

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.

« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 12,6/13
(WEICHAИ WD615)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Здобувач освіти

А. Ю. Проскурін

Д. О. Хахно

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

« » 20 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Хахно Дмитро Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок автомобільного двигуна типу 6ЧН 12,6/13 (WEICHAI WD615)

2. Керівник роботи _____, *к.т.н., доц. Проскурін А. Ю.*,
(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 12,6/13 (WEICHAИ WD615),
потужність двигуна – 138 кВт; частота обертання колінчатого валу – 1500 хв⁻¹;
паливо – дизельне

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна 6ЧН 12,6/13; Розрахунок робочого циклу та динамічних зусиль двигуна 6ЧН 12,6/13; Розробка турбокомпресора для двигуна 6ЧН 12,6/13; Забезпечення вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна 6ЧН 12,6/13; Індикаторна діаграма та діаграми
динаміки; Турбокомпресор

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		

Здобувач освіти

Керівник роботи

_____	_____
(підпис)	/Д. О. Хахно/ (прізвище та ініціали)
_____	_____
(підпис)	/А. Ю. Проскурін/ (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку автомобільного дизельного двигуна 6ЧН 12,6/13, потужністю 138 кВт та 1500 хв⁻¹.

В роботі виконані розрахунки робочого циклу двигуна, динамічних навантажень, а спроектований турбокомпресор. Запропоновані заходи щодо забезпечення охорони праці при обслуговуванні турбокомпресора.

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 49 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 8 джерел. Графічна частина представлена на 3 кресленнях формату А1.

Ключові слова: автомобільний двигун, наддув, повітропостачання, турбокомпресор.

The qualification work presents the results of calculations for the automotive diesel engine 6ЧН 12,6/13 with a power of 138 kW and 1500 rpm.

The work includes calculations of the engine operating cycle, dynamic loads, and turbocharger. Measures to ensure occupational safety of turbocharger are proposed.

The qualification work is written in Ukrainian and consists of 49 pages of calculations and explanatory notes. Eight sources are used. The graphic part is presented in three A1 format drawings.

Key words: automotive engine, supercharging, air supply, turbocharger.

					КРБ.142.4227см.25.21.00.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Опис конструкції двигуна 6ЧН 12,6/13.....	6
Розділ 2. Розрахунок робочого циклу та динамічних зусиль двигуна 6ЧН 12,6/13.....	15
Розділ 3. Розробка турбокомпресора.....	28
Розділ 4. Забезпечення вимог охорони праці.....	38
Висновки.....	45
Список використаної літератури.....	46
Додаток А. Поперечний переріз двигуна 6ЧН 12,6/13.....	47
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....	48
Додаток В. Турбокомпресор.....	49

ВСТУП

Автомобільні дизельні двигуни залишаються основою енергетичних установок важкої транспортної техніки, зокрема вантажних автомобілів, автобусів, будівельної та сільськогосподарської техніки. У зв'язку з постійним зростанням вимог до економічності, надійності, ресурсу та екологічних характеристик силових агрегатів, актуальним завданням є удосконалення технічних параметрів дизельних двигунів шляхом інженерного аналізу, оптимізації конструкцій та режимів роботи [1].

Одним із широко використовуваних у практиці зразків є дизельний двигун типу 6ЧН 12,6/13 (комерційна назва – WEICHAİ WD615), який відзначається високою потужністю, порівняно невеликими габаритами, адаптованістю до роботи в складних умовах та ефективною паливною системою. Двигун належить до шестициліндрових чотиритактних агрегатів із турбонаддувом і рідинним охолодженням, що широко застосовуються в автотранспорті великої вантажопідйомності.

Метою даної дипломної роботи є проведення технічного розрахунку дизельного двигуна типу 6ЧН 12,6/13 (WEICHAİ WD615) з урахуванням сучасних вимог до паливної ефективності, потужності, ресурсу та екологічних показників. У процесі роботи виконується аналіз основних геометричних, термодинамічних та динамічних параметрів двигуна, визначаються його індикаторні та ефективні характеристики, оцінюються навантаження на вузли кривошипно-шатунного механізму.

Об'єктом дослідження є автомобільний дизельний двигун типу 6ЧН 12,6/13 моделі WEICHAİ WD615.

Предметом дослідження виступають процеси, що відбуваються в циліндро-поршневій групі та кривошипно-шатунному механізмі під час роботи двигуна, а також методи інженерного розрахунку його основних конструктивних і експлуатаційних параметрів.

					КРБ.142.4227см.25.21.00.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Результати дослідження можуть бути використані для вдосконалення конструкцій подібних двигунів, оптимізації режимів їх роботи, а також у навчальному процесі при підготовці фахівців у галузі автомобільного і енергетичного машинобудування.

					<i>КРБ.142.4227см.25.21.00.ПЗ</i>	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН 12,6/13

Високообертовий дизельний двигун серії 6ЧН 12,6/13 (WD615) виготовляється в Китаї. Він характеризується компактною конструкцією (рис. 1.1 – 1.4), надійною роботою, відмінною потужністю, економічністю та технічними характеристиками, швидким запуском, простотою експлуатації та легким обслуговуванням. Зокрема, передові технології щодо викидів не тільки відповідають вимогам норм викидів EURO I (тобто вимогам китайського стандарту викидів стадії А), але й відповідають стандарту викидів EURO II (тобто вимогам державного стандарту викидів стадії В). Він є ідеальним джерелом енергії для важких транспортних засобів, будівельної техніки, енергогенеруючого обладнання, риболовних суден та швидкісних катерів [2].

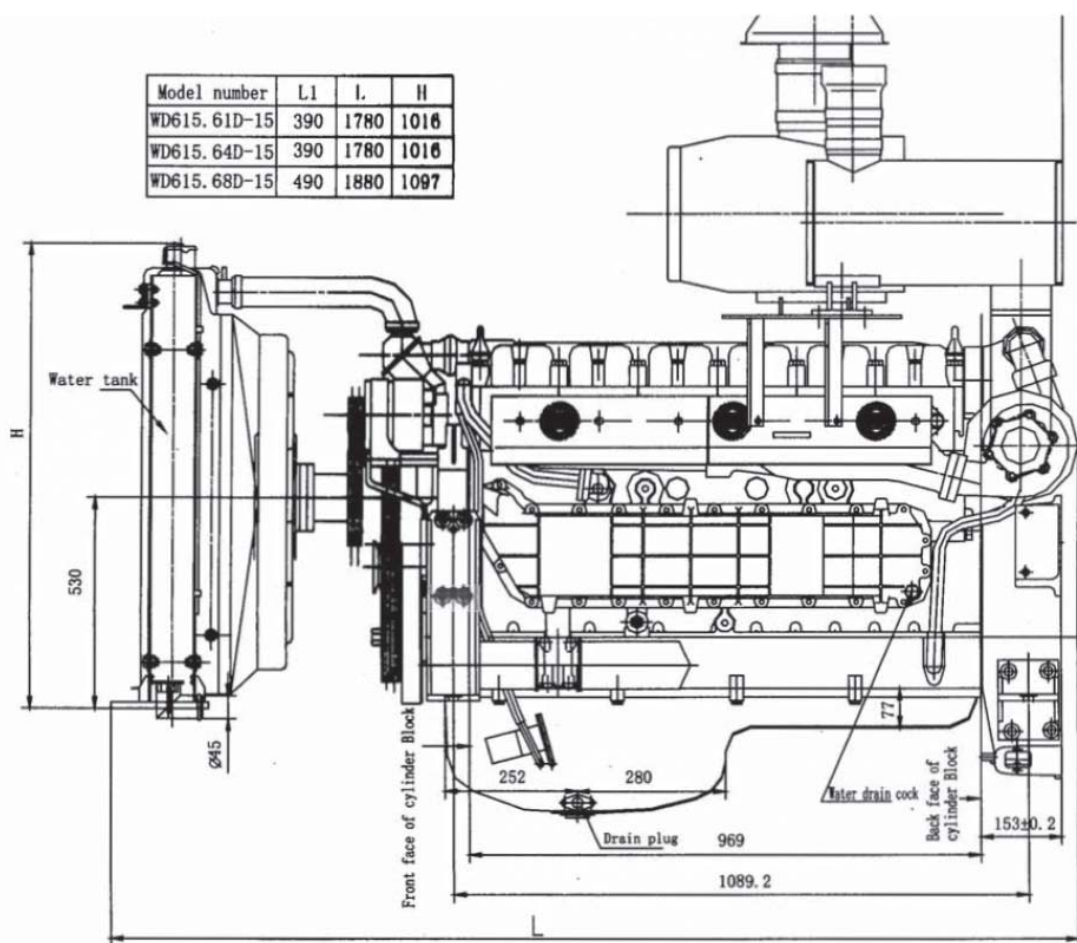


Рисунок 1.1 – Загальний вид двигуна 6ЧН 12,6/13 (вид справа)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.21.00.ПЗ

Аркуш

6

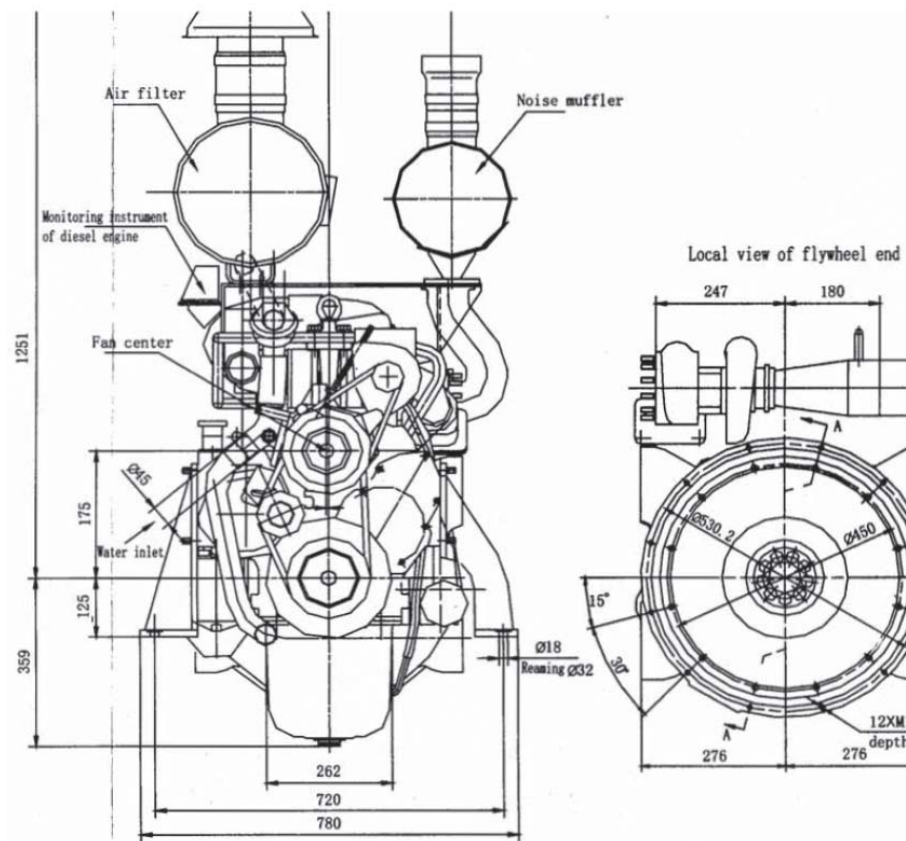


Рисунок 1.2 – Загальний вид двигуна 6ЧН 12,6/13 (вид спереду)

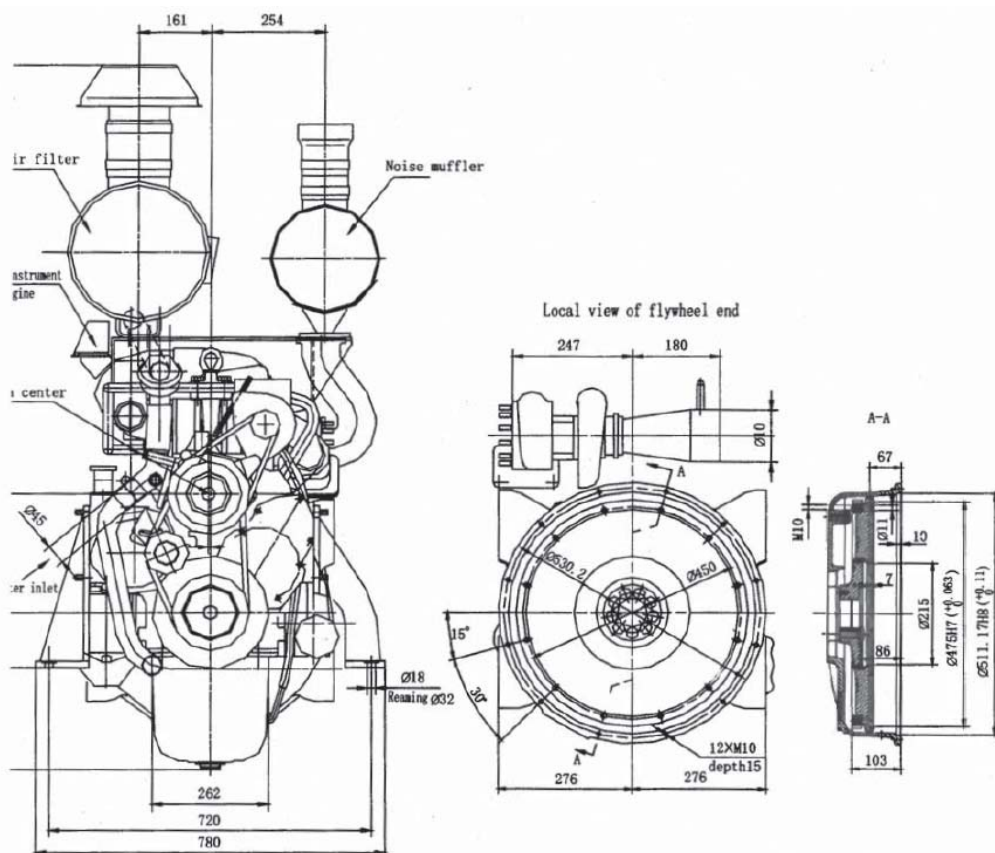


Рисунок 1.3 – Загальний вид двигуна 6ЧН 12,6/13 (вид ззаду)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.21.00.ПЗ

Аркуш

7

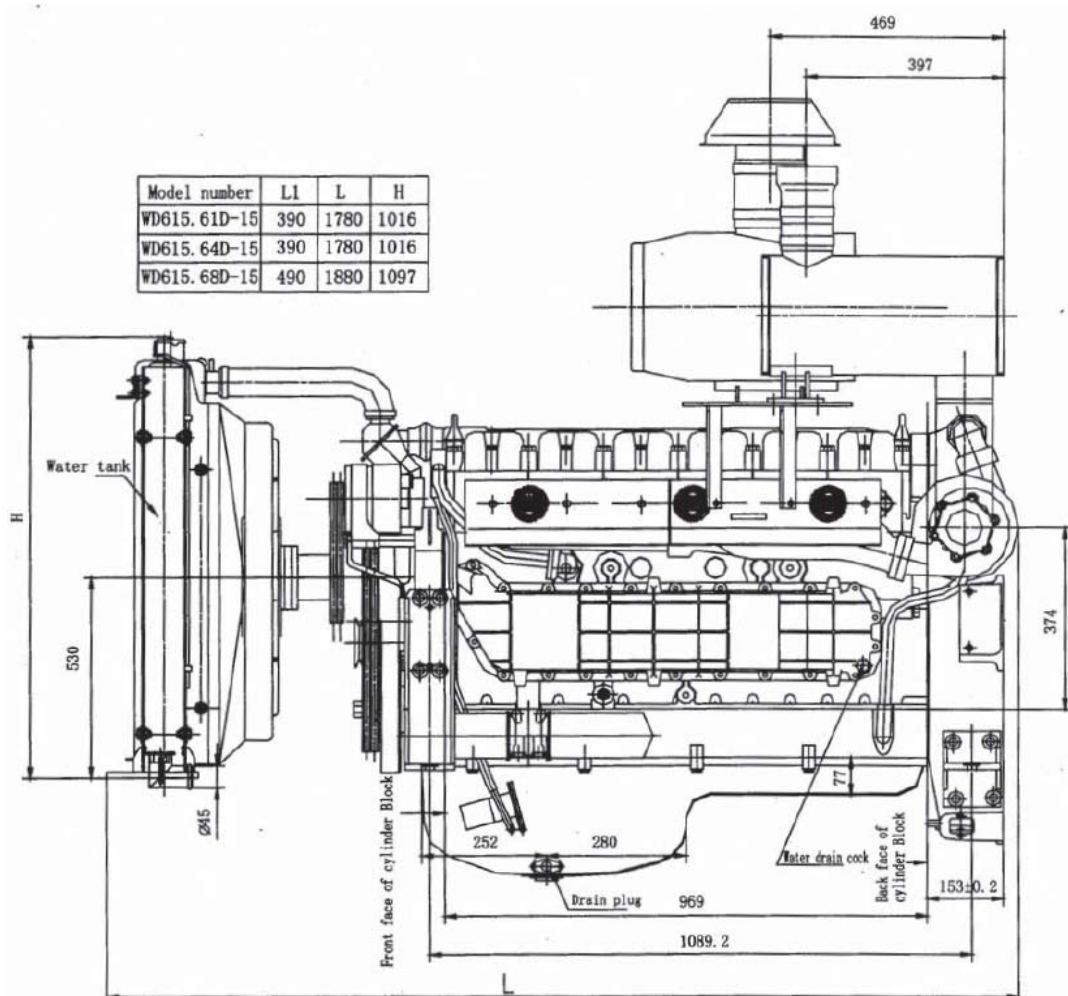


Рисунок 1.4 – Загальний вид двигуна 6ЧН 12,6/13 (вид зліва)

Дизельний двигун 6ЧН 12,6/13 характеризується компактною конструкцією, хорошою жорсткістю, надійною роботою, тривалим терміном служби, високою продуктивністю та економічністю.

Характеристики конструкції можна підсумувати наступним чином:

- один циліндр і одна головка, надійна робота і зручне зняття;
- прихований масляний охолоджувач, безпечний і надійний;
- задній нагнітач, компактне розташування, менші відмінності в розмірах між моделями цієї серії;
- 6 циліндрів і рядне розташування для всієї серії, висока універсальність;
- повний комплект, зручний для споживчого застосування.

Корпус двигуна та картер

Корпус двигуна та картер виготовлені з високоміцного сірого чавуну, розділеного на дві частини горизонтальною віссю колінчастого вала. Верхня частина – це корпус двигуна, а нижня – картер. Між корпусом двигуна та картером немає прокладки. На цілісну поверхню з'єднання наносять герметик (LOCTITE 510). Після з'єднання корпусу двигуна і картера 14 болтів головного підшипника M18 затягуються відповідно до вимог. Потім затягуються 24 болта з головкою під ключ M8. Висока жорсткість цілісного корпусу двигуна сприяє надійності та терміну служби цілісного двигуна. На корпусі двигуна є сім головних підшипників однакової ширини. Опорна пластина розміщена з двох боків другої опори головного підшипника. На корпусі двигуна застосовується суха конструкція гільзи циліндра. Між гільзою циліндра і отвором корпусу двигуна є перехідне з'єднання. Тонкостінна гільза циліндра, товщина стінки якої становить лише 2 мм, виготовлена з зносостійкого високобористого або мідно-бористого чавуну. Внутрішня поверхня гільзи циліндра має спеціальний плоский сітчастий малюнок, що добре впливає на швидкість обкатки та зносостійкість. Передня частина корпусу двигуна з'єднана з камерою розподільного механізму, а задня частина – з корпусом маховика. У правій частині корпусу двигуна розташований прохідний головний масляний канал. Допоміжний масляний канал розташований у лівій частині (непрохідний). Він подає масло до шести масляних форсунок, які ефективно охолоджують поршень. 6-кулачковий підшипник розташований у внутрішній правій частині корпусу двигуна. З правого боку корпусу двигуна розташована водяна камера, закріплена з масляним охолоджувачем двигуна. 6 каналів, розташованих у нижній частині камери, є вхідними отворами, через які охолоджена вода надходить у водяний сендвіч циліндрового блоку корпусу двигуна. У нижній частині корпусу двигуна (у картері) є поверхня з'єднання (рис. 1.5) для кріплення масляного фільтра. Масляний фільтр притискається 4 болтами M8. Стикувальна поверхня повинна бути покрита герметиком (LOCTITE 510).

					КРБ.142.4227см.25.21.00.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

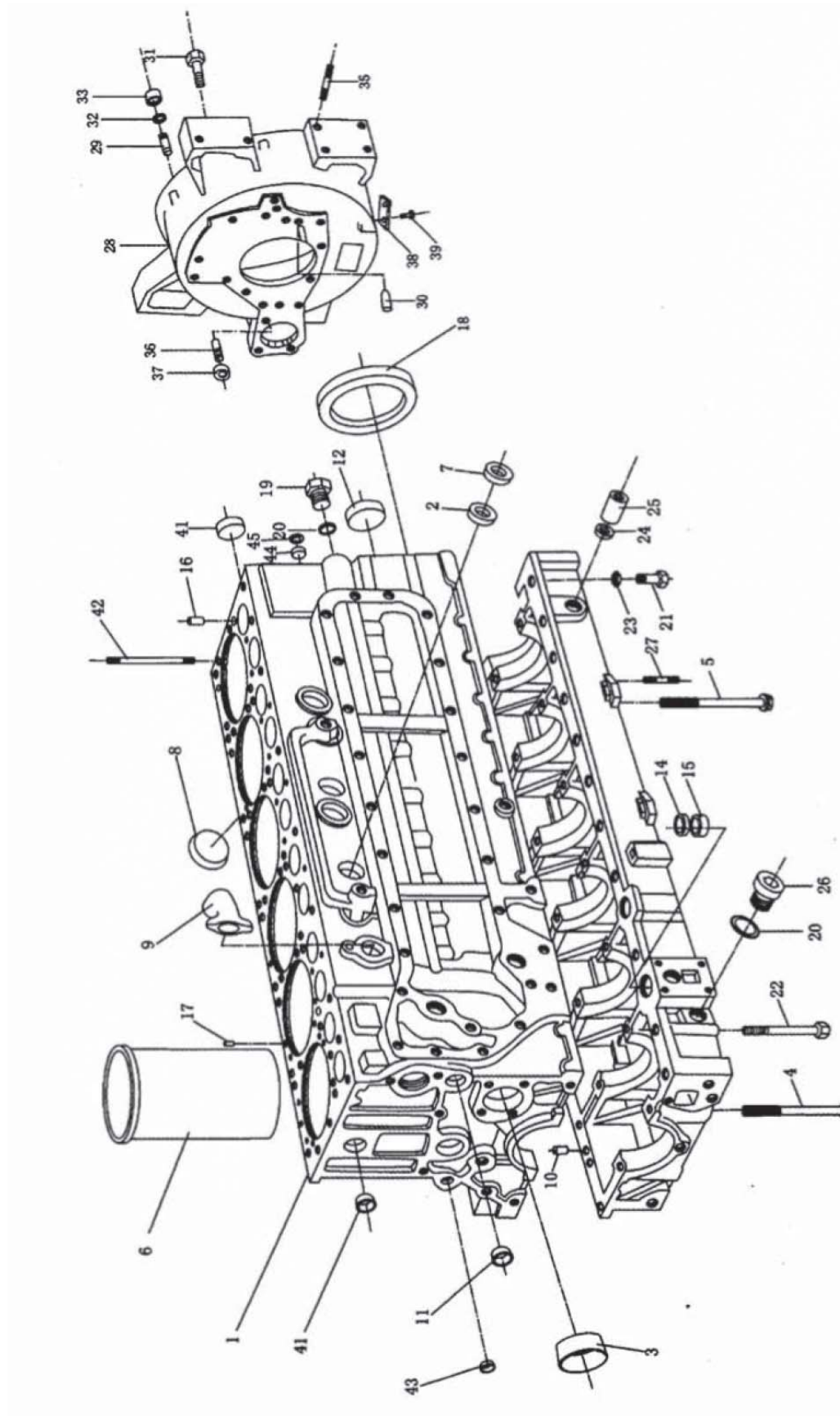


Рисунок 1.5 – Корпус двигуна та картер

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.21.00.ПЗ

Аркуш

10

У середній лівій частині корпусу двигуна розташована стикувальна поверхня для кріплення опори паливного насоса. Після встановлення опори на ній кріпиться паливний насос.

Колінчастий вал виготовлений зі сталі методом штампування та виготовлений з високоякісної сталі. Колінчастий вал має 12 противаг. Основний підшипник колінчастого вала становить 100 мм, підшипник шатуна становить 82 мм, а ширина кожного підшипника становить 46 мм. Колінчастий вал, оброблений методом азотування, має хорошу втомну міцність та зносостійкість [3].

Фланець 2 розташовується в передній частині колінчастого вала (рис. 1.6). Зовнішнє коло фланця оснащено масляним ущільненням колінчастого вала. Вісім отворів для гвинтів M10 у фланці використовуються для з'єднання амортизатора та ремінного шківа. Під час монтажу шестерню колінчастого вала слід нагріти до 180 °С. Для монтажу колінчастого вала фланець слід нагріти до 290 °С, а потім встановити колінчастий вал.

Ущільнення в передній частині колінчастого вала встановлюється за допомогою гумового масляного ущільнення, закріпленого каркасом 95x15x12. Заднє масляне ущільнення — це гумове масляне ущільнення з каркасом 115x140x12.

Амортизатор колінчастого вала

Використовується силіконовий масляний амортизатор, який має надійні характеристики та забезпечує хороший ефект.

Маховик

Кількість зубців шестерні становить 136.

Поршень виготовлений з Mahler 124 Birmasil. На першу кільцеву канавку встановлено чавунне вставне кільце. Для забезпечення хорошої адгезійної міцності та теплопередачі необхідна відмінна цементація з корпусом поршня. Є два компресійних кільця та одне маслоз'ємне кільце. Перше – подвійне трапецієподібне кільце з вирізом у верхній частині. Його робоча поверхня

					КРБ.142.4227см.25.21.00.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

покрита молібденом, що сприяє припрацюванню, напрузі та запобігає зношуванню. Друге – хромоване кільце з конічною поверхнею, висота якого становить 3 мм. Зазор між кільцем і канавкою становить 0,07...0,102 мм. Третє – опорне пружинне чавунне масляне кільце, висота якого становить 4 мм. Кільце має подвійне хромоване лезо. Зазор між масляним кільцем і канавкою кільця становить 0,05...0,085 мм. Діаметр отвору для поршневого пальця становить 50 мм. З метою поліпшення розподілу напруги на опорі поршневого пальця до опори додано декомпресійну канавку, а на поршневій спідниці нанесено складні формовані лінії. Ці методи гарантують хороший контакт між поршнем і гільзою циліндра. Графітовий шар товщиною 0,01 мм, нанесений на поверхню спідниці, забезпечує хорошу протизносну функцію.

Камери згоряння різних типів двигунів мають різні розміри. Зазор ущільнення поршня становить 1 мм після його фіксації в циліндрі. Щоб відповідати вимогам до посилення дизельного двигуна, отвори для форсунок мають різні розміри. Різниця в масі поршнів однієї групи повинна бути в межах 10 г.

Поршневий палець має круглу форму діаметром 50 мм. Його зовнішня та внутрішня поверхні піддаються цементації та гартуванню. Твердість поверхні становить 57...65 HRC.

Шатун

Шатун виготовлений методом штампування. Довжина шатуна становить 219 мм, ширина великого кінця – 46 мм, а ширина малого кінця – 41 мм. Кут скосу великого кінця становить 45°; застосовується 60° зигзагоподібне розташування. Для з'єднання використовуються два болти М14 х 1,5. Болти шатуна затягуються відповідно до вимог щодо кута затягування. Клас міцності болта шатуна становить 12.9, а матеріал – 42CrMo. Для болта шатуна застосовується метод перевірки кута затягування.

					КРБ.142.4227см.25.21.00.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

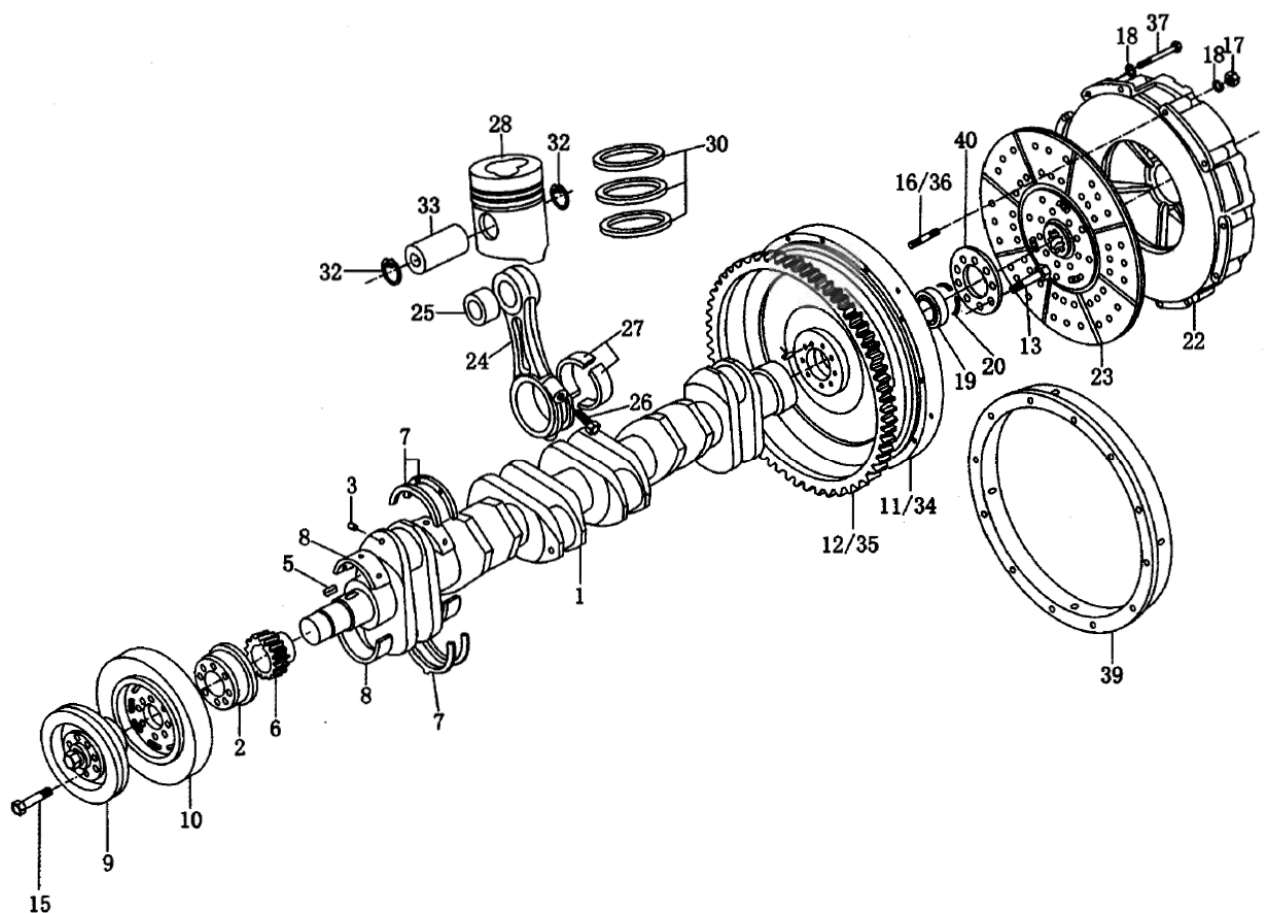


Рисунок 1.6 – Кривошипно-шатунний механізм:

1 – колінчастий вал, 2 – фланець, 3 – циліндричний штифт, 4 – циліндричний штифт, 5 – шпонка (плоска), 6 – шестерня колінчастого вала, 7 – упорна шайба, 8 – вкладиш головного підшипника, 9 – шків ремінного приводу, 10 – амортизатор, 11 – маховик, 12 – зубчастий вінець, 13 – болт маховика, 15 – шестигранний болт, 16 – шпилька, 19 – роликовий підшипник, 20 – стопорне кільце, 24 – шатун, 25 – втулка шатуна, 26 – болт шатуна, 27 – вкладиш шатунного підшипника, 28 – поршень, 30 – поршневе кільце, 32 – стопорне кільце, 33 – поршневий палець, 34 – маховик, 35 – зубчастий вінець, 39 – проміжний фланець.

Втулка малого кінця шатуна обгорнута сталеву підкладкою з металу. Її товщина становить 2,5 мм. А його мастильна канавка має Т-подібну форму з великою поверхнею, що витримує тиск. Різниця в масі в одній групі шатунів під час монтажу повинна бути в межах 29 г.

Вкладиш шатуна

Вкладиш шатуна – це сталевий вкладиш з нерівномірною товщиною. Сплав вкладиша вала – сплав Сіблі. Раніше використовувався сплав з низьким вмістом олова. На поверхню нанесено трикомпонентне сплавне покриття.

Футеровка головного вала

Футеровка головного вала – це сталеві футеровка вала з рівномірною товщиною. Сплав футеровки вала – високоолов'яний сплав. Його твердість становить HV30...40. Сім футеровок головного вала мають однакову ширину і є універсальними.

Опорний лист

Опорний лист виготовлений зі сталеву низькоолов'яного сплаву. Його твердість становить HV35 ~45.

Головка циліндра виготовлена з литого сплаву чавуну і має одну головку на один циліндр (рис. 1.7).

Впускний клапан і випускний клапан розташовані на головці циліндра. Впускні та випускні канали розподілені по двох сторонах. Відповідно до вимог системи прямого впорскування палива, впускний канал утворює певний кут. Тому на головці циліндра встановлена мідна втулка паливної форсунки, яка покращує тепловіддачу та сприяє підвищенню надійності роботи форсунки. Охолоджуюча вода проходить через водяну камеру в тепловому просторі носового моста циліндра після того, як вона потрапляє в головку циліндра. Потім вона потрапляє у вихідну трубу для води через мідну втулку паливного інжектора. Оскільки канал для охолоджуючої води спроектований раціонально і має хороший охолоджувальний ефект, він може піддаватися випробуванням на вплив холоду і тепла, а також гарантує безпеку і надійність.

					<i>КРБ.142.4227см.25.21.00.ПЗ</i>	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Загальна висота головки циліндра становить 125 мм. Зовні носового моста впускного та випускного клапанів фрезерується кавето-отвір глибиною 1,5 мм для запобігання тепловим тріщинам у цій зоні. Повітряний клапан, виготовлений зі спеціального чавуну, вставляється зовні впускного та випускного клапанів на головці циліндра.

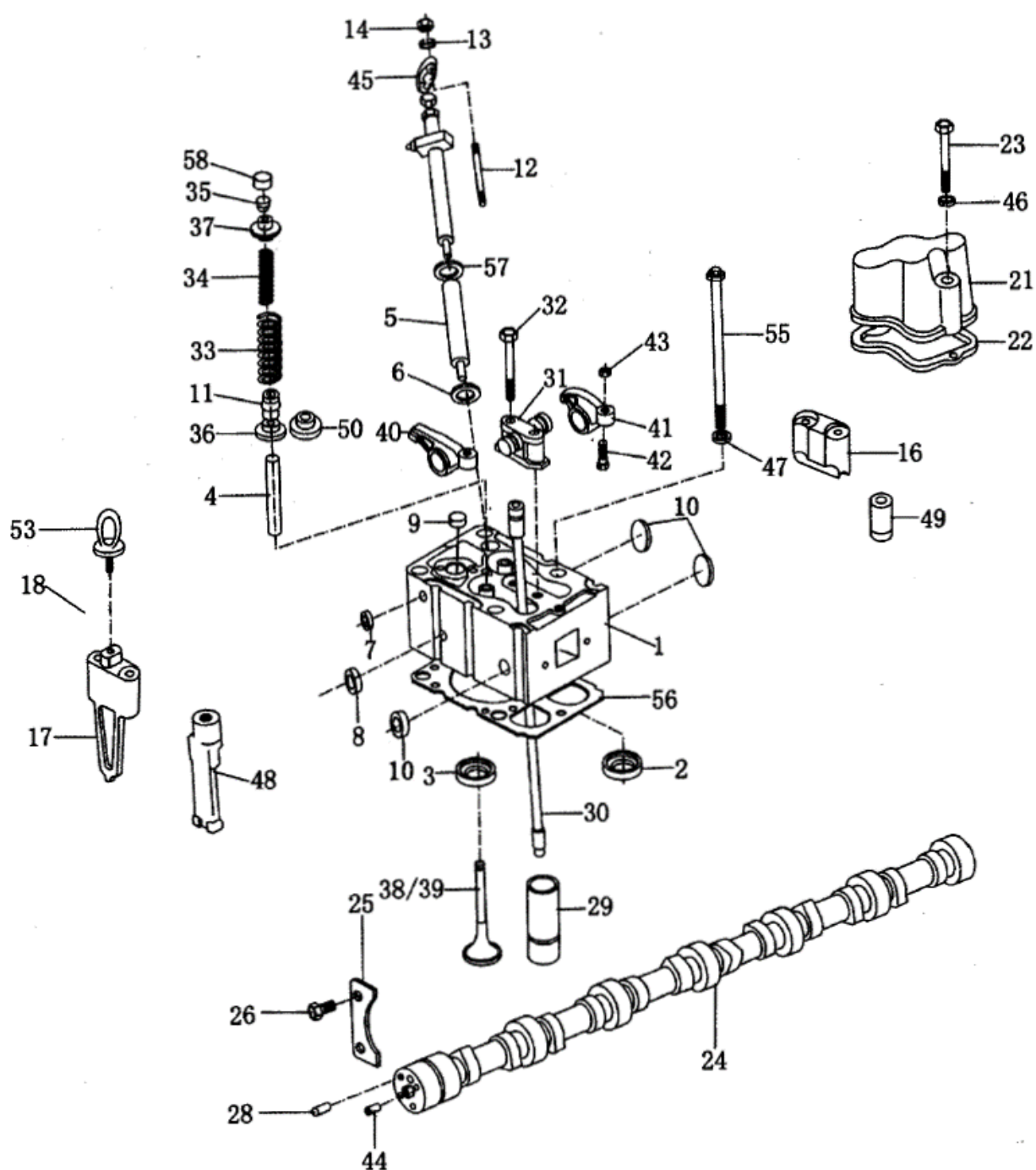


Рисунок 1.7 – Головка циліндра та система газовідводу

Позначення на рис.1.7: 1 – головка циліндра, 2 – опора випускного клапана, 3 – опора впускного клапана, 4 – повітряна трубка клапана, 5 – мідна втулка форсунки, 6 – ущільнювальне кільце, 7 – заглушка, 8 – заглушка, 9 – заглушка, 10 – заглушка, 11 – ущільнення штока повітряного клапана, 12 – шпилька, 13 – шайба, 14 – гайка, 16 – притискна планка, 17 – фіксатор проушини, 18 – шайба, 21 – кожух головки циліндра, 22 – прокладка головки циліндра, 23 – болт, 24 – розподільний вал, 25 – упорна шайба розподільного вала, 26 – болт, 28 – циліндричний штифт, 29 – нарізь для повітряного клапана, 30 – штовхач повітряного клапана, 31 – опора коромисла, 32 – болт, 33 – зовнішня пружина повітряного клапана, 34 – внутрішня пружина повітряного клапана, 35 – фіксатор повітряного клапана, 36 – нижня опора пружини впускного клапана, 37 – верхня опора пружини повітряного клапана, 38 – впускний клапан, 39 – випускний клапан, 40 – коромисло впускного клапана, 41 – коромисло випускного клапана, 42 – болт регулювання зазору повітряного клапана, 43 – гайка регулювання зазору повітряного клапана, 44 – направляючий штифт, 45 – притискна планка форсунки, 49 – притискний блок, 53 – гвинт з вушком, 55 – головний болт головки циліндра, 56 – прокладка головки циліндра, 57 – ущільнювальне кільце корпусу форсунки.

Кут поверхні сідла впускного клапана становить 110° , а кут поверхні сідла випускного клапана – 90° . Кількість повітря, що потрапляє в клапан, становить 1,2...1,4 мм після встановлення клапана на головку циліндра. Кількість повітря, що потрапляє в клапан після використання, не повинна перевищувати 1,8 мм. Щоб запобігти потраплянню моторного масла в трубу повітряного клапана через зазор у трубі повітряного клапана, у верхній частині труби повітряного клапана закріплена ущільнювальна втулка. Є чотири головні болти головки циліндра М16 і шість шпильок М12, спільних з сусідніми циліндрами. Допоміжна гайка притискається затискним блоком V-

					КРБ.142.4227см.25.21.00.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

подібної ущільнювальної поверхні. Підвісні затискні блоки застосовуються на двох кінцях.

Паливна форсунка закріплена на лівій стороні (впускній стороні) головки циліндра. Кут її нахилу до поверхні основи циліндра становить 75° . Проекція центру форсунки повинна виступати на 3,2...4,0 мм над поверхнею основи циліндра.

					<i>КРБ.142.4227см.25.21.00.ПЗ</i>	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДВИГУНА 6ЧН 12,6/13

Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Робочий цикл дизельного двигуна є послідовністю термодинамічних процесів, що відбуваються в циліндрах двигуна під час перетворення хімічної енергії палива в механічну роботу. Для аналітичної оцінки ефективності цього перетворення використовується методика теплового розрахунку робочого циклу, яка дозволяє визначити основні параметри процесу згоряння, індикаторні характеристики та загальні енергетичні показники двигуна [4].

Однією з найбільш поширених методик є напівемпіричний метод Гріневецького–Мазинга, який дозволяє з достатньою точністю моделювати процеси в циліндрі дизельного двигуна. Цей підхід базується на розподілі циклу на окремі стадії – стиснення, згоряння, розширення та випуск – кожна з яких описується відповідними термодинамічними рівняннями або політропними залежностями.

Основними вихідними даними для розрахунку є:

- геометричні параметри двигуна (діаметр циліндра, хід поршня, ступінь стиснення),
- частота обертання колінчастого вала,
- температура та тиск на початку стиснення,
- теплота згоряння палива,
- коефіцієнти надлишку повітря, втрат теплоти та механічного ККД.

Процес стиснення і розширення в моделі описуються політропами з індивідуальними показниками політропи для кожного етапу. Згоряння моделюється як ізохорно-ізобарний або політермічний процес, що забезпечує наближення до реальних умов.

					<i>КРБ.142.4227см.25.21.00.ПЗ</i>	Аркуш
						18
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У межах даної методики виконуються розрахунки таких показників:

- максимальний тиск згоряння,
- середній індикаторний тиск,
- температура на етапах циклу,
- питомі витрати палива,
- індикаторна та ефективна потужність двигуна,
- індикаторний і ефективний ККД.

Результати розрахунків дозволяють побудувати індикаторну діаграму (P–V діаграму), яка є візуальним відображенням робочого процесу в циліндрі, а також використовуються для подальших динамічних розрахунків і визначення навантажень у механізмах двигуна.

Вхідні параметри для розрахунку робочого циклу двигуна

У табл. 2.1 представлені вхідні параметри для розрахунку робочого циклу.

Таблиця 2.1 – Вхідні параметри для розрахунку

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Ефективна потужність	N_e	кВт	138
Частота обертання	n	хв ⁻¹	1500
Тиск навколишнього середовища	P_0	МПа	0,1013
Температура навколишнього середовища	T_0	К	303
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,2
Коефіцієнт продувки	ϕ_a		1,05
Коефіцієнт залишкових газів	γ_r		0,04
Коефіцієнт використання тепла в точці Z	ϵ_z		0,92
Коефіцієнт використання тепла в точці b	ϵ_b		0,95
Ступінь стиснення	ϵ		16
Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ		1,4
Підігрів заряду від стінок циліндра	ΔT_a	К	20

Частка ходу поршня втрачена на продувку	ϕ_n		0
Коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми	ζ		0,98
Механічний ККД двигуна	η_m		0,85
Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad}$		0,842
Втрата тиску в повітроохолоджувачі	ΔP_{ox}	МПа	0,004
ККД системи охолодження	η_0		0,95
Температура залишкових газів	T_r	К	800
Масовий склад палива	C	кг	0,87
	H	кг	0,126
	S	кг	0
	O	кг	0,004
Нижча теплота згоряння палива	Q_H	(кДж / кг)	42700
Кількість циліндрів	i		6
Діаметр циліндра	D_c	м	0,126
Хід поршня	S_c	м	0,13
Коефіцієнт тактності	z		0,5
Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння	α		2,22
Показник адіабати повітря	k_e		1,41
Механічний ККД турбіни	$\eta_{t.m}$		0,98
Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad}$		0,74
Коефіцієнт втрати тиску на впуску	ε_{φ}		0,955
Ставлення тиску за компресором до тиску перед турбіною р	ψ_t		0,842

Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунок робочого циклу розрахований в програмі Mathcad, результати якого представлені у табл. 2.2

					КРБ.142.4227см.25.21.00.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку робочого циклу

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Результати розрахунку процесу наповнення			
Температура повітря за компресором	T_k	К	380,283
Температура повітря в ресивері	T_s	К	306,864
Температура повітря в кінці наповнення	T_a	К	345,062
Тиск повітря в ресивері двигуна	P_s	МПа	0,196
Тиск в кінці наповнення	P_a	МПа	0,187
Коефіцієнт наповнення	η_n		0,871
Результати розрахунку процесу стиснення			
Показник політропи стиснення	n_1		1,361
Тиск у кінці стиснення	P_c	МПа	8,15
Температура в кінці стиснення	T_c	К	939,036
Результати розрахунку процесу згоряння			
Дійсна кількість повітря для згоряння	L	кмоль/кг	1,098
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0		1,0288
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β		1,0277
Частка палива, що вигоріла до точки z	x_z		0,968
Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z	β_z		1,027
Максимальна температура згоряння	T_z	К	1893
Максимальний тиск згоряння	P_z	МПа	11,41
Результати розрахунку процесу розширення			
Ступінь попереднього розширення	ρ		1,478
Ступінь подальшого розширення	δ		10,823
Показник політропи розширення	n_2		1,282
Температура в кінці процесу розширення	T_b	К	968,085
Тиск у кінці процесу розширення	P_b	МПа	0,539
Результати визначення індикаторних показників			
Теоретичний середній індикаторний тиск	P_i	МПа	1,364
Дійсний середній індикаторний тиск	P_i	МПа	1,336
Питома індикаторна витрата пального	g_i	кг/(кВт*год)	0,164

Індикаторний ККД	η_i	-	0,514
Результати визначення ефективних показників			
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	1,136
Ефективний ККД	η_e	-	0,437
Питома ефективна витрата пального	g_e	кг/(кВт*год)	0,193
Ефективна потужність двигуна	N_e	кВт	138,194
Результати визначення дійсного P_k компресора			
Витрата повітря через компресор	G	кг/год	0,247
Витрата газів через турбіну	G_t	кг/год	0,255
Тиск газів перед турбіною	P_t	МПа	0,168
Температура газів	T_t	К	749,698
Кількість робочого тіла	M_s	кмоль/кг	1,13
Універсальна газова стала для відпрацьованих газів	R_t	кДж/кг*К	287,413
Показник адіабати розширення газу в турбіні	k_t		1,377
Дійсна ступінь <u>підвищення</u> тиску у компресорі	P_k		1,976
Розрахунковий тиск <u>наддуву</u>	P_{kd}	МПа	0,2001

Розрахунок та побудова індикаторних діаграм

Індикаторна діаграма є графічним зображенням змін тиску робочого тіла в циліндрі двигуна внутрішнього згоряння залежно від об'єму або кута повороту колінчастого вала. Вона є важливим інструментом аналізу ефективності робочого циклу, дозволяє оцінити теплові процеси в камері згоряння, визначити індикаторні показники та служить основою для подальших динамічних розрахунків.

Побудова індикаторної діаграми виконується на основі результатів теплового розрахунку циклу, зазвичай у координатах $P-V$ (тиск – об'єм) або $P-\phi$ (тиск – кут повороту колінчастого вала). Основними етапами цього процесу є:

1) Розрахунок об'єму в циліндрі як функції кута повороту колінчастого вала. Об'єм змінюється відповідно до положення поршня, яке розраховується за геометричними параметрами кривошипно-шатунного механізму.

2) Визначення тиску на окремих ділянках циклу: стиснення, згоряння, розширення та випуск. Залежно від методики, ці ділянки описуються ізопроцесами або політропами:

стиснення:

$$p = \frac{P_c}{\left(V/V_c\right)^{n_1}}$$

розширення:

$$p = \frac{p_z * \rho^{n_2}}{\left(V/V_c\right)^{n_2}}$$

3) Розрахунок проміжних точок та побудова кривої тиску по відношенню до об'єму. Для кожної точки обчислюється тиск відповідно до обраної залежності та відомого об'єму в цій позиції поршня.

4) Графічна побудова діаграми у програмному середовищі (наприклад, Excel, Mathcad, MATLAB), де результати представляються у вигляді кривої, що відображає зміну тиску в циліндрі протягом одного робочого циклу.

Розрахована індикаторна діаграма дозволяє визначити:

середній індикаторний тиск;

площу діаграми (яка відповідає індикаторній роботі одного циклу);

характер процесу згоряння;

відповідність теоретичного циклу до реального.

Крім того, ця діаграма є джерелом даних для побудови графіків динамічних навантажень у кривошипно-шатунному механізмі та для розрахунку дотичних, осьових і нормальних сил, що діють у вузлах двигуна.

Таким чином, розрахунок та побудова індикаторних діаграм є важливим етапом технічного аналізу роботи двигуна та підвищення його експлуатаційної ефективності.

					КРБ.142.4227см.25.21.00.ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Для розрахунку індикаторної діаграми використовуємо вхідні дані:

Показник політропи стиснення n_1	1,361
Показник політропи розширення n_2	1,282
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	8,15
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	11,41
Ступінь попереднього розширення ρ	1,478
Ступінь стиснення ϵ	16

Таблиця 2.3 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	11,41	
1,00	8,15	11,41
1,48	4,79	11,41
2,20	2,78	6,84
2,93	1,89	4,75
3,66	1,40	3,57
4,38	1,09	2,83
5,11	0,89	2,33
5,83	0,74	1,96
6,56	0,63	1,69
7,29	0,55	1,48
8,01	0,48	1,31
8,74	0,43	1,17
9,47	0,38	1,06
10,19	0,35	0,96
10,92	0,31	0,88
11,64	0,29	0,81
12,37	0,27	0,75
13,10	0,25	0,70
13,82	0,23	0,65
14,55	0,21	0,61
15,27	0,20	0,57
16,00	0,19	0,54
16,00		0,19

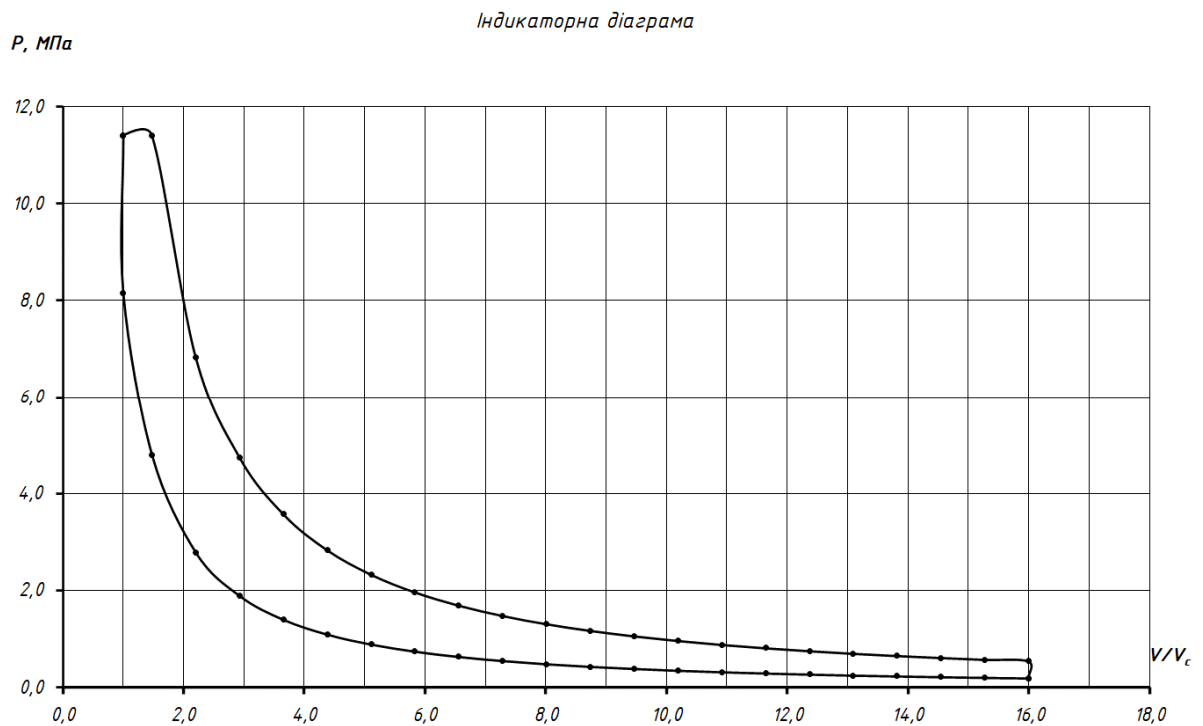


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ

Діаграми динамічних процесів застосовуються для визначення силових навантажень, що виникають у колінчастому валу під час його обертання при будь-якому куті. Вони є важливим інструментом для аналізу міцності основних елементів вала, а також для оцінки його динамічного балансування. Побудова таких графіків здійснюється на основі даних, отриманих під час теплового розрахунку робочого циклу, з урахуванням зміни зовнішніх і внутрішніх впливів упродовж обертання вала [5].

До складу сил, які обчислюються та візуалізуються на графіках, входять:

- P_g – газова сила, що діє на поршень;
- P_j – інерційна сила, пов'язана з поступальним рухом мас;
- P_{dv} – вертикальна сила, яка прикладається до осі поршневого пальця (так звана рушійна сила);
- N – нормальна сила, що притискає поршень до стінки гільзи циліндра;

- Q – сила, яка передається уздовж шатуна;
- T – дотична сила, спрямована по дузі обертання кривошипа;
- Z – сила, що діє вздовж осі кривошипа.

Схематичне зображення взаємного розташування цих сил у кривошипно-шатунному механізмі представлено на рисунку 2.2.

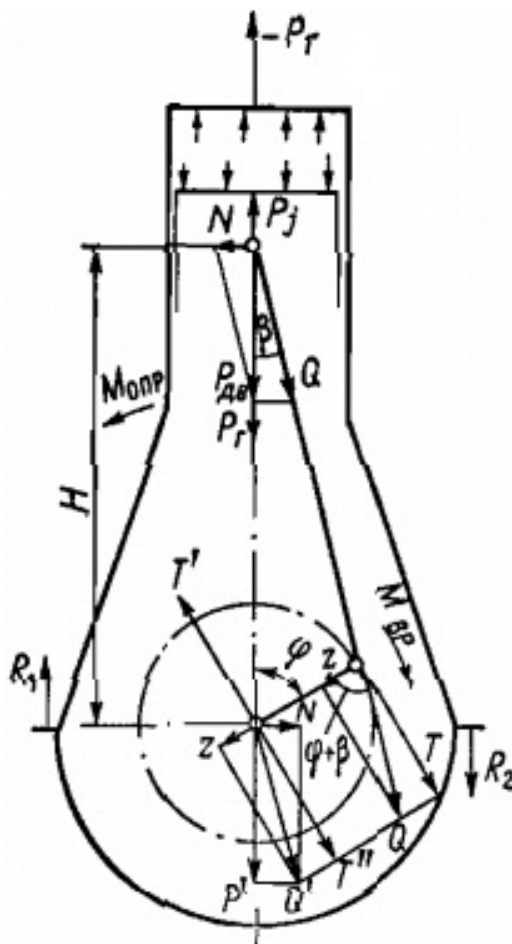


Рисунок 2.2 – Схема сил в КШМ

Дані, використані для динамічного розрахунку, наведено у таблиці 2.4. Результати обчислень подано у таблицях 2.5 і 2.6, на основі яких побудовано відповідні графіки, що зображені на рисунках 2.3–2.5.

На рисунку 2.3 показано:

- P_r – тиск газів на поршень;
- P_j – інерційне навантаження на один циліндр;
- P_{dv} – вертикальна рушійна сила.

Рисунок 2.4 ілюструє:

- N – нормальну силу, що виникає між поршнем і втулкою циліндра;
- Z – осьову силу у кривошипі;
- T – дотичну силу у площині обертання.

На рисунку 2.5 наведено:

- $T\Sigma$ – сумарну дотичну силу, що діє на кривошипно-шатунний механізм;
- $T_{cp}\Sigma$ – середнє значення сумарного дотичного навантаження протягом

циклу.

Таблиця 2.4 – Вхідні дані для розрахунку

Діаметр поршня	м	D	0,125
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	1500
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	11,41
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,187
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,2
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,4
Кривошипно-шатуне відношення		λ	0,3
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	6
Радіус кривошипа	м	r	0,065
Ступінь стиснення		ϵ	16
Показник політропи стиснення		n_1	1,361
Показник політропи розширення		n_2	1,282
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,478
Кількість циліндрів		i	6

Таблиця 2.5 – Результати динамічного розрахунку

φ°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,2000	-1,0189	-0,8189	0,0000	-0,8189	0,0000
10	0,2000	-0,9928	-0,7928	-0,0413	-0,7736	-0,1784
20	0,2000	-0,9166	-0,7166	-0,0738	-0,6481	-0,3144
30	0,2000	-0,7963	-0,5963	-0,0901	-0,4714	-0,3762
40	0,2000	-0,6412	-0,4412	-0,0862	-0,2826	-0,3496
50	0,2000	-0,4630	-0,2630	-0,0615	-0,1219	-0,2410
60	0,2000	-0,2743	-0,0743	-0,0198	-0,0200	-0,0742

70	0,2000	-0,0879	0,1121	0,0325	0,0078	0,1164
80	0,2000	0,0848	0,2848	0,0867	-0,0359	0,2956
90	0,2000	0,2351	0,4351	0,1346	-0,1346	0,4351
100	0,2000	0,3570	0,5570	0,1695	-0,2637	0,5191
110	0,2000	0,4482	0,6482	0,1877	-0,3981	0,5449
120	0,2000	0,5094	0,7094	0,1886	-0,5180	0,5201
130	0,2000	0,5446	0,7446	0,1742	-0,6121	0,4584
140	0,2000	0,5596	0,7596	0,1483	-0,6772	0,3746
150	0,2000	0,5612	0,7612	0,1150	-0,7167	0,2810
160	0,2000	0,5564	0,7564	0,0779	-0,7374	0,1855
170	0,2000	0,5509	0,7509	0,0392	-0,7463	0,0918
180	0,1870	0,5486	0,7356	0,0000	-0,7356	0,0000
190	0,1883	0,5509	0,7392	-0,0385	-0,7346	-0,0904
200	0,1922	0,5564	0,7486	-0,0771	-0,7298	-0,1836
210	0,1992	0,5612	0,7603	-0,1149	-0,7159	-0,2807
220	0,2097	0,5596	0,7692	-0,1502	-0,6858	-0,3794
230	0,2247	0,5446	0,7693	-0,1800	-0,6324	-0,4736
240	0,2457	0,5094	0,7551	-0,2007	-0,5514	-0,5536
250	0,2748	0,4482	0,7230	-0,2094	-0,4440	-0,6078
260	0,3155	0,3570	0,6726	-0,2047	-0,3184	-0,6268
270	0,3735	0,2351	0,6086	-0,1883	-0,1883	-0,6086
280	0,4577	0,0848	0,5426	-0,1651	-0,0684	-0,5630
290	0,5842	-0,0879	0,4963	-0,1437	0,0347	-0,5155
300	0,7817	-0,2743	0,5074	-0,1349	0,1369	-0,5068
310	1,1044	-0,4630	0,6414	-0,1501	0,2974	-0,5878
320	1,6579	-0,6412	1,0167	-0,1985	0,6512	-0,8056
330	2,6420	-0,7963	1,8457	-0,2789	1,4589	-1,1644
340	4,3533	-0,9166	3,4367	-0,3539	3,1084	-1,5079
350	6,7474	-0,9928	5,7546	-0,3001	5,6151	-1,2948
360	8,1405	-1,0189	7,1216	0,0000	7,1216	0,0000
370	11,4100	-0,9928	10,4172	0,5432	10,1646	2,3438
380	10,4413	-0,9166	9,5247	0,9807	8,6149	4,1792
390	6,5232	-0,7963	5,7269	0,8655	4,5268	3,6130
400	4,2056	-0,6412	3,5644	0,6960	2,2831	2,8243
410	2,8684	-0,4630	2,4055	0,5627	1,1151	2,2044
420	2,0713	-0,2743	1,7970	0,4777	0,4848	1,7951
430	1,5745	-0,0879	1,4865	0,4305	0,1039	1,5441
440	1,2511	0,0848	1,3360	0,4066	-0,1684	1,3863
450	1,0330	0,2351	1,2681	0,3923	-0,3923	1,2681
460	0,8814	0,3570	1,2384	0,3769	-0,5862	1,1542
470	0,7737	0,4482	1,2219	0,3539	-0,7505	1,0272
480	0,6962	0,5094	1,2056	0,3205	-0,8804	0,8839
490	0,6401	0,5446	1,1847	0,2772	-0,9738	0,7294

					КРБ.142.4227см.25.21.00.ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

500	0,5997	0,5596	1,1592	0,2264	-1,0335	0,5717
510	0,5713	0,5612	1,1325	0,1712	-1,0664	0,4180
520	0,5526	0,5564	1,1089	0,1142	-1,0811	0,2720
530	0,5419	0,5509	1,0928	0,0570	-1,0861	0,1336
540	0,5384	0,5486	1,0870	0,0000	-1,0870	0,0000
550	0,7000	0,5509	1,2509	-0,0652	-1,2432	-0,1530
560	0,6000	0,5564	1,1564	-0,1191	-1,1274	-0,2836
570	0,5000	0,5612	1,0612	-0,1604	-0,9992	-0,3917
580	0,4000	0,5596	0,9596	-0,1874	-0,8555	-0,4733
590	0,4000	0,5446	0,9446	-0,2210	-0,7765	-0,5816
600	0,4000	0,5094	0,9094	-0,2417	-0,6641	-0,6667
610	0,4000	0,4482	0,8482	-0,2456	-0,5209	-0,7130
620	0,4000	0,3570	0,7570	-0,2304	-0,3584	-0,7055
630	0,4000	0,2351	0,6351	-0,1965	-0,1965	-0,6351
640	0,4000	0,0848	0,4848	-0,1476	-0,0611	-0,5031
650	0,4000	-0,0879	0,3121	-0,0904	0,0218	-0,3242
660	0,4000	-0,2743	0,1257	-0,0334	0,0339	-0,1256
670	0,4000	-0,4630	-0,0630	0,0147	-0,0292	0,0577
680	0,4000	-0,6412	-0,2412	0,0471	-0,1545	0,1911
690	0,4000	-0,7963	-0,3963	0,0599	-0,3133	0,2500
700	0,4000	-0,9166	-0,5166	0,0532	-0,4672	0,2267
710	0,4000	-0,9928	-0,5928	0,0309	-0,5784	0,1334
720	0,2000	-1,0189	-0,8189	0,0000	-0,8189	0,0000

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

Кут заклинки			φ_3°	120			
φ°	T_E						T_E
	Номер циліндра						
	1	2	3	4	5	6	
0	0,000	0,520	-0,554	0,000	0,884	-0,667	0,184
10	-0,178	0,458	-0,608	2,344	0,729	-0,713	2,033
20	-0,314	0,375	-0,627	4,179	0,572	-0,706	3,479
30	-0,376	0,281	-0,609	3,613	0,418	-0,635	2,692
40	-0,350	0,186	-0,563	2,824	0,272	-0,503	1,866
50	-0,241	0,092	-0,515	2,204	0,134	-0,324	1,349
60	-0,074	0,000	-0,507	1,795	0,000	-0,126	1,089
70	0,116	-0,090	-0,588	1,544	-0,153	0,058	0,887
80	0,296	-0,184	-0,806	1,386	-0,284	0,191	0,600
90	0,435	-0,281	-1,164	1,268	-0,392	0,250	0,116
100	0,519	-0,379	-1,508	1,154	-0,473	0,227	-0,461
110	0,545	-0,474	-1,295	1,027	-0,582	0,133	-0,645
120	0,520	-0,554	0,000	0,884	-0,667	0,000	0,184
							13,189

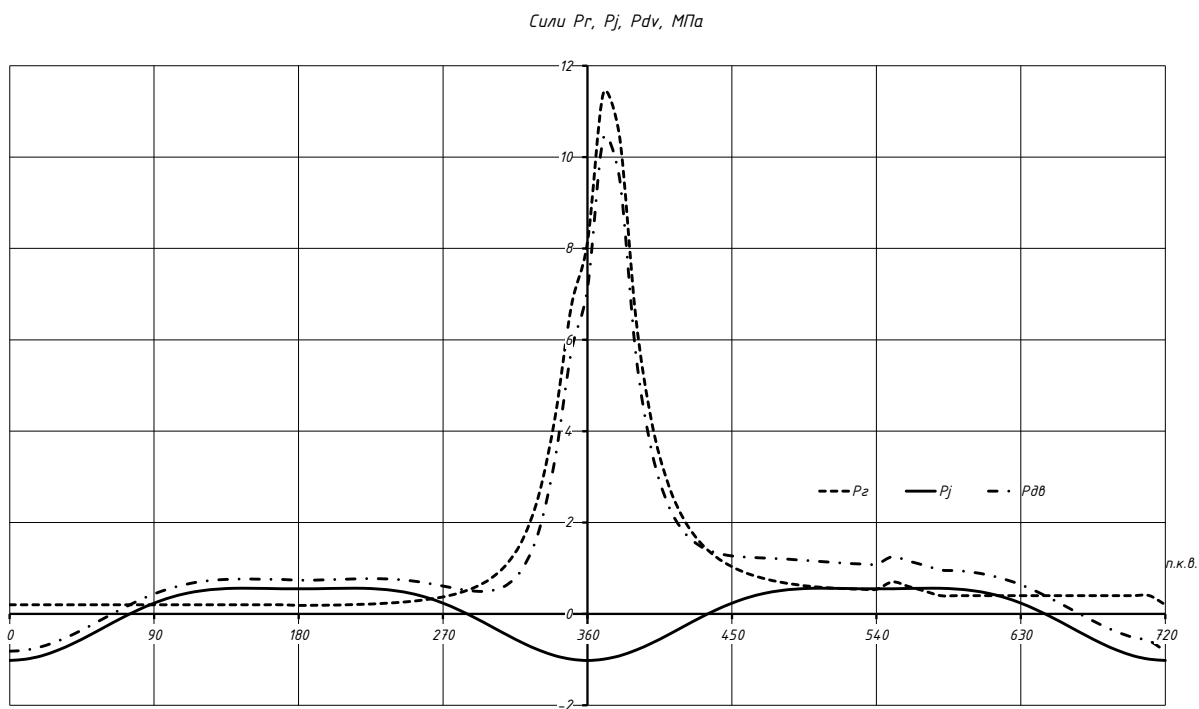


Рисунок 2.3 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

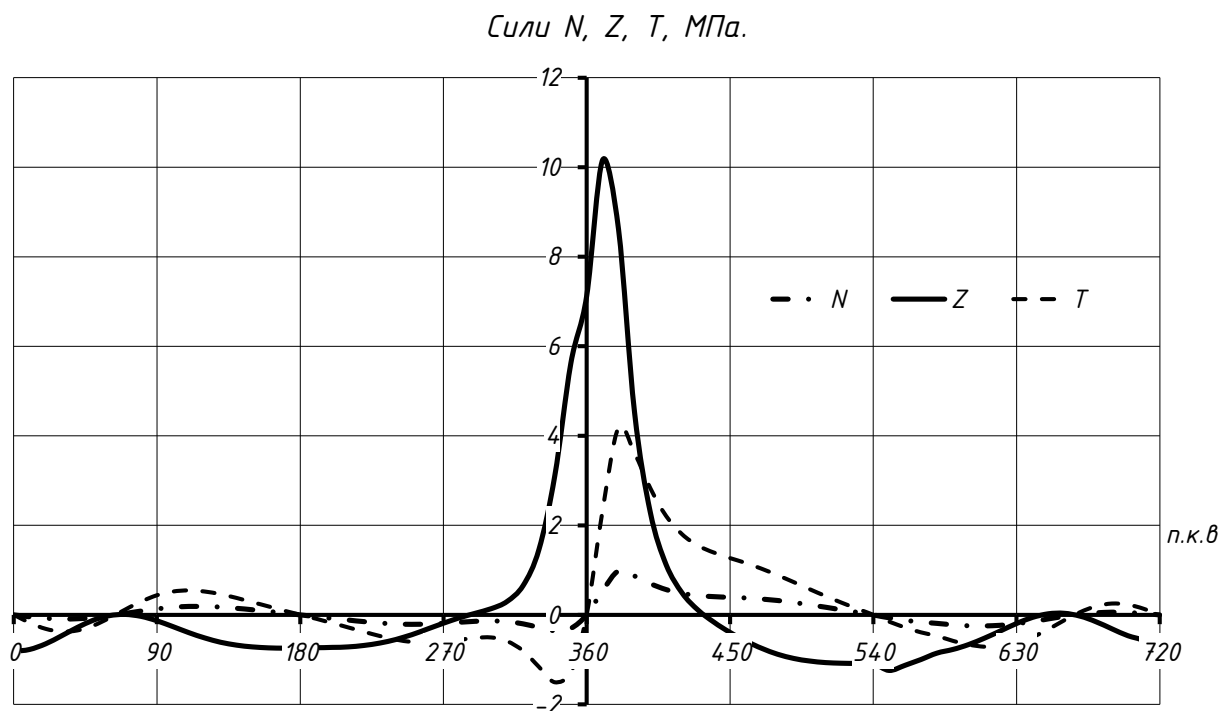


Рисунок 2.4 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

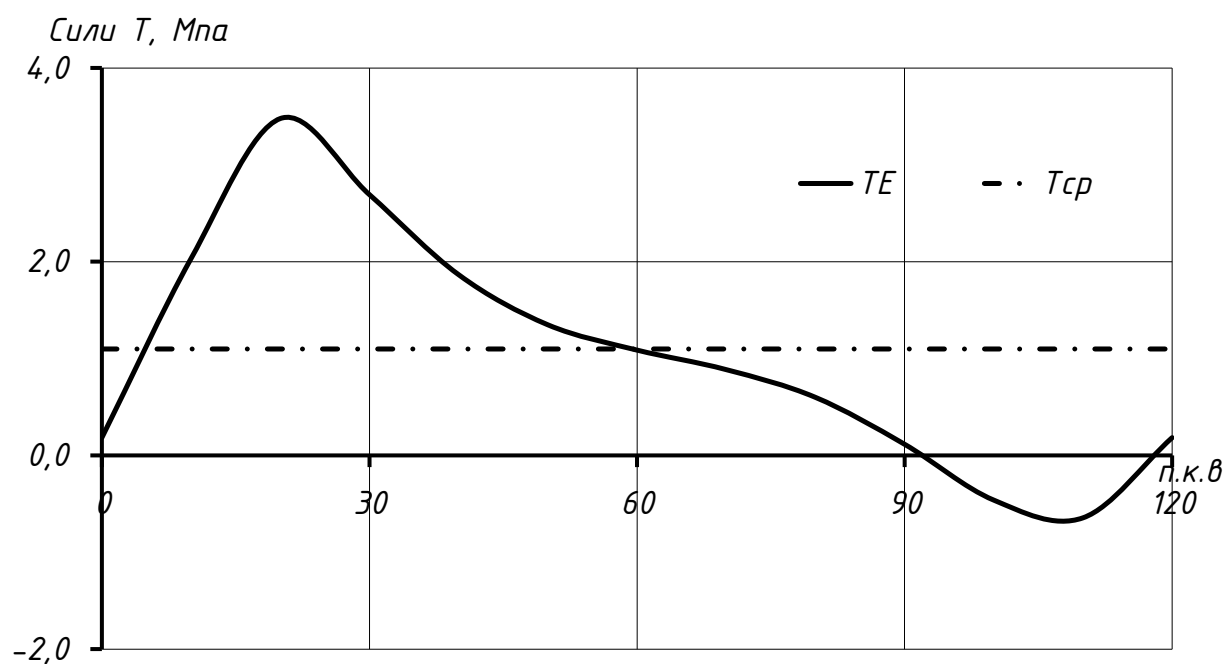


Рисунок 2.5 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА ТУРБОКОМПРЕСОРА

Вибір типорозміру турбокомпресора

Виходячи зі значень витрати повітря та ступеня підвищення тиску, проводиться аналіз доцільності вибору найбільш ефективного турбокомпресора. Для цього використовуються характеристики турбокомпресорів різних типів і типорозмірів. Основу аналізу становлять діаграми, які відображають діапазони витрат повітря та області оптимального функціонування конкретних серій турбокомпресорів. По осі абсцис на таких діаграмах може відкладатися як масова, так і об'ємна витрата повітря [6].

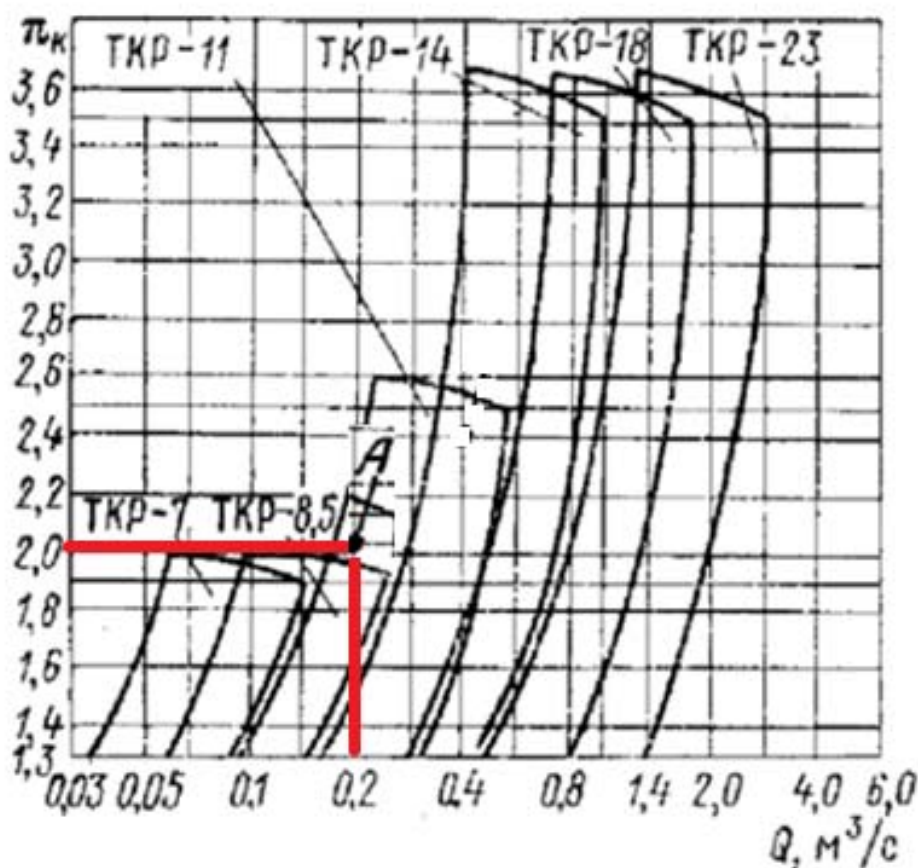


Рисунок 3.1 – Зони ефективного використання турбокомпресорів різних типорозмірних рядів, зокрема серії ТК, визначаються залежно від витрати повітря та величини ступеня підвищення тиску

Виходячи з відомих значень ступеня підвищення тиску (P_K) та витрати повітря (G або Q), визначається розташування робочої точки на полі витрат (точка А на рисунку 3.1). Типорозмір турбокомпресора встановлюється відповідно до області (позначеної косокутним чотирикутником на рисунку 3.1), у межах якої розташована ця точка. Маркування «ТК» вказує, що турбокомпресор оснащений осьовою турбіною, а числове значення відповідає зовнішньому діаметру компресорного колеса (D_2), вираженому в сантиметрах з допустимим відхиленням близько 6%. При цьому діаметри коліс турбіни та компресора мають приблизно однакове значення.

Отже, вибір типорозміру, наприклад ТКР-11, надає можливість визначити приблизне значення зовнішнього діаметра компресорного колеса, яке використовується як основа для подальших розрахунків витрати повітря та ступеня підвищення тиску.

Попереднє визначення колової швидкості

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
		1,25	Коефіцієнт напору компресора
L_{ad} , Дж/кг		65498,4	Адіабатна робота компресорної ступені
u_2 , м/с		323,72	Колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса

Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
		0,3	Коефіцієнт розходу ступеня компресора
C_a , м/с		40	Швидкість повітря на вході
C_p , Дж/(кг·К)		1005	Ізобарна теплоємність повітря
C_1 , м/с		97,1	Швидкість повітря перед колесом компресора
T_a , К		318	Температура після глушника
T_1 , К		314,1	Температура повітря перед колесом
P_a , Па		98000	Тиск після глушника
n_1		1,37	Показник політропи стиску повітря на ділянці 1
P_1 , Па		93627,0	Тиск повітря перед колесом

Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
D_2 , м		0,11	Зовнішній діаметр колеса компресора
D_o , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,026	Діаметр втулки колеса компресора
$\alpha_{тв}$		0,04	Коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію
$\Phi_{2г}$		0,35	Коефіцієнт розходу робочого колеса
z_k		12	Число лопаток робочого колеса компресора
ρ_1		1,0386	Густина повітря перед входом в колесо
f_1		0,0024	Площа на вході в колесо
D_H		0,0606	Зовнішній діаметр колеса компресора на вході
a		0,551	Оцінка зовнішнього діаметру колеса компресора за рекомендованими допусками
D_1		0,0466	Середній квадратичний діаметр входу в колесо
μ		0,8246	Коефіцієнт циркуляції потоку повітря
T_2 , К		367,11	Температура повітря за колесом компресора
η_2		0,9	Політропний ККД на ділянці 2 (робоче колесо)
		3,10	Комплекс
P_2 , Па		151714,35	Тиск повітря за колесом компресора
β_{11}		35,3	Кут входу потоку повітря в колесо компресора
i_1		2	Кут атаки вхідної кромки ОСА
β_{12}		37,3	Кут установки лопаті на діаметрі D_1
δ_1 , м		0,001	Товщина лопаті на входів колесо
τ_1		0,932	Коефіцієнт захаращення потоку повітря на вході в ОСА
w , м/с		104,16	Швидкість потоку повітря перед входом в робоче колесо компресора з урахуванням захаращення
β_{11}^1		37,2	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захаращення лопатками ОСА
β_{1H}		30,3	Кут входу потоку на діаметрі D_H
β_{10}		53,7	Кут входу потоку на діаметрі D_o
w_{1H}^1 , м/с		206,5	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_H

w_1^1 , м/с		172,3	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_1
λ_{Hw}		0,63	Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу в колесо
C_{2u} , м/с		266,94	Проекція абсолютної швидкості C_2 на колову
C_{2r} , м/с		113,30	Меридіанна складова абсолютної швидкості C_2
C_2 , м/с		289,99	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса
α_2		23,00	Кут потоку повітря на виході з колеса
M_{C2}		0,752	Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса
ρ_2 , кг/м ³		1,440	Густина повітря на виході з колеса
b_2 , м		0,004	Ширина колеса на виході
w_2 , м/с		126,74	Відносна швидкість повітря на виході з колеса
$\hat{w}$		0,74	Коефіцієнт зміни відносної швидкості у колесі

5. Розрахунок та конструювання ділянки безлопаткового дифузору

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
D_3 , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,13	Діаметр на виході з БЛД
y		0,75	Відношення ширини каналу БЛД на виході до ширини каналу на вході b_3/b_2
b_3 , м		0,003	Ширина БЛД на виході
η_3		0,8	Політропний ККД на ділянці БЛД
k_{n3}		2,8	Комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)
n_3		1,57	Показник політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)
w , м/с	320	280,56	Швидкість потоку повітря на виході з безлопаткового дифузора в першому наближенні
T_3 , К		402,33	Температура потоку повітря за БЛД
P_3 , Па		97702,53	Тиск повітря за БЛД
ρ_3 , кг/м ³		1,712	Густина повітря на виході з колеса
$\lambda_{БЛД}$		0,01	Коефіцієнт тертя в БЛД
α_3		29,50	Кут виходу потоку повітря з БЛД
C_3 , м/с		280,56	Швидкість потоку повітря на виході з БЛД в другому наближенні
M_{C3}		0,70	Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД

6. Розрахунок та конструювання ділянки лопаткового дифузору

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
δ_m		6	Оптимальне значення кута відхилення одної з стінок дифузору у радіальному перетині
D_4 , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,18	Діаметр на виході з ЛД
b_4 , м		0,006	Ширина дифузору на виході
i_3		0	Кут атаки потоку повітря на вході в ЛД
α_{3n}		29,50	Кут установки лопатки ЛД на вході
$\Delta\alpha$		15	Різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД
α_{4n}		44,50	Кут установки лопатки ЛД на виході
K_a		1,05	Коефіцієнт відставання швидкості в ЛД
α_4		36,17	Кут виходу потоку з ЛД
Π_4		0,85	Політропний ККД на ділянці ЛД
		2,92	Комплекс
		1,92	Комплекс
t_4 , К	420	438,18	Температура повітря на виході з ЛД в першому наближенні
C_4 , м/с		81,55	Швидкість повітря на виході з лопаткового дифузору
T_4 , К		438,18	Температура повітря на виході з ЛД в другому наближенні
z_d	13,17,19,23,29,31,35	31	Число лопаток дифузору
z_v/z_d		0,39	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		0,538	Коефіцієнт захаращення на вході в ЛД
		0,922	Коефіцієнт захаращення на виході в ЛД
f		2,83	Дифузорність ЛД
α_{CP}		37,00	Середній кут установки лопатки в ЛД
δ		7,31	Кут розкриття еквівалентного дифузору
P_4 , Па		253738,88	Тиск потоку повітря на виході з ЛД
		0,002	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД
R_L , м		0,254	Радіус дуги середньої лінії лопатки ЛД
R_U , м		0,200	Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД
ρ_4 , кг/м ³		2,018	Густина повітря за ЛД

7. Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
ξ_5		0,2	Коефіцієнт втрат для завитки колової форми
A		0,98	Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості потоку повітря в завитці
$C_5, \text{ м/с}$		79,92	Швидкість потоку повітря на виході з завитки
		0,020	Перевірка умови постійної швидкості потоку повітря в завитці
	Випадок постійної швидкості потоку повітря в завитці		
η_5		0,000	ККД завитки
		0,000	Комплекс показника політропи у завитці
$P_5, \text{ Па}$		252400,64	Тиск повітря за завиткою
		0,003	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з компресора
$T_5, \text{ К}$		438,31	Температура потоку повітря на виході з завитки
$f_5, \text{ м}^2$		0,0021	Площа завитки на виході
$D_5, \text{ м}$		0,0515	Діаметр виходу завитки

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

Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
$\eta_{ад}$		0,837	Адіабатний ККД компресора
$\eta_{м}$	Обирається за довідником	0,970	Механічний ККД компресора
$N_K, \text{ кВт}$		19,02	Потужність приводу компресора
$n_{тк}, \text{ об/хв}$		56206	Частота обертів ротора турбокомпресора

Опис турбокомпресора

У межах даного дослідження в якості базової конструкції було обрано турбокомпресор, зображений на рисунку 3.2. Розроблений пристрій класифікується як ТКР-11 та характеризується певним типом турбіни, діаметром компресорного колеса й параметрами наддуву. Обраний зразок має радіальну турбіну, при цьому зовнішні діаметри коліс турбіни й компресора є майже ідентичними. За принципом компоновання турбокомпресор належить до машин з консольно розміщеними колесами [7].

Конструкція ТКР-11 включає три основні корпусні елементи: корпус компресора (позиція 9 на рис. 3.2), корпус підшипників (позиція 4) і корпус турбіни (позиція 1).

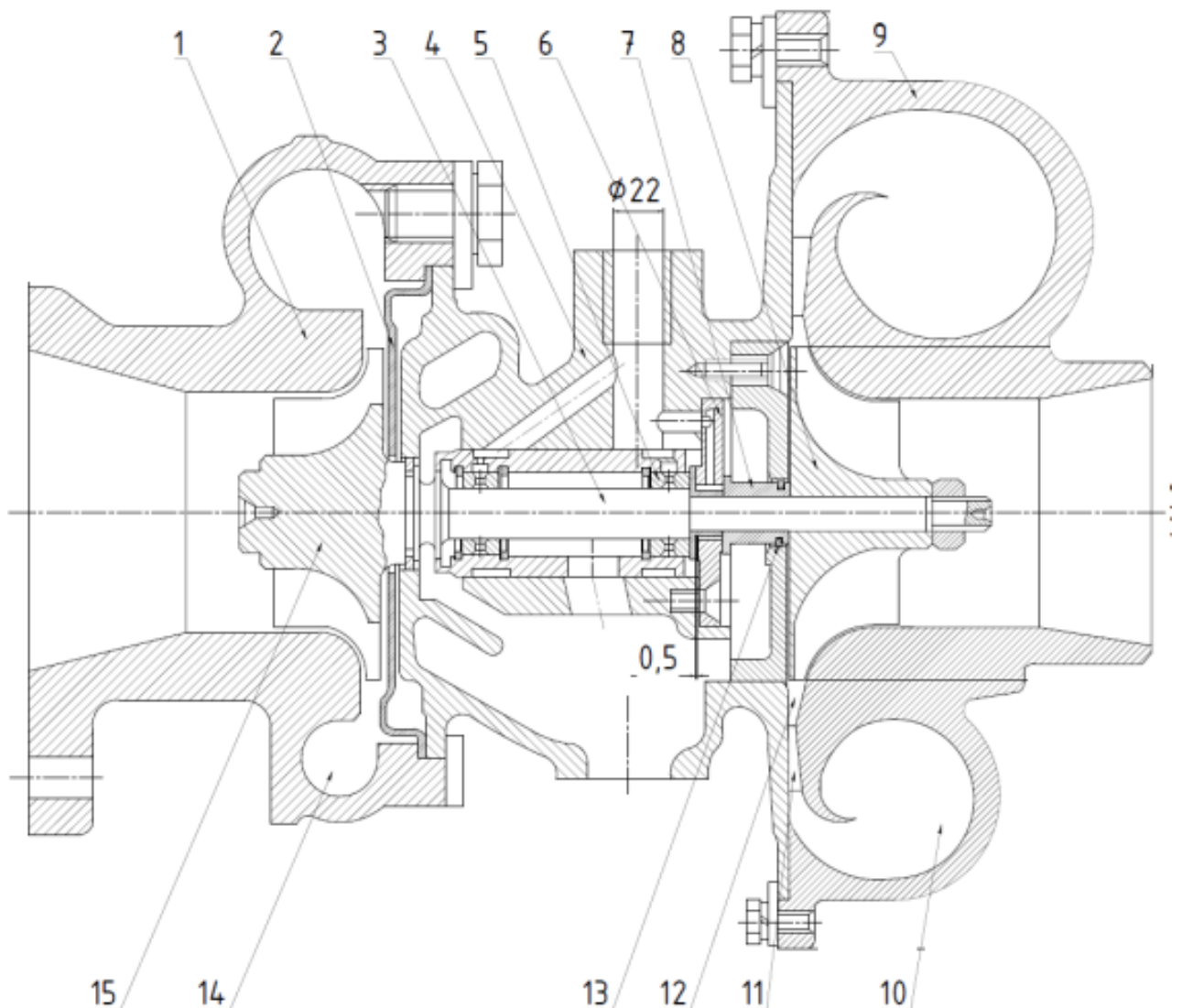


Рисунок 3.2 – Турбокомпресор ТКР-11

Корпус компресора формує проточну частину вузла, включаючи передню ділянку входу повітря, дифузор без лопаток, лопатковий дифузор і повітрозбірник. Його деталі виготовлені з алюмінієвого сплаву АЛ5. Корпус підшипників забезпечує монтаж підшипників та механічне з'єднання корпусів турбіни й компресора. Корпус турбіни виконує функції формування газового тракту, в ньому розміщено сопловий апарат та завитку для приймання вихлопних газів. Для забезпечення термостійкості його виготовлено з ливарної сталі.

З'єднання трьох корпусів відбувається за допомогою болтових з'єднань через спеціальні кільцеві посадкові поверхні, що гарантує точне осьове центрування отворів для ротора.

Рухомою частиною є ротор (позиція 3), що складається з вала й закріплених на ньому коліс компресора (позиція 8) і турбіни (позиція 15). Ротор кований із сталі 2Х13, має цільну (непустотілу) структуру, канавки для ущільнювальних кілець (позиція 13) і високі жорсткі характеристики.

Компресорне колесо напіввідкрите, з радіальними лопатками та осьовим входом, з'єднується з валом методом гарячого насадження і фіксується гайкою. Матеріал – алюмінієвий сплав АЛ4. Турбінне колесо радіального типу з'єднується з ротором зварюванням. Лопатки відливаються разом із диском. Для підвищення термостійкості рекомендовано використовувати жароміцні сплави типу ЄІ437Б або ВЖ36ЛЗ.

Підшипниковий вузол складається з двох опорних підшипників ковзання (позиція 5), розташованих у корпусі підшипників. Масло подається до них через внутрішні канали, після чого повертається в систему змащення двигуна. Упорно-опорну функцію виконує підп'ятник (позиція 6), виготовлений із високоолов'янистої бронзи та встановлений між шайбами з фіксацією від осьових і кутових зсувів.

Ущільнення турбокомпресора представлені двома кільцями (позиція 13) з боку компресора та турбіни, що перешкоджають проникненню масла в

					КРБ.142.4227см.25.21.00.ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

робочі порожнини. Через особливості конструкції використовуються лише по одному ущільненню з кожного боку для уникнення втрат ККД.

Масло до підшипників подається від системи змащення двигуна через штуцер, розташований на корпусі підшипників. Після змащування масло повертається через внутрішні канали до насоса.

При роботі турбокомпресора вихлопні гази спрямовуються у сопловий апарат, де їхня потенційна енергія частково перетворюється на кінетичну. Після цього вони передають імпульс турбінному колесу, що обертає ротор. Далі гази виходять через фланець у випускний колектор двигуна.

Компресорне колесо, яке приводиться в обертання енергією турбіни, створює інтенсивний радіальний рух повітря. Під дією відцентрової сили та спрямовуючих лопаток повітря прискорюється й переміщується до дифузорної частини, де кінетична енергія поступово перетворюється в потенційну за рахунок зростання тиску. Спочатку повітря проходить через безлопатковий дифузор, а потім — через лопатковий. Останній підвищує ефективність завдяки оптимальним кутам нахилу лопаток, спрямовуючи потік із мінімальними втратами.

На виході повітря потрапляє в завитку, яка служить повітрозбірником. Її форма та конфігурація мінімізують радіальні навантаження на колесо компресора та сприяють рівномірному розподілу тиску по колу. Це підвищує ефективність роботи компресора й забезпечує стабільне надходження повітря до ресивера двигуна.

					<i>КРБ.142.4227см.25.21.00.ПЗ</i>	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Загальні вимоги безпеки

Обслуговування турбокомпресора є важливою частиною технічного обслуговування дизельного двигуна типу 6ЧН 12,6/13 і повинно проводитися у повній відповідності до чинних нормативних актів з охорони праці, стандартів безпеки праці, а також інструкцій виробника обладнання [8].

Перед початком робіт працівники повинні пройти відповідний інструктаж, мати відповідну кваліфікацію та допуск до роботи з агрегатами, що працюють під тиском і при високих температурах. Роботи слід виконувати у справному спецодязі та з використанням засобів індивідуального захисту (ЗІЗ).

Виробниче приміщення, де здійснюється обслуговування, повинне бути обладнане припливно-витяжною вентиляцією, освітленням, пожежною сигналізацією та засобами пожежогасіння.

Основні небезпечні та шкідливі фактори

Під час експлуатації й обслуговування турбокомпресора існує низка потенційно небезпечних факторів:

- високий тиск у повітропроводах і газових трактах;
- висока температура корпусів турбіни й компресора;
- наявність обертових елементів з високою частотою обертання;
- викиди відпрацьованих газів і мастила;
- шумове навантаження та вібрації;
- контакт із гарячими поверхнями та рухомими частинами.

Для мінімізації впливу шкідливих факторів обслуговування повинно виконуватись тільки після повної зупинки двигуна, охолодження агрегатів та скидання залишкового тиску у системах.

					<i>КРБ.142.4227см.25.21.00.ПЗ</i>	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Організаційні заходи безпеки

До організаційних заходів належать:

оформлення наряду-допуску для виконання робіт підвищеної небезпеки;

проведення інструктажу та перевірки знань з охорони праці;

чітке визначення зони обслуговування та огороження небезпечних ділянок;

контроль за технічним станом інструментів і обладнання.

Обслуговування допускається виконувати тільки за наявності технічної документації, де наведено перелік операцій, допустимі навантаження, температури та інтервали між перевітками. Працівники повинні бути поінформовані про можливі аварійні ситуації та порядок дій у разі їх виникнення.

Технічні заходи безпеки

Технічні заходи включають:

перевірку герметичності з'єднань та стану ущільнень;

використання справного інструменту та пристроїв для демонтажу вузлів;

наявність технічної ізоляції гарячих поверхонь;

встановлення захисних кожухів на обертові частини;

контроль тиску та температури до і після обслуговування;

перевірку кріплень та механічних з'єднань після монтажу.

Перед початком робіт необхідно переконатися у відсутності залишкового тиску в системі наддуву та повній зупинці ротора турбокомпресора. Не допускається виконання робіт на працюючому двигуні.

Засоби індивідуального захисту (ЗІЗ)

Під час обслуговування турбокомпресора працівники зобов'язані використовувати такі ЗІЗ:

					КРБ.142.4227см.25.21.00.ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

захисний спецодяг з термостійких матеріалів;
рукавиці з термозахистом;
захисні окуляри або щитки;
протишумні навушники (за наявності підвищеного рівня шуму);
каска для захисту голови;
респіратори при можливості контакту з аерозолями мастила.

Всі засоби захисту мають відповідати стандартам ДСТУ і перебувати в належному технічному стані. Працівники повинні бути навчені правильному використанню ЗІЗ.

Пожежна безпека

Турбокомпресор працює з мастильними матеріалами, що мають низьку температуру займання. Тому особливу увагу слід приділяти протипожежним заходам:

забороняється використовувати відкритий вогонь поблизу агрегату;
у місці обслуговування повинні бути вогнегасники, пісок, азбестове полотно;
витоки мастила необхідно негайно усувати;
куріння поблизу обладнання категорично заборонено;
проводити профілактичну перевірку електрообладнання на предмет іскріння або перегріву.

Вимоги до персоналу

Особи, що виконують обслуговування, повинні мати відповідну професійну підготовку, пройти медогляд, навчання й атестацію. Вони зобов'язані дотримуватися посадових інструкцій, технологічного регламенту та правил охорони праці. При виявленні порушень або несправностей слід негайно зупинити роботу і повідомити відповідальних осіб.

					<i>КРБ.142.4227см.25.21.00.ПЗ</i>	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Висновки

Забезпечення вимог охорони праці під час обслуговування турбокомпресора двигуна 6ЧН 12,6/13 є необхідною умовою безпечної та ефективної експлуатації обладнання. Дотримання комплексу організаційних, технічних та індивідуальних заходів дозволяє запобігти травматизму, аварійним ситуаціям та зберегти працездатність як персоналу, так і технічних систем. Особливу увагу слід приділяти стану ЗІЗ, справності обладнання, професійній підготовці персоналу та суворому дотриманню інструкцій.

					КРБ.142.4227см.25.21.00.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У результаті виконання кваліфікаційної роботи було здійснено комплексний інженерний аналіз автомобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,6/13 (WEICHAİ WD615), що дозволило оцінити його конструктивні особливості, технічні параметри та потенціал подальшої модернізації.

На основі вихідних технічних характеристик двигуна проведено розрахунок робочого циклу за методом Гріневецького–Мазинга. Отримані результати дозволили визначити індикаторні та ефективні параметри, зокрема тиск згоряння, температурні режими, індикаторну потужність, питому витрату палива й коефіцієнт корисної дії, що свідчить про відповідність двигуна сучасним вимогам до енергетичної ефективності.

Виконано розрахунок динамічних навантажень у кривошипно-шатунному механізмі, побудовані відповідні графіки сил: газодинамічного навантаження, інерційних сил, осьових і дотичних компонентів. Це дозволило встановити діапазони силових впливів, оцінити напружений стан деталей та сформулювати рекомендації щодо міцності конструкції.

У межах роботи також розроблено проект турбокомпресора ТКР-11, адаптованого до параметрів обраного двигуна. Здійснено підбір типорозміру, розраховано основні конструктивні елементи, зокрема робоче колесо, дифузор і повітрозбірник, а також визначено адіабатний ККД та геометричні параметри. Це забезпечує ефективне наддування, зменшення витрати пального та покращення потужнісних характеристик двигуна.

Окрему увагу приділено питанням охорони праці при експлуатації та технічному обслуговуванні турбокомпресора. Запропоновано організаційні, технічні та профілактичні заходи безпеки, описано засоби індивідуального захисту, а також окреслено основні вимоги до персоналу. Такий підхід забезпечує зниження виробничих ризиків і підвищення рівня промислової безпеки.

					<i>КРБ.142.4227см.25.21.00.ПЗ</i>	Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Транспортні енергетичні установки : навч. посіб. / О. М. Артюх та ін. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 264 с.
2. Lakshminarayanan P. A., Avinash Kumar Agarwal. Design and Development of Heavy Duty Diesel Engines. Springer, 2020. – 912 p.
3. Bennett S. Modern Diesel Technology: Light Duty Diesels. New York: Delmar, 2012. – 412 p.
4. 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/
5. Дяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія : підручник. Харків : НТУ «ХПІ», 2008. – 488 с.
6. Challen B., Baranescu R. Diesel Engine Reference Book. Second edition Butter-worth-Heinemann, 1999. – 675 p.
7. 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.
8. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.