа), Z – радіальна сила, що діє вздовж кривошипу (див. рис. 3.1).

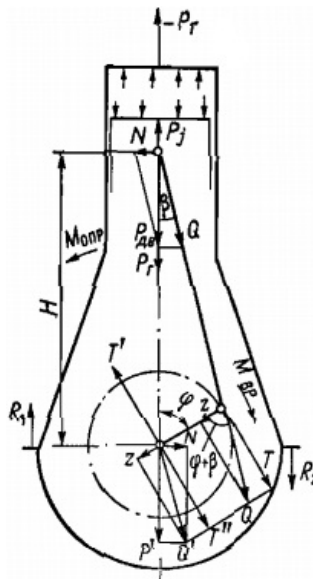


Рисунок 3.1 – Схема дії сил в КШМ

У таблиці 3.1. представлені вихідні дані для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок представлений в таблиці 3.2, 3.3. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 3.2 – 3.4.

					<i>КРБ.142.2227ст.24.08.00.ПЗ</i>	Аркуш
						24
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

На рис. 3.2. P_r – сила тиску газів на поршень; P_j – сила інерції одного циліндра двигуна; P_{dv} – рушійна сила (вертикальна сила, що діє на центр поршневого пальця).

На рис. 3.3. N – нормальна сила, яка притискує поршень до втулки; Z – сила, що діє по осі кривошипа; T – дотична сила.

На рис. 3.4 T_E – сумарні дотичні сили, T^{cp}_E – середнє значення сумарних дотичних сил.

Таблиця 3.1 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,155
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	2000
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	9,89
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,216
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,22
Тиск залишкових газів	МПа	P_Γ	0,3
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,319
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	8
Радіус кривошипа	м	r	0,085
Ступінь стиснення		ϵ	15
Показник політропи стиснення		n_1	1,362
Показник політропи розширення		n_2	1,278
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,74
Кількість циліндрів		i	6

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку

φ°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,2200	-2,0840	-1,8640	0,0000	-1,8640	0,0000
10	0,2200	-2,0296	-1,8096	-0,1003	-1,7647	-0,4131
20	0,2200	-1,8708	-1,6508	-0,1808	-1,4894	-0,7345
30	0,2200	-1,6203	-1,4003	-0,2253	-1,1001	-0,8952
40	0,2200	-1,2979	-1,0779	-0,2242	-0,6816	-0,8646
50	0,2200	-0,9281	-0,7081	-0,1766	-0,3199	-0,6559
60	0,2200	-0,5380	-0,3180	-0,0902	-0,0809	-0,3205

70	0,2200	-0,1543	0,0657	0,0203	0,0034	0,0687
80	0,2200	0,1993	0,4193	0,1362	-0,0613	0,4365
90	0,2200	0,5040	0,7240	0,2391	-0,2391	0,7240
100	0,2200	0,7480	0,9680	0,3145	-0,4778	0,8987
110	0,2200	0,9265	1,1465	0,3544	-0,7251	0,9561
120	0,2200	1,0420	1,2620	0,3578	-0,9409	0,9140
130	0,2200	1,1031	1,3231	0,3299	-1,1032	0,8015
140	0,2200	1,1228	1,3428	0,2793	-1,2082	0,6492
150	0,2200	1,1163	1,3363	0,2150	-1,2648	0,4820
160	0,2200	1,0986	1,3186	0,1444	-1,2885	0,3153
170	0,2200	1,0824	1,3024	0,0722	-1,2951	0,1550
180	0,2160	1,0760	1,2920	0,0000	-1,2920	0,0000
190	0,2174	1,0824	1,2998	-0,0721	-1,2926	-0,1547
200	0,2219	1,0986	1,3205	-0,1446	-1,2903	-0,3157
210	0,2296	1,1163	1,3459	-0,2165	-1,2739	-0,4855
220	0,2414	1,1228	1,3642	-0,2837	-1,2274	-0,6596
230	0,2583	1,1031	1,3614	-0,3395	-1,1351	-0,8247
240	0,2819	1,0420	1,3239	-0,3753	-0,9870	-0,9588
250	0,3146	0,9265	1,2411	-0,3836	-0,7850	-1,0351
260	0,3605	0,7480	1,1085	-0,3602	-0,5472	-1,0291
270	0,4256	0,5040	0,9296	-0,3070	-0,3070	-0,9296
280	0,5202	0,1993	0,7195	-0,2338	-0,1053	-0,7491
290	0,6619	-0,1543	0,5076	-0,1569	0,0262	-0,5307
300	0,8824	-0,5380	0,3444	-0,0976	0,0876	-0,3471
310	1,2408	-0,9281	0,3127	-0,0780	0,1413	-0,2897
320	1,8503	-1,2979	0,5525	-0,1149	0,3494	-0,4431
330	2,9199	-1,6203	1,2996	-0,2091	1,0210	-0,8309
340	4,7425	-1,8708	2,8717	-0,3146	2,5909	-1,2778
350	7,2240	-2,0296	5,1944	-0,2880	5,0655	-1,1857
360	8,6356	-2,0840	6,5516	0,0000	6,5516	0,0000
370	9,8900	-2,0296	7,8604	0,4359	7,6653	1,7942
380	9,8900	-1,8708	8,0192	0,8784	7,2351	3,5682
390	7,2568	-1,6203	5,6364	0,9067	4,4280	3,6035
400	4,7297	-1,2979	3,4319	0,7137	2,1702	2,7527
410	3,2508	-0,9281	2,3228	0,5792	1,0494	2,1516
420	2,3610	-0,5380	1,8230	0,5168	0,4639	1,8372
430	1,8027	-0,1543	1,6485	0,5095	0,0850	1,7233
440	1,4380	0,1993	1,6372	0,5320	-0,2396	1,7047
450	1,1911	0,5040	1,6951	0,5599	-0,5599	1,6951
460	1,0193	0,7480	1,7673	0,5742	-0,8724	1,6407
470	0,8972	0,9265	1,8236	0,5636	-1,1534	1,5209
480	0,8092	1,0420	1,8512	0,5248	-1,3801	1,3407
490	0,7455	1,1031	1,8486	0,4609	-1,5414	1,1198

500	0,6997	1,1228	1,8225	0,3790	-1,6398	0,8811
510	0,6676	1,1163	1,7839	0,2870	-1,6884	0,6434
520	0,6463	1,0986	1,7450	0,1911	-1,7051	0,4172
530	0,6343	1,0824	1,7166	0,0952	-1,7071	0,2043
540	0,6303	1,0760	1,7063	0,0000	-1,7063	0,0000
550	0,7000	1,0824	1,7824	-0,0988	-1,7724	-0,2122
560	0,6000	1,0986	1,6986	-0,1861	-1,6598	-0,4061
570	0,5000	1,1163	1,6163	-0,2600	-1,5298	-0,5830
580	0,3000	1,1228	1,4228	-0,2959	-1,2801	-0,6879
590	0,3000	1,1031	1,4031	-0,3499	-1,1699	-0,8500
600	0,3000	1,0420	1,3420	-0,3805	-1,0005	-0,9720
610	0,3000	0,9265	1,2265	-0,3791	-0,7757	-1,0229
620	0,3000	0,7480	1,0480	-0,3405	-0,5173	-0,9729
630	0,3000	0,5040	0,8040	-0,2655	-0,2655	-0,8040
640	0,3000	0,1993	0,4993	-0,1622	-0,0731	-0,5198
650	0,3000	-0,1543	0,1457	-0,0450	0,0075	-0,1523
660	0,3000	-0,5380	-0,2380	0,0675	-0,0606	0,2398
670	0,3000	-0,9281	-0,6281	0,1566	-0,2837	0,5818
680	0,3000	-1,2979	-0,9979	0,2075	-0,6310	0,8004
690	0,3000	-1,6203	-1,3203	0,2124	-1,0372	0,8441
700	0,3000	-1,8708	-1,5708	0,1721	-1,4172	0,6989
710	0,3000	-2,0296	-1,7296	0,0959	-1,6867	0,3948
720	0,2200	-2,0840	-1,8640	0,0000	-1,8640	0,0000

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

φ°	T_E						T_E
	Номер циліндра						
	1	2	3	4	5	6	
0	0,000	0,914	-0,959	0,000	1,341	-0,972	0,324
10	-0,413	0,801	-1,035	1,794	1,120	-1,023	1,244
20	-0,735	0,649	-1,029	3,568	0,881	-0,973	2,362
30	-0,895	0,482	-0,930	3,603	0,643	-0,804	2,100
40	-0,865	0,315	-0,749	2,753	0,417	-0,520	1,352
50	-0,656	0,155	-0,531	2,152	0,204	-0,152	1,172
60	-0,320	0,000	-0,347	1,837	0,000	0,240	1,409
70	0,069	-0,155	-0,290	1,723	-0,212	0,582	1,717
80	0,437	-0,316	-0,443	1,705	-0,406	0,800	1,777
90	0,724	-0,485	-0,831	1,695	-0,583	0,844	1,364
100	0,899	-0,660	-1,278	1,641	-0,688	0,699	0,613
110	0,956	-0,825	-1,186	1,521	-0,850	0,395	0,012
120	0,914	-0,959	0,000	1,341	-0,972	0,000	0,324

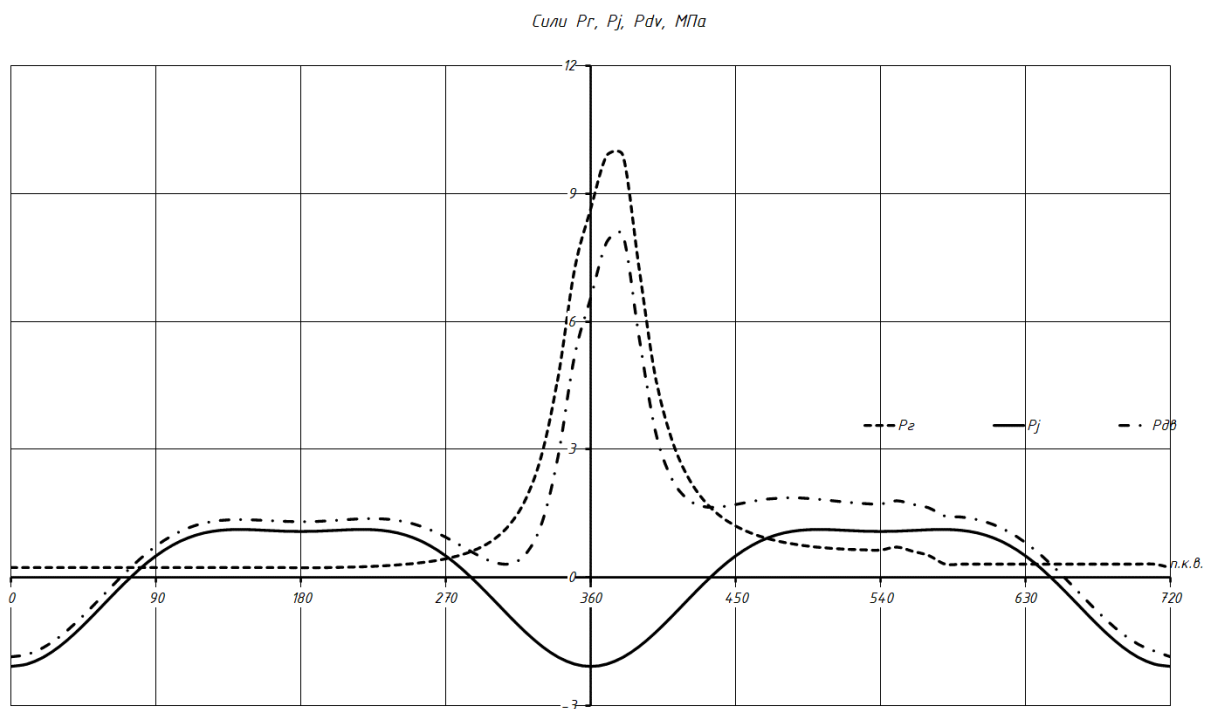


Рисунок 3.2 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

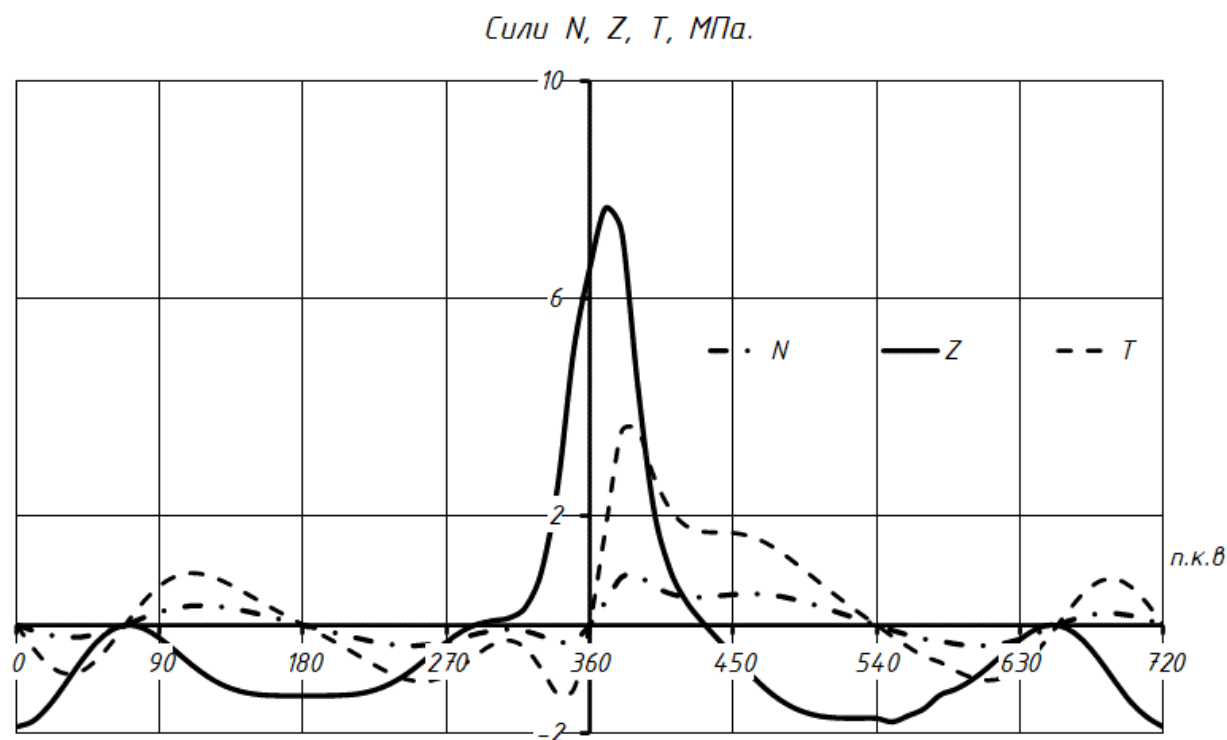


Рисунок 3.3 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227ст.24.08.00.ПЗ

Аркуш

28

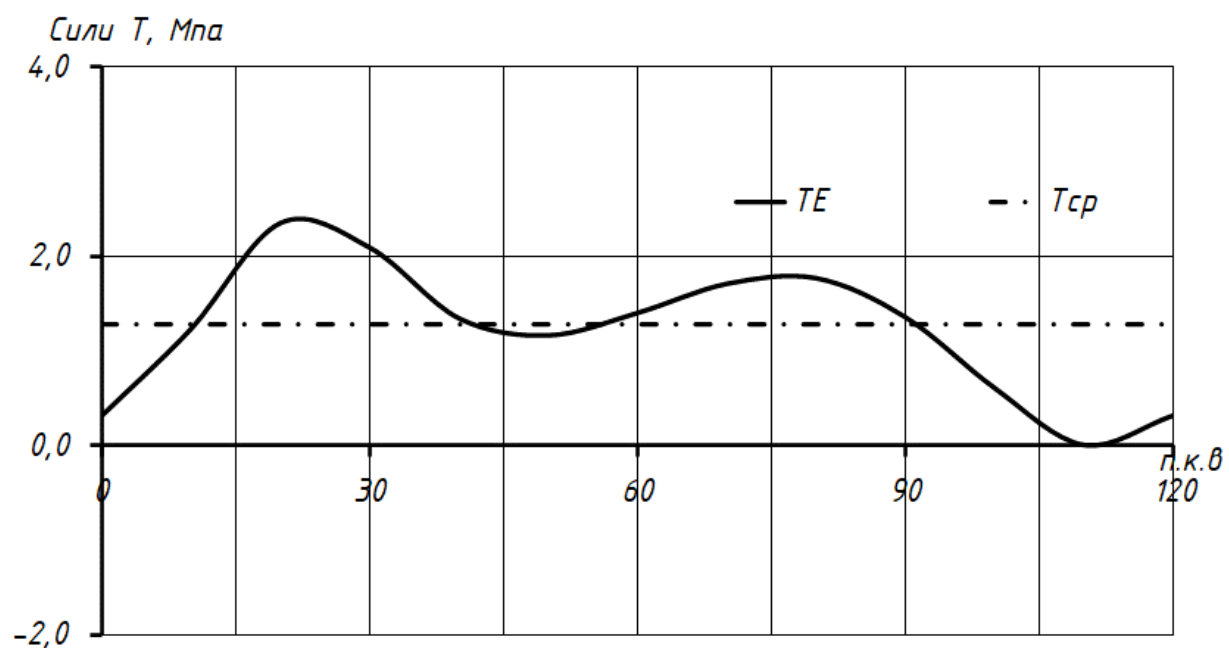


Рисунок 3.4 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТ АГРЕГАТУ НАДДУВУ ДЛЯ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 15,5/17

Вибір типорозміру турбокомпресора

На основі значень розходу повітря та ступеня підвищення тиску аналізується можливість вибору оптимального турбокомпресора, використовуючи характеристики різних типів і розмірів турбокомпресорів. В основі цього аналізу лежать поля, що охоплюють розходи та зони ефективного застосування різних типорозмірних рядів турбокомпресорів. Вісь абсцис у таких полях може вимірюватися як за масовим, так і за об'ємним розходом повітря.

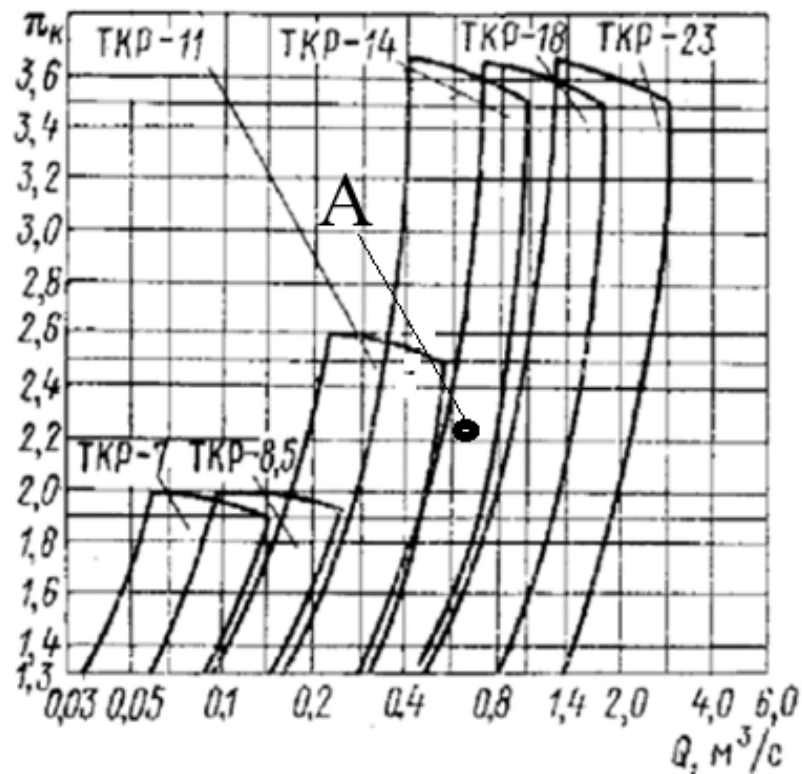


Рисунок 4.1 – Області застосування турбокомпресорів типорозмірних рядів, таких як ТК, визначаються в залежності від значень розходу повітря та ступеня підвищення тиску.

На основі значень ПК та G (Q) визначається положення точки у полі розходів (точка А на рис. 4.1). Типорозмір турбокомпресора визначається згідно з позначенням на цій діаграмі (косокутний чотирикутник на рис. 4.1), в межах якого знаходиться вказана точка. Позначення "ТК" вказує на те, що турбокомпресор має осьову турбіну, а цифри показують значення зовнішнього діаметру колеса компресора (D2) у сантиметрах з приблизною точністю 6%. Діаметри коліс турбіни та компресора мають приблизно однаковий розмір.

Отже, вибравши типорозмір, наприклад, ТКР-20, ми отримуємо оптимальне значення зовнішнього діаметру колеса компресора для подальших розрахунків розходу повітря та ступеня підвищення тиску.

Попередні визначення колової швидкості

		1,42	Коефіцієнт напору компресора
L_{ad} , Дж/кг		75562,3	Адіабатна робота компресорної ступені
u_2 , м/с		326,23	Колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса

Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

		0,3	Коефіцієнт розходу ступеня компресора
C_{a1} , м/с		30	Швидкість повітря на вході
C_p , Дж/(кг·К)		1005	Ізобарна теплоємність повітря
C_1 , м/с		97,9	Швидкість повітря перед колесом компресора
T_a , К		300	Температура після глушника
T_1 , К		295,7	Температура повітря перед колесом
P_a , Па		100287	Тиск після глушника
n_1		1,39	Показник політропи стиску повітря на ділянці 1
P_1 , Па		95237,1	Тиск повітря перед колесом

Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

D_2 , м		0,2	Зовнішній діаметр колеса компресора
D_o , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,065	Діаметр втулки колеса компресора
α_{TB}		0,06	Коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію
Φ_{2r}		0,16	Коефіцієнт розходу робочого колеса
z_k		23	Число лопаток робочого колеса компресора
ρ_1		1,1223	Густина повітря перед входом в колесо
f_1		0,0066	Площа на вході в колесо
D_H		0,1122	Зовнішній діаметр колеса компресора на вході
a		0,561	Оцінка зовнішнього діаметру колеса компресора за рекомендованими допусками
D_1		0,0917	Середній квадратичний діаметр входу в колесо
μ		0,8966	Коефіцієнт циркуляції потоку повітря
T_2 , К		357,83	Температура повітря за колесом компресора
η_2		0,82	Політропний ККД на ділянці 2 (робоче колесо)
		2,82	Комплекс
P_2 , Па		163095,05	Тиск повітря за колесом компресора
β_{11}		33,2	Кут входу потоку повітря в колесо компресора
i_1		5	Кут атаки вхідної кромки ОСА
β_{12}		38,2	Кут установки лопаті на діаметрі D_1
δ_1 , м		0,001	Товщина лопаті на вході в колесо
τ_1		0,935	Коефіцієнт захаращення потоку повітря на вході в ОСА
w , м/с		104,62	Швидкість потоку повітря перед входом в робоче колесо компресора з урахуванням захаращення
β_{11}^1		35,0	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захаращення лопатками ОСА
β_{1H}		29,7	Кут входу потоку на діаметрі D_H
β_{10}		44,6	Кут входу потоку на діаметрі D_o
w_{1H}^1 , м/с		210,8	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_H

w_1^1 , м/с		182,5	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_1
λ_{Hw}		0,66	Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу в колесо
C_{2u} , м/с		292,50	Проекція абсолютної швидкості C_2 на колову
C_{2r} , м/с		52,20	Меридіанна складова абсолютної швидкості C_2
C_2 , м/с		297,12	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса
α_2		10,12	Кут потоку повітря на виході з колеса
M_{C2}		0,781	Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса
ρ_2 , кг/м ³		1,588	Густина повітря на виході з колеса
b_2 , м		0,014	Ширина колеса на виході
w_2 , м/с		62,14	Відносна швидкість повітря на виході з колеса
$\hat{w}$		0,34	Коефіцієнт зміни відносної швидкості у колесі

5. Розрахунок та конструювання ділянки безлопаткового дифузору

D_3 , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,22	Діаметр на виході з БЛД
y		0,8	Відношення ширини каналу БЛД на виході до ширини каналу на вході b_3/b_2
b_3 , м		0,011	Ширина БЛД на виході
η_3		0,8	Політропний ККД на ділянці БЛД
k_{p3}		2,8	Комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)
n_3		1,57	Показник політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)
c , м/с	320	311,30	Швидкість потоку повітря на виході з безлопаткового дифузора в першому наближенні
T_3 , К		402,02	Температура потоку повітря за БЛД
P_3 , Па		252831,00	Тиск повітря за БЛД
ρ_3 , кг/м ³		2,191	Густина повітря на виході з колеса
$\lambda_{БЛД}$		0,01	Коефіцієнт тертя в БЛД
α_3		26,97	Кут виходу потоку повітря з БЛД
C_3 , м/с		311,30	Швидкість потоку повітря на виході з БЛД в другому наближенні
M_{C3}		0,77	Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227см.24.08.00.ПЗ

Аркуш

33

6. Розрахунок та конструювання ділянки лопаткового дифузору

δ_m		6	Оптимальне значення кута відхилення одної з стінок дифузору у радіальному перетині
D_4 , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,32	Діаметр на виході з ЛД
b_4 , м		0,016	Ширина дифузору на виході
i_3		0	Кут атаки потоку повітря на вході в ЛД
α_{3n}		26,97	Кут установки лопатки ЛД на вході
$\Delta\alpha$		15	Різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД
α_{4n}		41,97	Кут установки лопатки ЛД на виході
K_a		1,05	Коефіцієнт відставання швидкості в ЛД
α_4		34,66	Кут виходу потоку з ЛД
η_4		0,85	Політропний ККД на ділянці ЛД
		2,92	Комплекс
		1,92	Комплекс
t_4 , К	420	447,92	Температура повітря на виході з ЛД в першому наближенні
C_4 , м/с		68,05	Швидкість повітря на виході з лопаткового дифузору
T_4 , К		447,92	Температура повітря на виході з ЛД в другому наближенні
z_d	13,17,19,23,29,31,35	13	Число лопаток дифузору
z/z_d		1,77	Відношення числа лопаток робочого колеса до числа лопаток лопаточного дифузору
δ_3 , м		0,003	Товщина лопаті ЛД на вході
δ_4 , м		0,001	Товщина лопаті ЛД на виході
τ_3		0,908	Коефіцієнт захаращення на вході в ЛД
		0,986	Коефіцієнт захаращення на виході в ЛД
f		3,85	Дифузорність ЛД
α_{CP}		34,47	Середній кут установки лопатки в ЛД
δ		7,79	Кут розкриття еквівалентного дифузору
P_4 , Па		346819,62	Тиск потоку повітря на виході з ЛД
		0,049	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД
R_n , м		1,116	Радіус дуги середньої лінії лопатки ЛД
R_u , м		0,781	Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД
ρ_4 , кг/м ³		2,698	Густина повітря за ЛД

7. Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

ξ_5		0,2	Коефіцієнт втрат для завитки колової форми
A		0,50	Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості потоку повітря в завитці
$C_5, \text{ м/с}$		34,03	Швидкість потоку повітря на виході з завитки
		0,500	Перевірка умови постійної швидкості потоку повітря в завитці
Випадок змінної швидкості потоку повітря в завитці			
	0 соответствует режиму const; 1- режиму var	0,733	1
η_5		0,733	ККД завитки
		7,386	Комплекс показника політропи у завитці
$P_5, \text{ Па}$		356823,79	Тиск повітря за завиткою
		0,022	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з компресора
$T_5, \text{ К}$		449,65	Температура потоку повітря на виході з завитки
$f_5, \text{ м}^2$		0,1781	Площа завитки на виході
$D_5, \text{ м}$		0,4762	Діаметр виходу завитки

8. Розрахунок адіабатного ККД компресора, його потужності та обертів ротору

$\eta_{ад}$		0,851	Адіабатний ККД компресора
$\eta_{м}$	Обирається за довідником	0,970	Механічний ККД компресора
$N_K, \text{ кВт}$		66,80	Потужність приводу компресора
$n_{тк}, \text{ об/хв}$		31153	Частота обертів ротора турбокомпресора

Опис турбокомпресора

В основі конструкції лежить турбокомпресор, зображений на рис. 4.2, який було обрано як прототип. Розроблений турбокомпресор має позначення ТКР-20 і класифікується за типом турбіни, діаметром компресорного колеса та ступенем підвищення тиску. У ньому застосовано радіальну турбіну, а зовнішні діаметри турбінного і компресорного коліс збігаються.

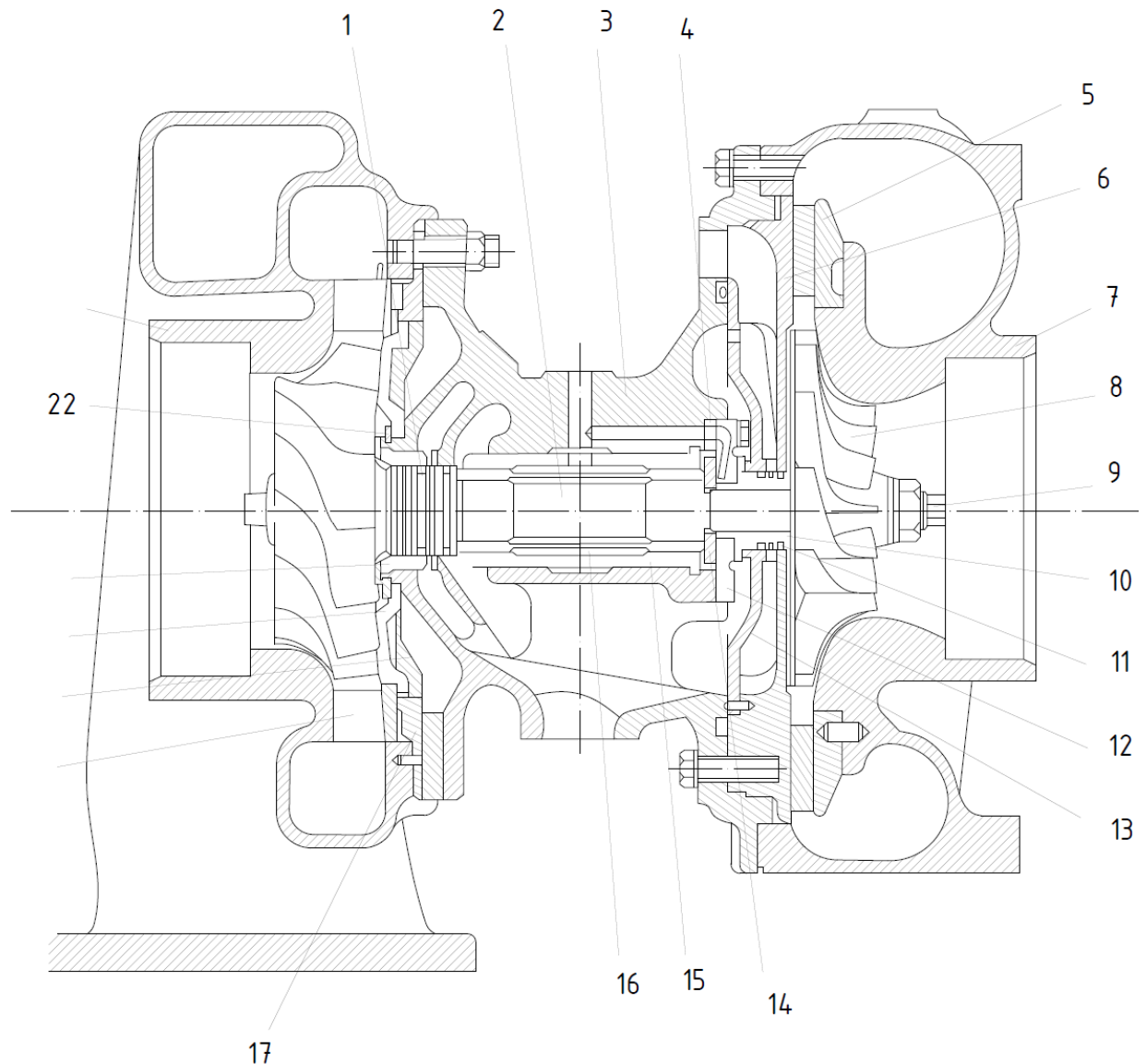


Рисунок 4.2 – Турбокомпресор

За загальною схемою компоновки цей турбокомпресор належить до машин із консольним розміщенням коліс. Його остов складається з трьох

корпусів: корпуса компресора, корпуса підшипників та корпуса турбіни, див. рис. 4.2.

Корпус компресора слугує для формування проточної частини, зокрема передньої ділянки каналу колеса, каналів безлопаткового та лопаткового дифузоров і повітрозбірної завитки. Деталі цього корпуса виготовлені з алюмінієвого сплаву АЛ5.

Корпус підшипників призначений для розміщення в ньому підшипників та з'єднання між корпусом турбіни й корпусом компресора.

Корпус турбіни формує робочий тракт турбіни, включно із зовнішньою оболонкою проточної частини. В ньому встановлено нерухомий сопловий апарат і газоприймальну завитку, до якої приєднують випускні трубопроводи двигуна. Виготовляється корпус турбіни з ливарної сталі.

Усі три корпуси (компресора, турбіни та підшипників) з'єднуються болтами через кругові розточки, що дає змогу точно центрувати осьові отвори відносно осі обертання ротора.

Ротор

Рухомою частиною турбокомпресора є ротор, що включає вал та приєднані до нього компресорне і турбінне колеса. Конструкція ротора жорстка, барабанного типу, виготовлена куванням із неіржавної сталі 2Х13, а сам ротор — суцільний (без порожнин усередині). З обох боків (з боку коліс компресора і турбіни) на роторі передбачено канавки для встановлення ущільнювальних кілець.

Складові ротора

Колесо компресора монтується на ротор із натягом: його підігрівають і насаджують на вал, додатково фіксуючи гайкою. Колесо напіввідкрите, з радіальними лопатками на виході (тип «радіальна зірка») і осьовим входом повітря; останній формується лопатками, що утворюють обертовий скеровувальний апарат. Матеріал колеса — алюмінієвий сплав АЛ4.

					КРБ.142.2227ст.24.08.00.ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Колесо турбіни осьового типу з'єднане з ротором зварюванням. Воно виконане литтям як нероз'ємна деталь (лопатки та диск). Через підвищену температуру газів перед турбіною рекомендовано замінити сталь EI69, раніше використану для лопаток, на жароміцні сплави типу EI437Б або ВЖ36ЛЗ.

Підшипники

Ротор спирається на два підшипники ковзання, розміщені у розточках корпуса підшипників. Вони мають двошарову конструкцію, що допомагає демпфувати високочастотні коливання ротора. Кожен підшипник — це циліндрична втулка з шістьма радіальними отворами, виготовлена з бронзи БрОФ 7-0,2 (ДЕСТ 10025-78). Осьове переміщення втулок унеможливорюють пружні стопорні кільця, встановлені з обох боків кожного підшипника з невеликим зазором.

Мастило подається у підшипники радіально через отвори в корпусі, а далі розподіляється по поверхні завдяки серповидним виточкам. Після змащування масло стікає у порожнину корпуса і відводиться через отвір у його нижній частині.

Упорний підшипник складається з упорної п'яти та гребневих виступів на двох втулках, насаджених на вал з боку колеса компресора. Упорна п'ята виконана у вигляді $\frac{3}{4}$ кола, щоб полегшити збирання, і має спеціальний рельєф у вигляді подушок зі скосами й отворами для подачі оливи. Крім того, у ній передбачено канавку для прийому мастила з магістралі та отвори під штифти при монтажі. П'ята утримується на своєму місці завдяки пружині та екрану ущільнення, які притискають її до корпуса підшипників із боку компресора. Гребеневі виступи втулок охоплюють п'яту з обох боків так, що зазор між ними трохи перевищує товщину п'яти, запобігаючи заклинюванню при тепловому розширенні. Така конструкція дає змогу підшипнику протидіяти осьовим зусиллям в обох напрямках.

Ущільнення

					КРБ.142.2227ст.24.08.00.ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У турбокомпресорі передбачено два контактних ущільнення у вигляді ущільнювальних кілець: одне з боку турбіни, інше — з боку компресора. Вони не дають змоги оливі з підшипників потрапляти до камер турбіни чи компресора. На невеликих турбокомпресорах додаткові кільця з кожного боку не застосовують, адже це суттєво знижує механічний ККД.

Система змащення

Масло надходить до підшипників із системи змащення двигуна через штуцер на корпусі підшипників. Далі воно рухається спеціальними каналами в корпусі і, відпрацювавши, стікає по стінках донизу, де його всмоктує циркуляційний насос.

					КРБ.142.2227ст.24.08.00.ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

Розрахунок систем двигуна типу 6ЧН 15,5/17

5.1 Паливна система

Паливна система двигуна паливом призначена для розміщення запасу палива на автомобілі, очистки, розпилення палива і рівномірного розподілу його по циліндрах відповідно до порядку роботи двигуна.

Схема паливної системи дизеля зображена на рис. 5.1.

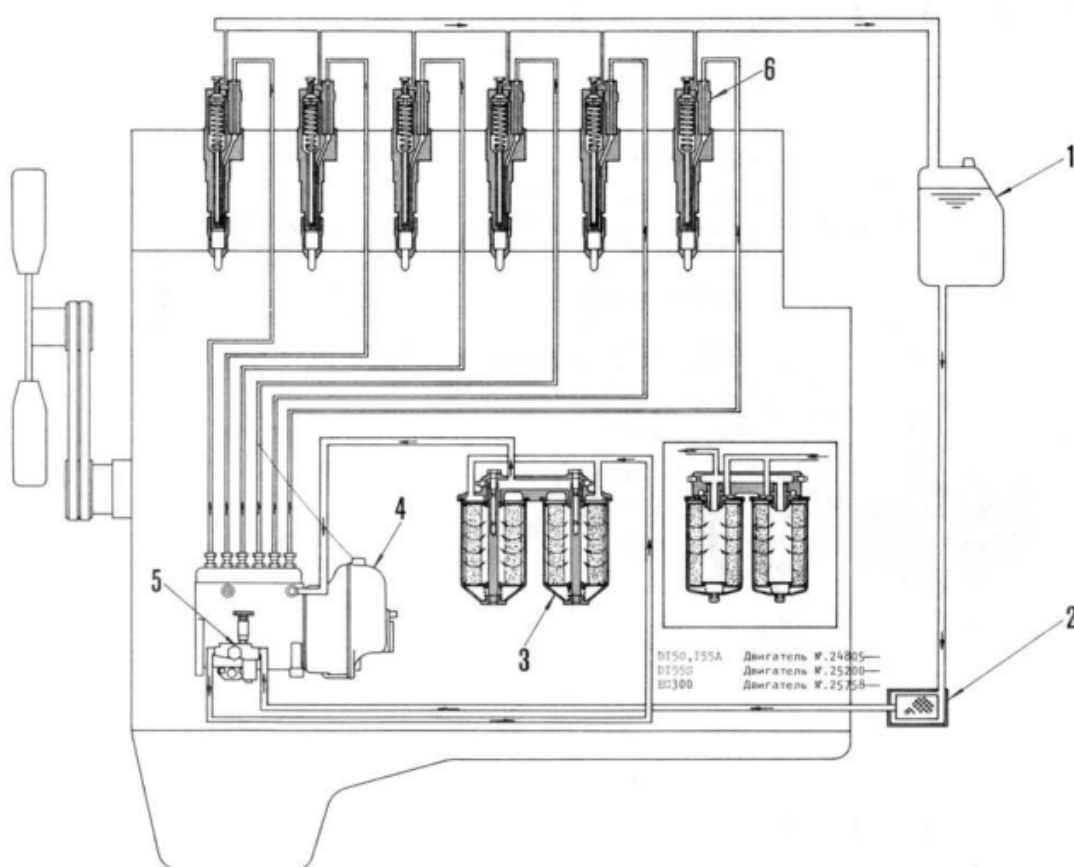


Рисунок 5.1 – Схема паливної системи дизеля

Паливна система складається з паливного насоса, форсунок, трубопроводів низького та високого тиску, повітроочисника, впускного і випускного колекторів, паливних фільтрів грубого і тонкого очищення, паливного бака, встановлюваного на тракторі (машині).

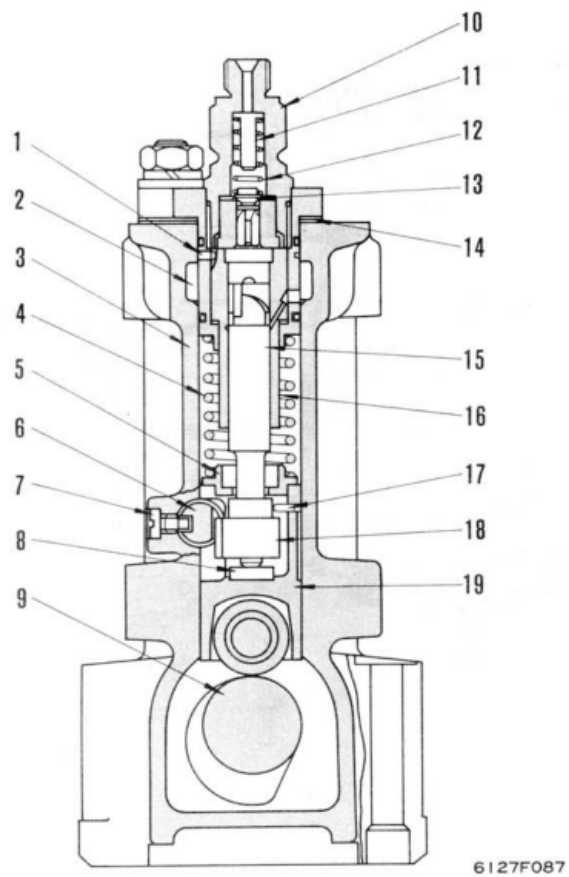


Рисунок 5.2 – ПНВТ VP44

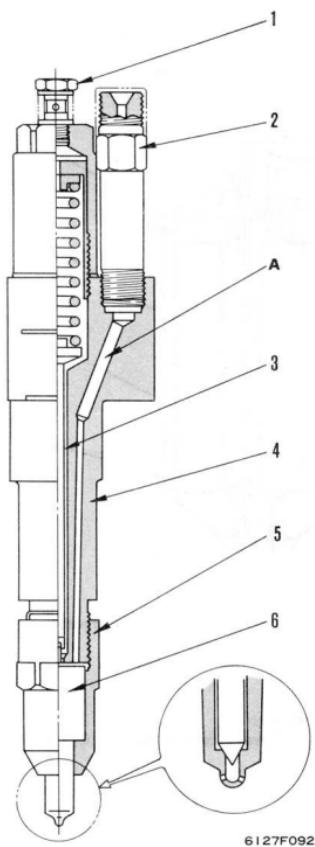


Рисунок 5.3 – Паливна форсунка

					КРБ.142.2227ст.24.08.00.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок паливної системи

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_n = 24 \cdot K_M \cdot g_e \cdot N_e$	2133,12
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,202
	Номинальна потужність двигуна, кВт	N_e	400
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_M = 1,1 \dots 1,2$	1,10
2	Місткість витратної цистерни, м ³	$V = \frac{G_n}{\rho_n} \cdot K_1 \cdot K_2$	2,69
	Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м ³	ρ_n	850,00
	Коефіцієнт захащення цистерни елементами конструкції	$K_1 = 1,01 \dots 1,05$	1,03
	Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни	$K_2 = 1,03 \dots 1,05$	1,04
3	Продуктивність паливопідкачуального насоса, м ³ /год	$W_{nn} = \frac{K_3 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_n}$	0,19
	Коефіцієнт запаса подачі палива	$K_3 = 1,5 \dots 2,0$	2,00
4	Потужність привода паливопідкачуального насоса, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{nn} \cdot K_4 \cdot p \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{nn}}$	0,05
	Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,50
	Коефіцієнт запаса потужності	$K_4 = 1,1 \dots 1,5$	1,30
	ККД поршневих паливопідкачувальних насосів	$\eta = 0,6 \dots 0,7$	0,70
5	Площа поверхонь фільтруючих елементів, м ²	$F_\phi = \frac{W_{nn}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{жн}}$	0,00
	Швидкість фільтрації, м/с	$v_m = 0,02 \dots 0,05$	0,04
	Коефіцієнт живого перетину	$K_{жн} = 0,2 \dots 0,3$	0,30
6	Пропускна здатність сепаратора, м ³ /год	$W_{сеп} = \frac{B_{дооб}}{\rho_n \cdot n \cdot \tau}$	0,11
	Добова витрата палива, кг/доб	$B_{дооб} = 24 \cdot g_e \cdot N_e$	1939,20
	Кількість сепараторів	$n = 1 \dots 4$	2
	Час роботи сепаратора, год	$\tau = 8 \dots 12$	10
7	Теплообмінна поверхня підігрівача палива в цистерні сепаратора, м ²	$F_m = \frac{W_{сеп} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{k \cdot \Delta t \cdot \eta_3}$	0,35
	Теплоємність палива, кДж/кг·К	C_m	1,90
	Температура палива, що поступає в сепаратора, °С	t_2	80,00
	Температура, при якій зберігається паливо, °С	t_1	40,00
	Коефіцієнт теплопередачі	k	500,00
	Коефіцієнт, що враховує забруднення підігрівача	η_3	0,70
	Середня різниця температур між насиченою парою і паливом, °С	$\Delta t = t_3 - \frac{t_2 + t_1}{2}$	60,00
	Температура насиченої пари, що поступає в підігрівач, °С	t_3	120,00
8	Потужність електричних підігрівачів, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{сеп} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{860 \cdot \eta_3}$	12,24
9	Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_r = 1 \dots 1,5 \cdot d_r$	16,80
		приймаємо	17,00
10	Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16,9 \cdot g_{\eta \max}^{0,303}$	11,50
		приймаємо	12,00
		$d_r = 35 + 0,04 \cdot (g_{\eta \max} - 10)$	
	Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{\eta \max} = 1,25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$	0,28
	Кількість циліндрів	i	6,00
	Частота обертання, об/хв	n	2000,00
	Коефіцієнт тактності	z	0,50

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227см.24.08.00.ПЗ

Аркуш

42

11	Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, мм	2 при $d_r < 10$ мм 2,5-2,6 при $d_r = 11...14$ мм 3 при $d_r = 15...20$ мм $3 + 0,218(d_r - 20)$ при $d_r > 20$ мм	1,26
		приймасмо	2,50
12	Діаметр одного соплового отвору, мм	0,25 при $D < 100$ мм 0,3 при $D = 105...200$ мм при $D = 205...250$ мм $+ 0,0012(D - 250)$ при $D > 250$ мм	0,29
		приймасмо	0,30
	Діаметр циліндра, мм	D	155,00
13	Кількість соплових отворів	$i_c = 4...8$	4,00
14	Довжина соплового отвору, мм	$l_c = (3...4) \cdot d_c$	1,20

5.2 Система змащення

Основне завдання системи змащування полягає в подачі мастила до поверхонь, що труться, аби зменшити сили тертя. Однак ця система також відводить тепло, що виникає під час тертя, і очищає поверхні тертя від металевих часток, нагару й інших забруднень. Крім того, масло часто використовується як охолоджувальна рідина для відведення тепла від нагрітих деталей, зокрема головки поршня. Це пояснює, чому поряд із терміном «система змащування» часто вживають і термін «масляна система»: перше означає основну функцію – змащування, а друге вказує на саму рідину, не уточнюючи її призначення.

Система змащення дизельного двигуна побудована за комбінованим принципом, коли частина деталей змащується оливою під тиском, а решта – шляхом розбризкування. Зокрема, підшипники колінчастого й розподільного валів, втулка проміжної шестерні, підшипник стрижня колінчастого вала компресора, коромисла приводу клапанів та підшипник валу турбокомпресора отримують масло від насоса під тиском. У той час гільзи, поршні, поршневі пальці, штанги, штовхачі, кулачки розподільного вала та привід паливного насоса змащуються розбризкуванням.

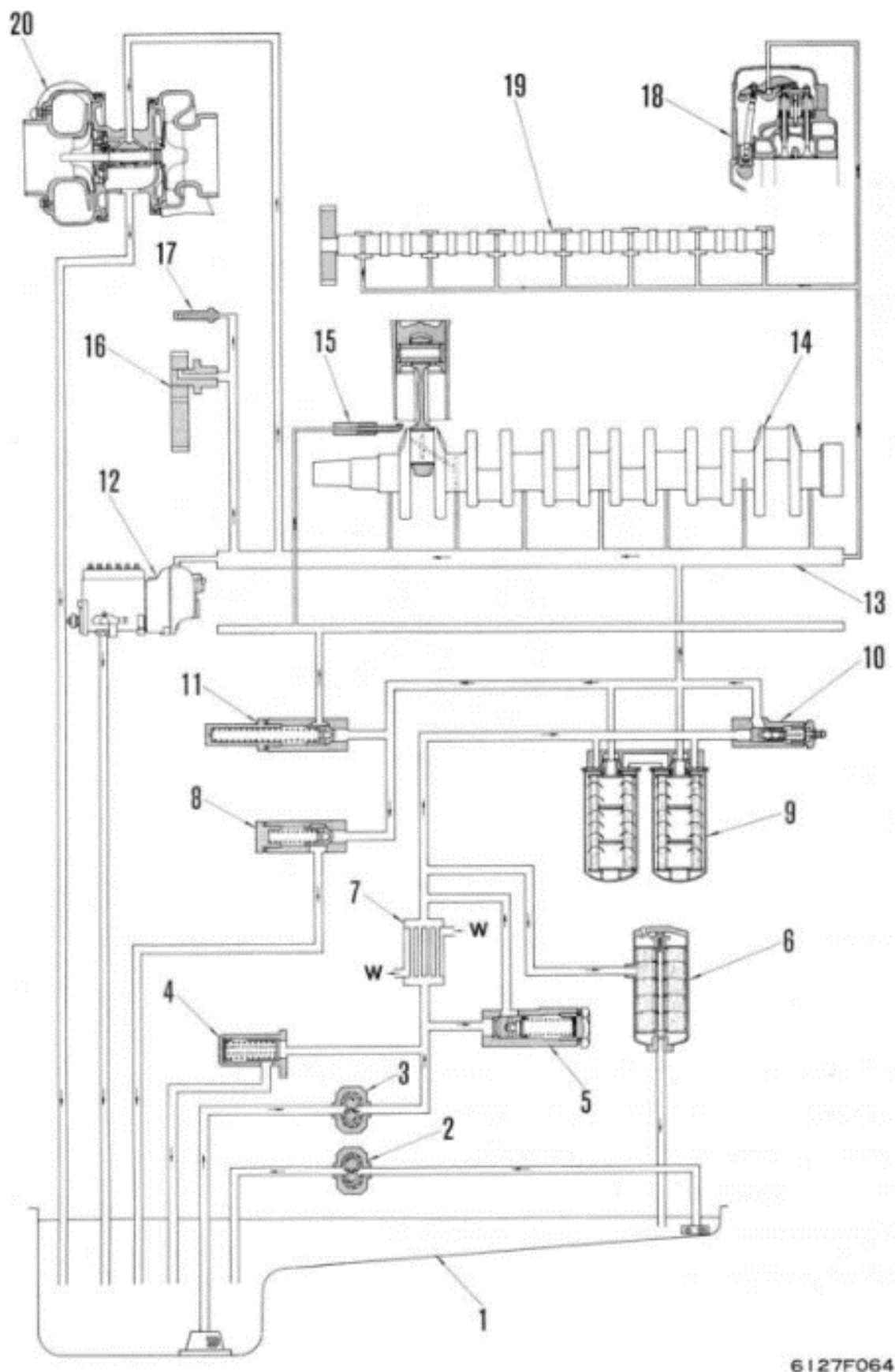


Рисунок 5.4 – Схема системи змащення

Масляний насос системи змащення – шестерневого типу, односекційний, кріпиться болтами до кришки першого корінного підшипника. Привід масляного насоса здійснюється від шестерні, встановленої на колінчастому валу. Схеми шестерневих насосів показана на рис. 5.5.

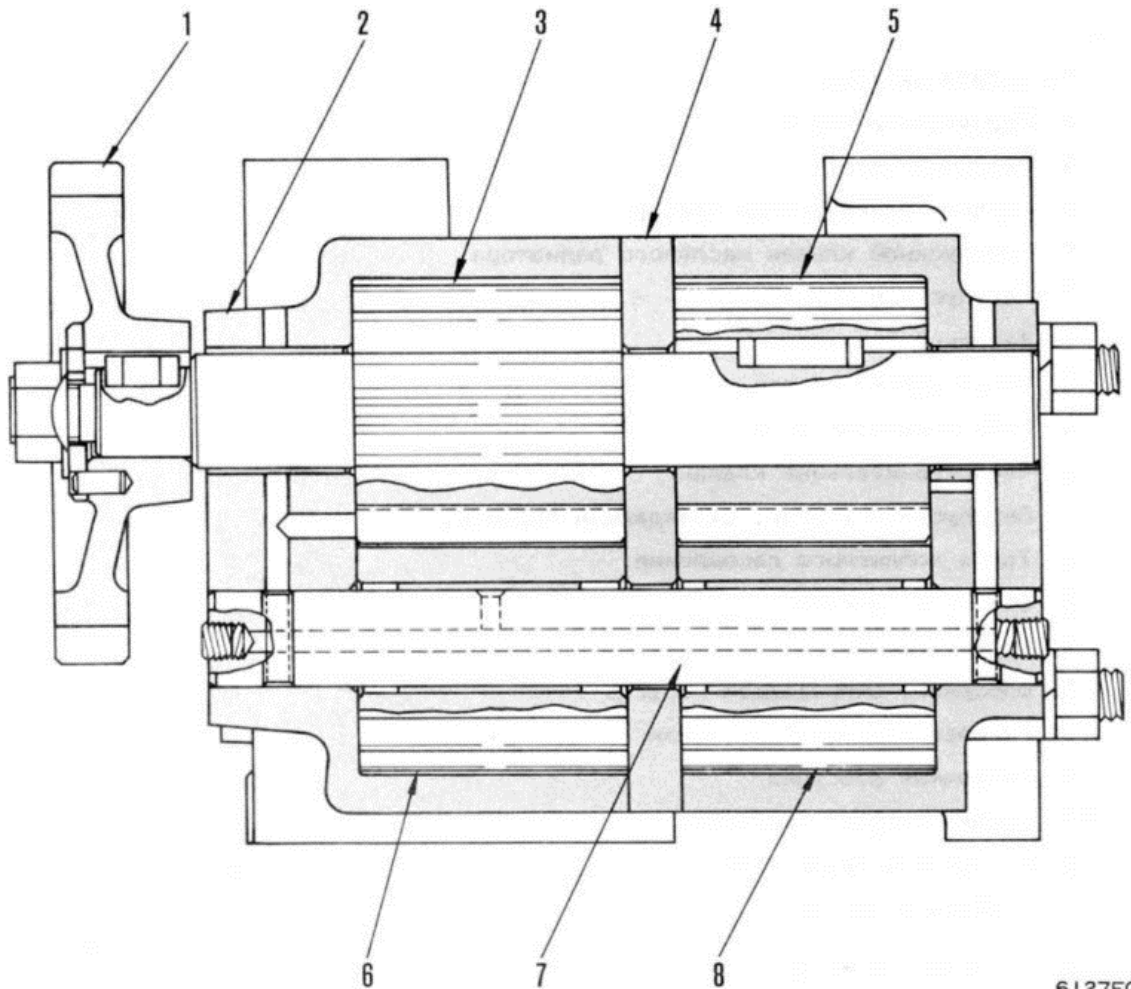


Рисунок 5.5 – Схема масляного насосу

При запуску двигуна на холодному маслі, коли опір його проходженню через рідинно-масляний теплообмінник перевищує $0,15 \dots 0,2$ МПа, відкривається перепускний клапан, і масло направляється в масляний фільтр, оминаючи теплообмінник. Якщо ж опір у масляному фільтрі досягає $0,13 \dots 0,17$ МПа, відкривається перепускний клапан фільтра, і масло без очищення надходить безпосередньо в масляну магістраль. Обидва перепускні клапани є нерегульованими.

Розрахунок системи змащення

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність масляного насоса, м ³ /год	$W_{MH} = K_v \frac{Q_M}{c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M}$	7,931
	Коефіцієнт запасу подачі	$K_v = 1,2 \dots 1,5$	1,2
	Питома теплоємність масла, кДж/(кг·К)	$c_M = 1,67 \dots 2,01$	2,000
	Щільність мастила, кг/м ³	ρ_M	870,0
	Різниця температур вихідного і вхідного масла в двигун, К	$\Delta t_M = 5 \dots 15$	15
	Кількість теплоти, яка відводиться з тертям, кДж/год	$Q_M = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{HP}$	172508,00
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,202
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	400,0
	Перепад температур масла, К	$\Delta t_n = 10 \dots 15$	15
	Доля теплоти, що сприймається маслом для охолодження поршнів	$\alpha_n = 0,05 \dots 0,1$	0,05
	Нижча теплота згорання палива, кДж/кг	Q_{HP}	42700
2	Продуктивність відкачуючого насоса, м ³ /год	$W_{MG} = (1,25 \dots 1,3) W_{MH}$	9,914
3	Ємність маслосбірної цистерни, м ³	$V_{My} = K_c \frac{W_{MG}}{z}$	0,26
	Коефіцієнт, який враховує мертвий запас масла та збільшення об'єму масла при його нагріві, м ³	$K_c = 1,2 \dots 1,3$	1,3
	Кратність циркуляції	$z = 10 \dots 30$ - МОД, СОД $= 40 \dots 60$ - ВОД	50
4	Об'єм сточної цистерни відпрацьованого масла, м ³	$V_{cm} = 0,6 \cdot V_{My}$	0,155
5	Об'єм витратної цистерни, м ³	$V_G = (1,1 \dots 1,5) \cdot V_{My}$	0,309
6	Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача, м ²	$F_M = \frac{Q_M}{3,6 \cdot k \cdot \Delta t}$	6,818
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	$k = 290 \dots 460$	460,0
	Температурний напір, К	Δt	55,0
7	Продуктивність масляного сепаратора, м ³ /год	$W_{MC} = \frac{m \cdot V_{My}}{t_c}$	0,10
	Кратність очистки масла	$m = 1,5 \dots 3,5$	3,0
	Час роботи сепаратора на добу, год	$t_c = 8 \dots 12$	8

5.3 Система охолодження

Система охолодження (рис. 5.7) закритого типу, з примусовою циркуляцією охолоджувальної рідини від відцентрового насоса.

					<i>КРБ.142.2227ст.24.08.00.ПЗ</i>	Аркуш
						46
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

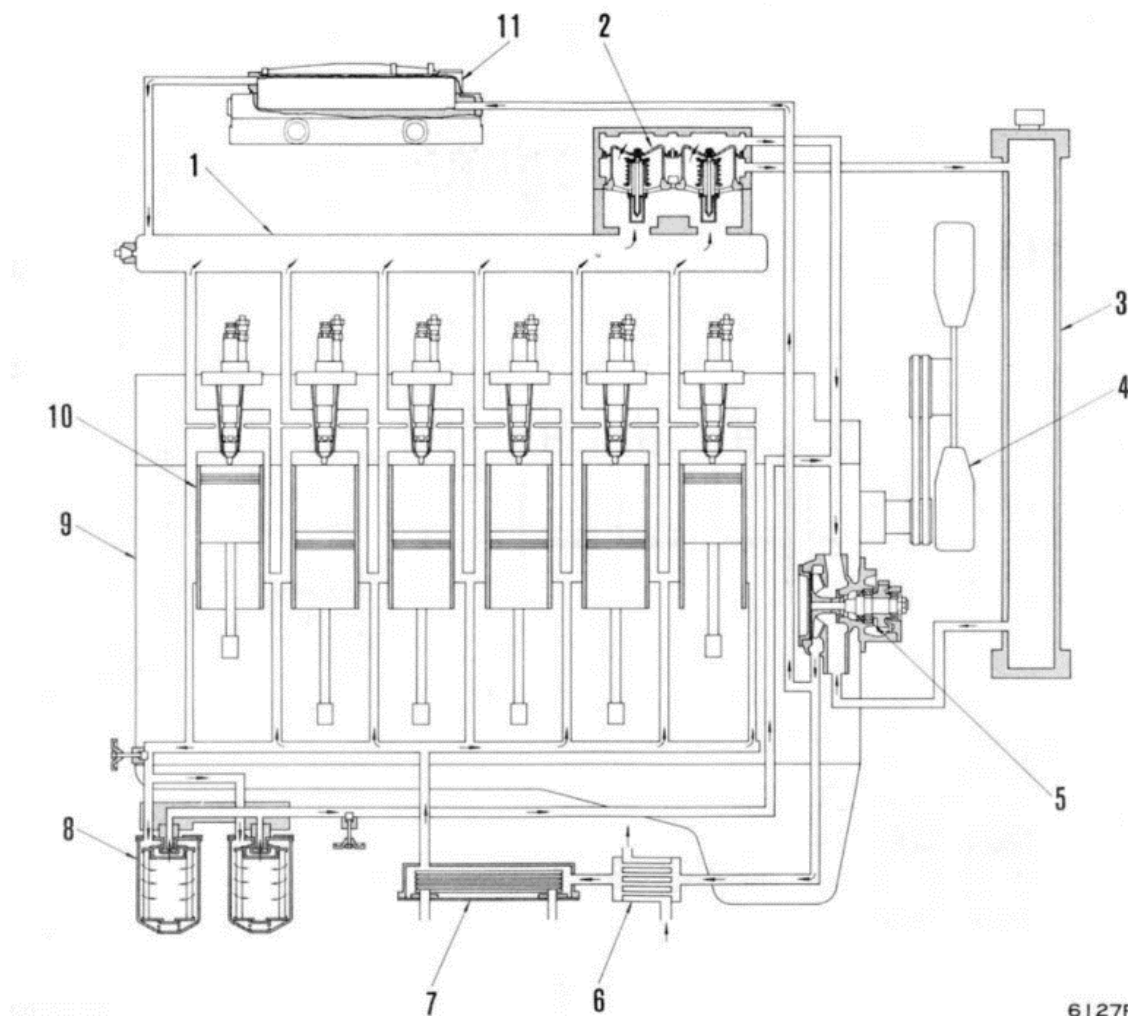


Рисунок 5.7 – Схема системи охолодження

Розрахунок системи охолодження

2	Потужність, яка споживається насосом внутрішнього контуру, м ³ /год	$N_{ек} = 0,272 \frac{W_{ек} \cdot H \cdot \rho_{не}}{\eta}$	1,792
	Напір насоса, м	H	40
	ККД насосу	η	0,75
3	Площа теплопередаючої поверхні водо-водяного охолоджувача, м ²	$F_o = \frac{Q_{ек}}{k \cdot \Delta t}$	2,59
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	k	5000
	Температурний напір, К	Δt	40,0
5	Ємність розширювального бака, м ³	$V_{pб} = (0,1 \dots 0,15) \frac{N_e}{1000}$	0,06

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227см.24.08.00.ПЗ

Аркуш

47

5.4 Система газообміну

Опис систем повітропостачання і газовідводу

Функціональна система повітропостачання в загальному випадку складається з таких підсистем: компресора, теплообмінників, колектора, повітроводів.

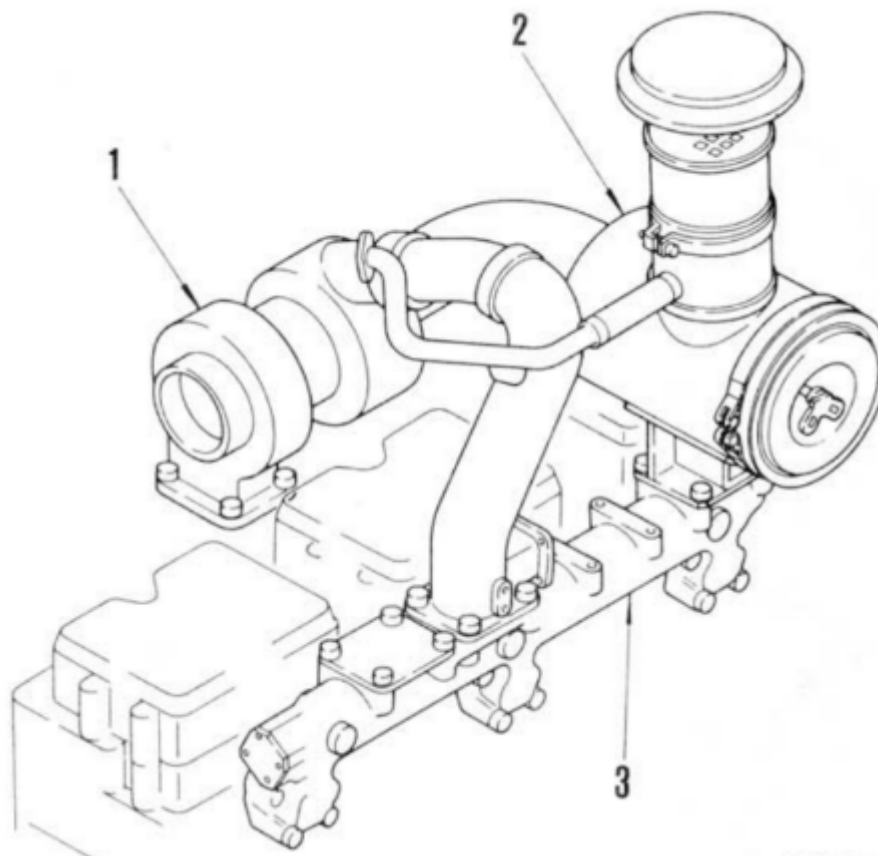


Рисунок 5.8 – Схема системи газообміну

Колектор служить для забезпечення рівномірної подачі повітря у всі циліндри двигуна.

Повітроводи призначені для транспортування повітря.

Розрахунок системи

№	Параметр	Формула	Значення
1	Площа перерізу газовипускного трубопроводу, м ²	$F_{en} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot (\alpha \cdot L_0 + 1) \cdot R \cdot T_{ez}}{3600 \cdot c_{ez} \cdot p_2}$	0,065
	Коефіцієнт надлишку повітря	α	2,130
	Допустима швидкість руху газів в трубопроводі, м/с	$c_{ez} = 30 \dots 45$ для 4х тактних $c_{ez} = 25 \dots 30$ для 2х тактних	45,000
	Допустимий тиск в трубопроводі, кПа	$p_2 = 30 \dots 40$	40,000
	Температура випускних газів, К	$T_{ez} = 573 \dots 773$	573,000
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,202
	Номинальна потужність двигуна, кВт	N_e	400,000
	Газова стала, кДж/кг·К	R	0,287
	Кількість повітря теоретична необхідна для згоряння 1 кг палива, кг/кг	L	14,300
2	Діаметр газовипускного трубопроводу, м	$d_{ez} = \sqrt{\frac{4F_{en}}{\pi}}$	0,287

РОЗДІЛ 6

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Забезпечення безпечних умов праці при технічному обслуговуванні та ремонті двигуна бульдозера є важливим фактором для запобігання травмам та аваріям. Для цього необхідно дотримуватись таких основних вимог.

Підготовка до роботи

Перед початком обслуговування двигуна бульдозера слід ознайомитися з інструкцією з експлуатації та охорони праці.

Перевірити наявність і справність індивідуальних засобів захисту: захисних окулярів, рукавичок, спецодягу, взуття з неслизькою підошвою та каски.

Зупинити двигун і переконатися, що він повністю охолов, щоб уникнути опіків.

Увімкнути стоянкове гальмо і заглушити двигун, встановивши захисні блокувальні пристрої від випадкового запуску.

Безпека при виконанні робіт

Забороняється виконувати обслуговування або ремонт двигуна під час його роботи.

Під час перевірки рівня масла або охолоджувальної рідини слід обережно відкривати кришки, щоб уникнути розбризкування гарячих рідин.

При використанні мастильних матеріалів уникати їх потрапляння на відкриті ділянки шкіри, слизові оболонки та в очі.

Використовувати лише справні інструменти, щоб запобігти травмам через ковзання чи несправність обладнання.

Підйомні роботи

Якщо необхідно підняти важкі вузли або агрегати двигуна, використовувати тільки справне підйомне обладнання.

					<i>КРБ.142.2227ст.24.08.00.ПЗ</i>	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Застосовувати надійні засоби фіксації, щоб уникнути падіння або зміщення вантажу.

Вентиляція і пожежна безпека

Забезпечити належну вентиляцію в приміщенні або робочій зоні для уникнення накопичення токсичних газів і парів палива.

Паливні та мастильні матеріали повинні зберігатися в спеціально відведених місцях із засобами пожежогасіння поблизу.

Мати на робочому місці вогнегасник та знати порядок його використання.

Запобігання ураженню електричним струмом

Перед проведенням робіт з електричною системою двигуна знеструмити обладнання.

Перевірити стан електропроводки та контакти на відсутність оголених ділянок або пошкоджень.

Поводження з токсичними речовинами

У процесі обслуговування можливий контакт із відпрацьованим маслом, охолоджувальними рідинами та вихлопними газами, що містять токсичні речовини. Для мінімізації їх впливу необхідно використовувати захисні засоби та забезпечувати провітрювання робочої зони.

Прибирання робочого місця

Після завершення робіт очистити робочу зону від пролитих рідин та забруднень. Відпрацьовані масла та інші відходи утилізувати відповідно до встановлених норм екологічної безпеки.

Дотримання зазначених вимог охорони праці дозволяє уникнути виробничого травматизму, зберегти здоров'я працівників і забезпечити безпечну експлуатацію бульдозерного обладнання.

					<i>КРБ.142.2227ст.24.08.00.ПЗ</i>	Аркуш
						51
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В даній роботі розглянуто двигун типу 6ЧН 15,5/17 (Komatsu 6SD155) та можливий варіант модернізації турбокомпресора, який встановлюється на бульдозері.

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

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

В розділі «Забезпечення вимог охорони праці» були розглянуті основні небезпечні ситуації при виробленні двигуна і його експлуатації і приведені відповідні інструкції для уникнення небезпечних ситуацій.

На основі всіх даних і розрахунків були виконані креслення: поперечний розріз двигуна, турбокомпресор, індикаторна діаграма і діаграми динаміки і схема системи охолодження.

					<i>КРБ.142.2227ст.24.08.00.ПЗ</i>	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.
2. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах / за редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф Шеховцова. Харків: Видавн. центр НТУ "ХПІ", 2004. Т. 1: Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. 493 с.
3. Challen B., Baranescu R. Diesel Engine Reference Book. Second edition Butter-worth-Heinemann, 1999. – 675 p.
4. Lakshminarayanan P. A., Avinash Kumar Agarwal. Design and Development of Heavy Duty Diesel Engines. Springer, 2020. – 912 p10. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.
5. Транспортні енергетичні установки : навч. посіб. / О. М. Артюх та ін. Запо-ріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 264 с.
6. Grieshabe, H., Raatz, T. (2014). Basic principles of the diesel engine. In: Reif, K. (eds) Diesel Engine Management. Bosch Professional Automotive Information. Springer Vieweg, Wiesbaden. https://doi.org/10.1007/978-3-658-03981-3_3.
7. Bennett S. Modern Diesel Technology: Light Duty Diesels. New York: Delmar, 2012. – 412 p.
8. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. – 332 с.

					КРБ.142.2227см.24.08.00.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		