

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.

« ____ » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**РОЗРАХУНОК АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 12,8/15,5
(MAN D 2866)**

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування
Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

О. С. Митрофанов

Здобувач освіти

Д. О. Кузьмін

Миколаїв 2023

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

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

Кузьмін Данііл Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок автомобільного двигуна типу 6ЧН 12,8/15,5 (MAN D 2866)

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

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

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

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Двигун прототип - MAN D 2866, потужність двигуна – 228 кВт; частота обертання колінчатого валу – 1900 хв⁻¹; паливо – дизельне

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна 6ЧН 12,8/15,5; Моделювання робочого циклу двигуна 6ЧН 12,8/15,5; Перевірочний розрахунок динаміки двигуна 6ЧН 12,8/15,5; Проектування турбокомпресора двигуна 6ЧН 12,8/15,5; Розробка основних систем двигуна 6ЧН 12,8/15,5; Забезпечення вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Поперечний переріз двигуна 6ЧН 12,8/15,5 (MAN D 2866); Індикаторна діаграма та діаграми динаміки; Турбокомпресор ТКР-14; Системи двигуна 6ЧН 12,8/15,5

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

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі розглянуто основні питання, що відображають особливості конструювання, проектування та розрахунку автомобільного дизельного двигуна. В якості базового був обраний двигун 6ЧН 12,8/15,5 (D2866 LF 36) виробництва фірми MAN.

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

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 81 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, робочий цикл, турбокомпресор, ефективні показники, паливна система, масляна система, система охолодження, система повітропостачання та газовідводу.

The qualification work shows the main issues that reflect the peculiarities of the construction, design and calculation of an automotive diesel engine. 6ЧН 12,8/15,5 engine manufactured by MAN was chosen as the 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 81 pages of explanatory note. Ten sources are used. The graphic part is presented on 4 drawings of format A1.

Key words: internal combustion engine, operating cycle, turbocharger, efficiency, fuel system, oil system, cooling system, air supply and exhaust system.

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ІІЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Опис загальної будови двигуна 6ЧН 12,8/15,5.....	5
Розділ 2. Моделювання робочого циклу двигуна 6ЧН 12,8/15,5	13
2.1 Основні положення розрахунку робочого циклу двигуна 6ЧН 12,8/15,5.	13
2.2 Вибір вхідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна 6ЧН 12,8/15,5	13
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна 6ЧН 12,8/15,5.....	15
2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми двигуна 6ЧН 12,8/15,5...	16
Розділ 3. Перевірочний розрахунок динаміки двигуна 6ЧН 12,8/15,5.....	19
Розділ 4. Проектування турбокомпресора двигуна 6ЧН 12,8/15,5.....	25
Розділ 5. Розробка основних систем двигуна 6ЧН 12,8/15,5.....	48
5.1 Паливна система.....	48
5.2 Масляна система.....	54
5.3 Система охолодження.....	61
5.4 Система газообміну.....	66
Розділ 6. Забезпечення вимог охорони праці.....	71
Висновки.....	76
Список використаної літератури.....	77
Додаток А. Поперечний переріз двигуна 6ЧН 12,8/15,5.....	78
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....	79
Додаток В. Турбокомпресор ТК-14.....	80
Додаток Г. Системи двигуна 6ЧН 12,8/15,5.....	81

ВСТУП

Відповідно до завдання кафедри ДВЗ, У та ТЕ виконана бакалаврська кваліфікаційна робота на тему: «Розрахунок автомобільного двигуна типу 6ЧН 12,8/15,5 (MAN D 2866)».

Дана кваліфікаційна робота на здобуття першого рівня вищої освіти (бакалавр) пов'язана з розглядом сучасного автомобільного дизельного двигуна, який використовується на серійних вантажних автомобілях MAN. Широке застосування цих дизельних двигунів визначає актуальність більш предметного вивчення їх у ході виконання бакалаврської роботи. Практично усі двигуни даного типу виробництва фірми MAN мають значний резерв збільшення потужності та зменшення витрати палива який у кваліфікаційній роботі реалізується застосуванням збільшеного наддуву. Модернізований таким чином двигун має більш широкі можливості для свого використання, оскільки дозволяє забезпечити більш широкий спектр транспортних послуг з відповідним екіпажем.

Для забезпечення реалізації завдання з підвищення потужності виконується розрахунок циклу під задану потужність, а отримані параметри робочого циклу застосовуються у розрахунку компресора з підвищеним тиском наддуву. Модернізований дизельний двигун з підвищеним тиском наддуву має бути більш економічним, що забезпечить значно менші витрати на експлуатацію транспортного засобу та вартість перевезення вантажів.

					КРБ.142.2227ст.23.10.00.ІІЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС ЗАГАЛЬНОЇ БУДОВИ ДВИГУНА 6ЧН 12,8/15,5

Технічна характеристика дизеля 6ЧН 12,8/15,5 (рис. 1.1) подано у табл. 1.1.

Таблиця 1.1. – Основні технічні характеристики дизеля 6ЧН 12,8/15,5

Параметри	Значення
Тип двигуна	4-хтактний з безпосереднім упорскуванням палива рідинного охолодження з газотурбінним наддувом й проміжним охолодженням наддувного повітря
Кількість циліндрів	6
Компоновка циліндрів	рядне
Діаметр робочого циліндра, мм	128
Хід поршня, мм	155
Робочий об'єм усіх циліндрів двигуна, см ³	11967
Порядок роботи циліндрів	1-5-3-6-2-4
Ступінь тиску	16
Номінальна потужність дизеля, кВт	228
Частота обертання колінчастого вала, відповідна повній потужності, хв ⁻¹	1900
Питома ефективна витрата палива на повній потужності, г/(кВт·год)	222

Картер та блок робочих циліндрів дизеля виготовлено за однієї суцільної заготовки зі спеціального чавуну, що забезпечує необхідну міцність й еластичність (рис. 1.2.). Двигун має змінні мокрі втулки робочих циліндрів. Для омивання верхньої гарячої частини втулок робочих циліндрів подача охолоджуючої рідини точно дозується.

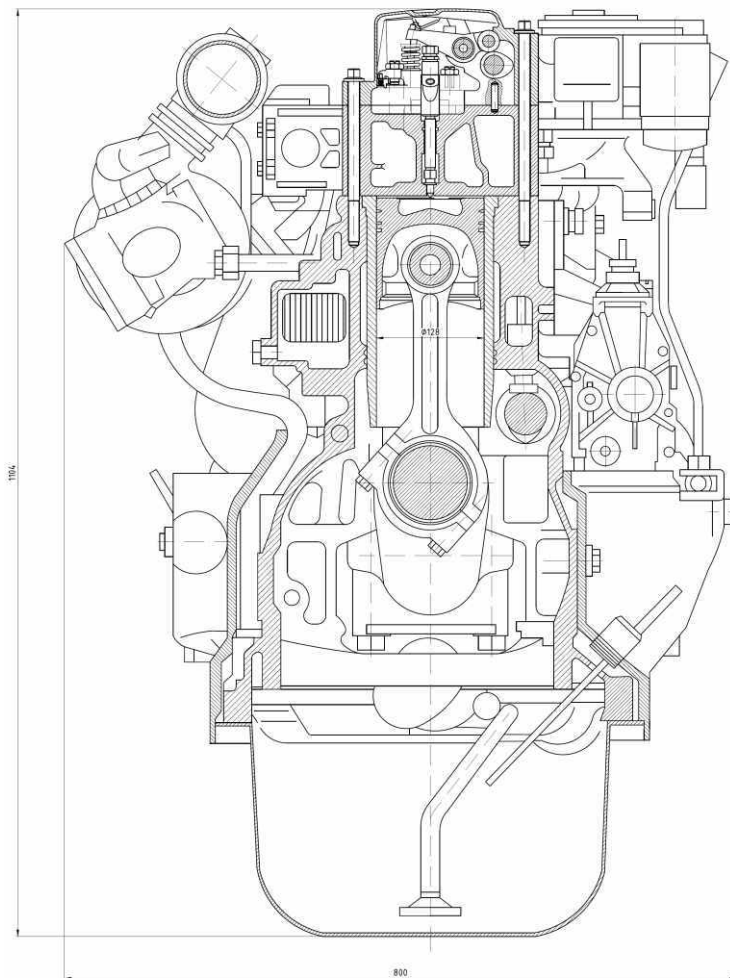


Рисунок 1.1 – Поперечний переріз дизеля 6ЧН 12,8/15,5

Точно розрахована товщина стінок втулок робочих циліндрів та функціонального заребрень, що дає змогу досягти максимальної ефективності, забезпечити міцність форми та малозумність картера. Для збільшення міцності нижня частина картера виготовлена у вигляді траверси. Мокрі замінні втулки робочих циліндрів дизеля виготовлено з використанням спеціального відцентрового лиття. Ущільнюючі кільця вставлено у картер в сухому виді.

Колінчастий вал дизеля 6ЧН 12,8/15,5 розміщений на сімох підшипниках. Колінчастий вал відштамповано з поліпшеної мікросталі. Колінчастий вал динамічно збалансовано, що забезпечено за допомогою вісьмох приварених противаг. Корінні й шатунні шійки валу та зубчасті

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

колеса загартовані індукційним способом та відшліфовані. Шатунні підшипники забезпечуються маслом від корінного підшипника через отвори. На задньому ущільнювачі колінчастого вала дизеля, також як і на передньому, використовуються кільця для забезпечення радіального ущільнення. Маховик дизеля відцентровано по відношенню до колінчастого валу за допомогою установочного штифта та закріплено десятима поворотними гвинтами.

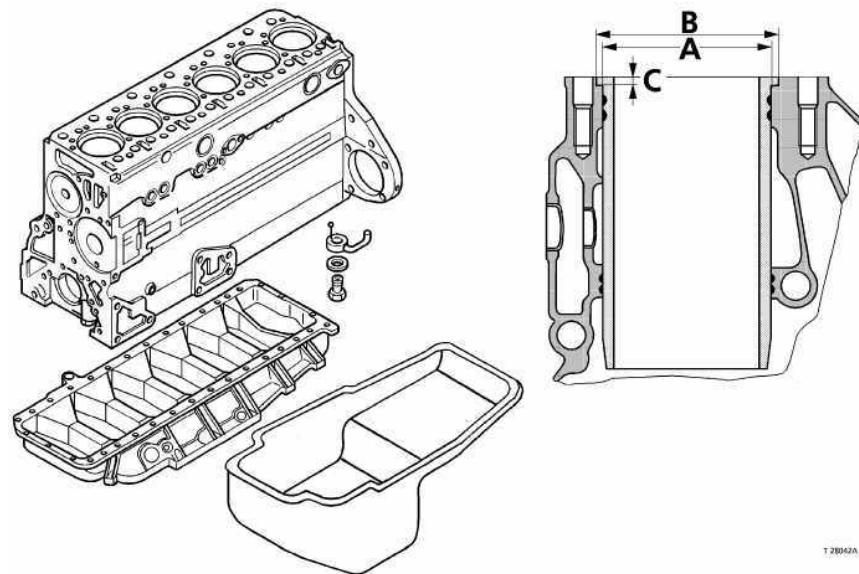


Рисунок 1.2 – Блок-картер дизеля 6ЧН 12,8/15,5

Шатуни дизеля 6ЧН 12,8/15,5 (рис. 1.3) з косим роз'ємом виготовлено з поліпшеної сталі шляхом штампування. Підшипник поршневого пальця дизеля 6ЧН 12,8/15,5 забезпечується маслом за допомогою довгого отвору подачі масла в шатуні. Шатун дизеля 6ЧН 12,8/15,5 має прилив для балансування паралельно отвору для встановлення поршневого пальця. Шатун має трапецеїдальні скоси в районі отворів для встановлення поршневого пальця. Кришка шатуна дизеля фіксується за допомогою зубів на стику та пригвинчена гвинтами. Шатун дизеля 6ЧН 12,8/15,5 можна витягти через робочий циліндр вгору. Верхній вкладиш підшипника з зносостійкого сплаву. Максимальна допустима різниця у вазі на один монтажний набір складає не більше 50 гр.

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

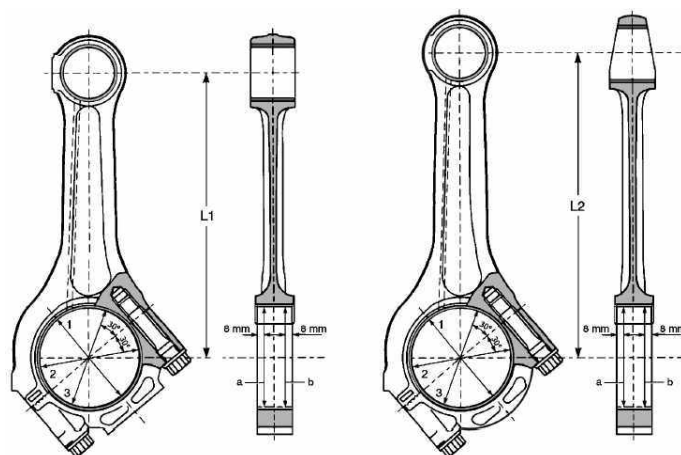


Рисунок 1.3 – Шатун дизеля 6ЧН 12,8/15,5

Поршень дизеля 6ЧН 12,8/15,5 (рис. 1.4) відлито з спеціального алюмінієвого сплаву з чавунною вставкою. Для верхнього поршневого кільця у поршні також залита зміцнююча вставка.

Для отримання мінімального зазору поршня з втулкою робочого циліндру (для забезпечення гарної герметичності камери згоряння) виконана спеціальна обтяжка із сталевих смуг. Днище поршня дизеля охолоджується за допомогою струменя масла поданого з форсунки розміщеної у картері. Для дизеля 6ЧН 12,8/15,5 по причині високих термічних навантажень використовується поршень з спеціальними каналами для охолодження. У нижній частині поршня дизеля 6ЧН 12,8/15,5 є два отвори для масла (канали для охолодження рис. 1.5). Через ці канали відповідним чином відбувається охолодження днища поршня.

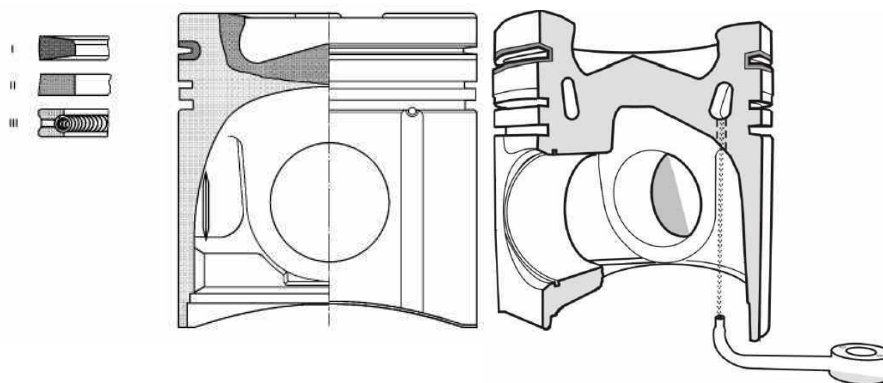


Рисунок 1.4 – Поршень дизеля 6ЧН 12,8/15,5

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		8

Усі двигуни TGA мають 4-клапанну кришку робочого циліндра (рис. 1.5).

Кришка робочого циліндра виконана з литим впускним-випускним каналом, який забезпечує виникнення вихрового руху гарячої суміші. У кришці встановлено вставні кільця сідел впускних та випускних клапанів, а також запресовані напрямні втулки клапанів. Кришка робочого циліндра закріплена за допомогою шістьох високоміцних болтів з буртиками.

Для забезпечення ефективного охолодження охолоджуюча рідина поперечним потоком направляється через кришку циліндрів від випускної сторони до впускної. Направляючі ребра забезпечують оптимальну подачу охолоджуючої рідини. Охолодження перемички між випускними клапанами у 4-ох клапанній кришці робочого циліндра здійснюється через литий канал подачі охолоджуючої рідини.

На кожний циліндр є по два навісних впускних й випускних клапана. Керування клапанами забезпечується за допомогою твердосплавного штовхача (впуск та випуск), штанги штовхача й кованого коромисла. Перенесення сили забезпечується від коромисла на впускні (випускні) клапани через регулюючий гвинт й перемичку клапанів, що проходить через кінці стрижнів клапанів.

У перемичці випускного клапана дизеля встановлено механізм EVB. Подача масла на коромисло й EVB забезпечується через корпус підшипника коромисла. Опори EVB вмонтовано у корпус підшипника коромисла. Коромисла кріпляться осями, які запресовано у корпус підшипника коромисла. Корпус підшипника коромисла разом з кришкою робочого циліндра кріпиться гвинтами до блоку робочих циліндрів. На випускних клапанах дизеля встановлено ущільнювачі стрижнів клапанів для забезпечення зменшення витрати масла.

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

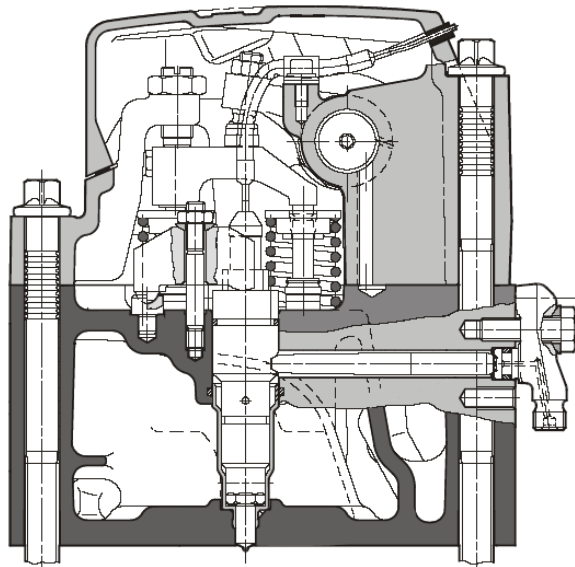


Рисунок 1.5 – Кришка робочого циліндру дизеля 6ЧН 12,8/15,5

Кришка робочого циліндра з корпусом коромисла, ущільнена від охолоджуючої рідини, кріпиться до картері за допомогою шістьох поворотних гвинтів. Гвинт кришка робочого циліндра у верхній частині має різьбу. Ця різьба призначена для покращення з'єднання й центрування між кришкою робочого циліндра й корпусом коромисла.

Розподільчий вал дизеля 6ЧН 12,8/15,5 (рис. 1.6) розміщено у картері на сімох опорах у вигляді втулок з покриттям антифрикційним сплавом. Розподільчий вал дизеля характеризується незначною генерацією шуму, великим терміном експлуатації, а також системою запобігання перевищення номінальної частоти обертання двигуном.

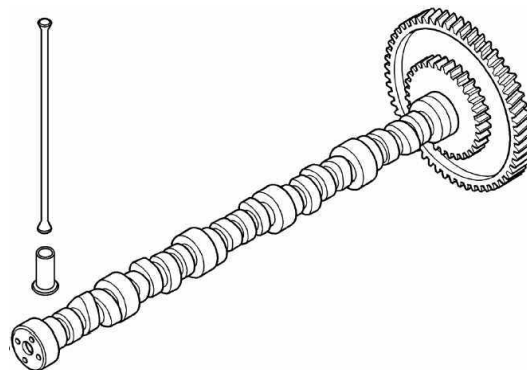


Рисунок 1.6 – Розподільчий вал дизеля 6ЧН 12,8/15,5

На дизелі 6ЧН 12,8/15,5 встановлено блочний ПНВТ фірми Bosch (рис. 1.7). Для забезпечення ефективного процесу згоряння палива ПНВТ повинен упорскувати під тиском від 70 МПа до 85 МПа і з максимально можливою точністю дозування.

Оптимальним є компроміс між витратою палива, викидами шкідливих речовин у атмосферу та генерацією шуму (жорсткість роботи двигуна) потребує точності початку уприскування, приблизно, 1° до ВМТ дизеля. Для керуванням початком упорскування та компенсації часу поширення хвилі тиску в паливопроводі високого тиску призначена муфта випередження впорскування палива (керована механічним чи електронним шляхом) за допомогою якої початок подачі палива ПНВТ переміщається у необхідному напрямку.

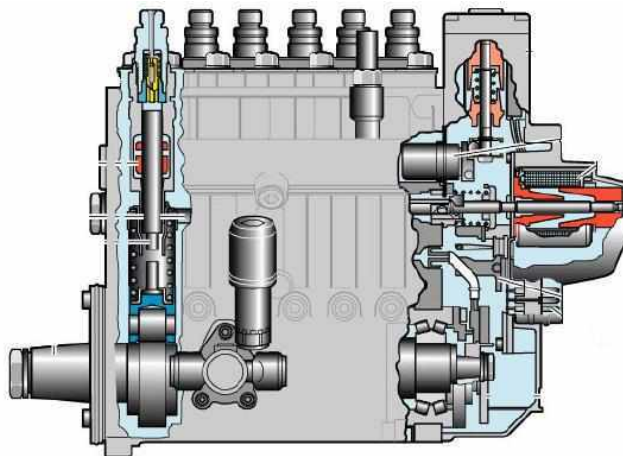


Рисунок 1.7 – Блочний ПНВТ дизеля 6ЧН 12,8/15,5 фірми Bosch

Форсунки дизеля 6ЧН 12,8/15,5 (рис. 1.8.) розташовуються у кришці циліндрів між впускними та випускними клапанами двигуна. За рахунок вертикального розташування точки гідравлічного удару паливних форсунок у середині циліндра в поєднанні з багатоструменевим розпиленням палива забезпечується режим згоряння, який є найбільш оптимальним у плані потужності та ефективної витрати палива.

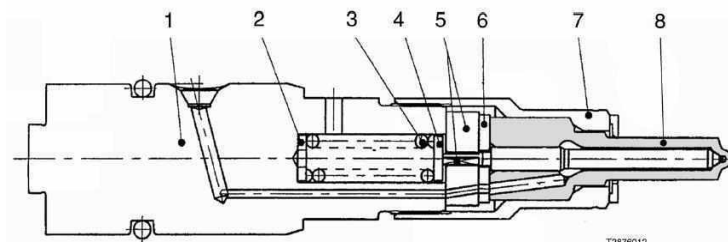


Рисунок 1.8 – Форсунка дизеля 6ЧН 12,8/15,5:

1 – корпус форсунки; 2 – установочна шайба; 3 – натискна пружина;
4 – гвинт; 5 – діафрагма; 6 – шайба; 7 – накидна гайка; 8 – розпилювач

Турбіна перетворює енергію відпрацьованих газів в енергію руху та приводить в дію повітряний компресор. Повітряний компресор, у свою чергу, додає прискорення свіжому заряду повітря та забезпечує його стиснення та подачу до робочого циліндрів дизеля. До збільшеної таким чином повітряної маси у робочих циліндрах дизеля також може подаватися збільшена циклова доза палива. Турбонагнітач дизеля 6ЧН 12,8/15,5 (рис.1.9) під'єднаний до системи циркуляції масла й тому не потребує окремого технічного обслуговування, однак все ж слід дотримуватися встановленої якості масла, що використовується на ньому. При заміні турбонагнітача, його необхідно наповнити маслом до підключення нагнітаючого трубопроводу.

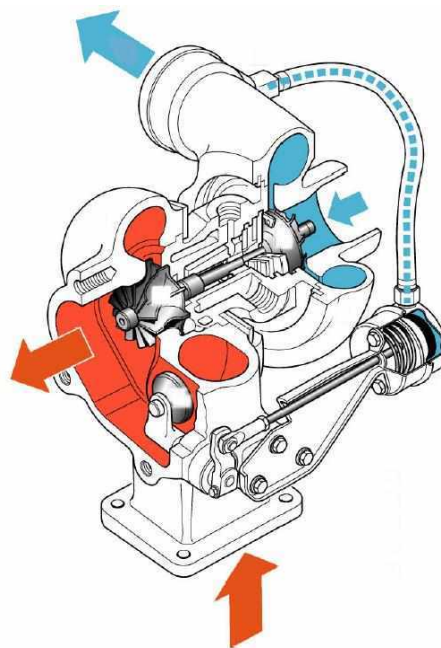


Рисунок 1.9 – Турбокомпресор дизеля 6ЧН 12,8/15,5

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		12

РОЗДІЛ 2

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 6ЧН 12,8/15,5

2.1. Основні положення розрахунку робочого циклу двигуна 6ЧН 12,8/15,5

Головним завданням проведення розрахунку робочого циклу автомобільного дизеля є визначення основних параметрів та показників його робочого процесу, які дають змогу характеризувати ефективність, а також паливну економічність роботи дизеля 6ЧН 12,8/15,5.

Розрахунки робочого циклу будь якого двигуна, здебільшого, проводяться для номінального його режиму роботи. Для проведення моделювання робочого циклу часткових режимів роботи двигуна схема розрахунку залишається тією же, однак вибір вихідних (початкових) даних для виконання моделювання повинний бути здійснений згідно з особливостями цього розрахункового режиму.

Розрахунковий (теоретичний) цикл двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) складається з п'яти послідовно змінюючихся процесів, а саме: наповнення робочого циліндру, стиску, згоряння, розширення і випуску відпрацьованих газів (ВГ). Розрахунковий цикл модернізованого автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 (D2866 LF 36) виробництва фірми MAN виконано на персональному комп'ютері за методикою, яка базується на методі теплового розрахунку В. І. Грінівецького.

2.2. Вибір вхідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна 6ЧН 12,8/15,5

Вихідні дані для початку проведення розрахунку робочого циклу автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 обираються за його паспортними даними

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ІІЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

(для номінального режиму експлуатації дизеля), або обираються з довідкових літературних джерел для подібного типу двигунів внутрішнього згоряння, його швидкохідності та цільового призначення. Вихідні параметри дизеля для початку виконання розрахунку циклу представлено у табл. 2.1.

Таблиця 2.1. – Вихідні параметри для початку розрахунку робочого циклу автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 (MAN D2866 LF 36)

№ з.п.	Вихідні параметри	Значення
1	Ефективна потужність, кВт	228
2	Частота обертання, мин^{-1}	1900
3	Тиск навколишнього середовища, МПа	0,1013
4	Температура навколишнього середовища, К	313
5	Тиск повітря за компресором, МПа	0,23
6	Коефіцієнт продувки	1,05
7	Коефіцієнт залишкових газів	0,03
8	Коефіцієнт використаної теплоти в точці z	0,8
9	Коефіцієнт використаної теплоти в точці b	0,89
10	Ступінь стиснення	16
11	Ступінь підвищення тиску при згорянні	1,3
12	Підігрів заряду від стінок циліндра, К	20
13	Частка ходу поршня, втрачена на газообмін	0
14	Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	0,98
15	Механічний ККД двигуна	0,78
16	Адіабатний ККД компресора турбокомпресора	0,82
17	Втрата тиску в охолоджувачі повітря, МПа	0,004
18	ККД системи охолодження повітря	0,87
19	Температура залишкових газів	800
20	Масовий склад палива (кг/кг)	C = 0,897 H = 0,125 S = 0 O = 0
21	Нижча теплота згоряння палива, кДж	43000
22	Число циліндрів	6
23	Діаметр циліндра, м	0,128
24	Хід поршня, м	0,155
25	Коефіцієнт тактності	0,5
26	Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні	1,98
27	Показник адіабати для повітря	1,4
28	Механічний ККД турбокомпресора	0,97
29	Внутрішній ККД турбіни турбокомпресора	0,79
30	Коефіцієнт втрат тиску на впуску	0,89
31	Ставлення тиску перед турбіною до тиску за компресором	0,79

2.3. Розрахунок робочого циклу двигуна 6ЧН 12,8/15,5

Розрахунок робочого циклу автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 у роботі виконується за відомою методикою Гриневецького-Мазінга з використанням персонального комп'ютера у програмному середовищі *Mathcad*. У результаті виконаних розрахунків робочого циклу автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 є визначення основних його показників роботи на розрахунковому (номінальному) режимі та порівняння їх з паспортними даними дизеля за умов мінімізації похибки при отриманні розрахункової та заданої ефективної потужності. Результати моделювання робочого циклу автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 (MAN D2866 LF 36) представлено у табл. 2.2.

Таблиця 2.2. – Розрахунок робочого циклу автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 (MAN D2866 LF 36)

№ з.п.	Процес	Значення
Розрахунок процесу наповнення		
1	Температура повітря за компресором, К	413,885
2	Температура повітря в ресивері, К	326,115
3	Температура повітря в кінці наповнення, К	359,335
4	Тиск повітря в ресивері двигуна	0,226
5	Тиск в кінці наповнення, МПа	0,201
6	Коефіцієнт наповнення	0,836
Розрахунок процесу стиснення		
7	Регресійне рівняння для розрахунку середньої ізохорної мольної питомої теплоємності повітря, кДж/(кмоль·К)	$c_v' \leftarrow 19,26 + 0,0025 \cdot T$
8	Регресійне рівняння для розрахунку середньої ізохорної мольної питомої теплоємності газів, що відходять, кДж/(кмоль·К)	$c_v'' \leftarrow 20,47 + 0,0036 \cdot T$
9	Визначення коефіцієнтів рівняння регресії для теплоємності суміші газів в циліндрі в кінці процесу стиснення	$b_c = 0,002516$ $a_{vc} = 19,278$
10	Показник політропи стиснення	1,359
11	Тиск в кінці стиснення, МПа	8,714
12	Температура в кінці стиснення, К	972,944
Розрахунок процесу згоряння		
13	Кількість повітря, що надходить у циліндр кмоль/кг	0,982
14	Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни	1,0318
15	Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	1,0309
16	Частка палива, що вигоріла до точки z	0,899

17	Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z	1,028
18	Питома ізохорна середня теплоємність в точці z , кДж/(кмоль·К)	$\Delta M = 0,0313$ $m = 1,063$ $b_z = 0,00302$ $a_{vz} = 19,82895$
19	Визначення коефіцієнтів рівняння регресії для теплоємності робочого тіла в точці b кДж/(кмоль·К)	$b_b = 0,003072$ $a_{vb} = 19,88909$
20	Визначення температури в точці z , К	1890
21	Максимальний тиск в циліндрі, МПа	11,328
Розрахунок процесу розширення		
22	Ступінь попереднього розширення	1,536
23	Ступінь подальшого розширення	10,416
24	Визначення показника політропи розширення та температури робочого тіла в точці b , К.	$n_2 = 1,252$ $T_b = 1048$
25	Тиск в кінці процесу розширення, МПа	0,603
Визначення індикаторних показників циклу		
26	Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа	1,438
27	Дійсний середній індикаторний тиск, МПа	1,409
28	Питома індикаторна витрата палива кг/(кВт·год)	0,182
29	Індикаторний ККД	0,461
Визначення ефективних показників		
30	Середній ефективний тиск, МПа	1,202
31	Ефективний ККД	0,393
32	Питома ефективна витрата палива кг/(кВт·год)	0,213
33	Ефективна потужність двигуна	227,945
34	Похибка визначення ефективної потужності	– 0,024 %
Розрахунок балансу потужності турбіни і компресора		
35	Визначення витрати повітря двигуном, кг/год	0,402
36	Витрата газів через турбіну, кг/год	0,415
37	Тиск газів перед турбіною, МПа	0,182
38	Температура газів, К	822,977
39	Кількість робочого тіла, кмоль/кг	1,012
40	Газова стала для газів, що відходять,	287,208
41	Показник адіабати для газів, що відходять	1,371
42	Ступінь підвищення тиску повітря в компресорі	2,268
43	Розрахунковий тиск наддуву, МПа	0,2297
44	Похибка визначення тиску наддуву	– 0,12 %

2.4. Розрахунок та побудова індикаторної діаграми двигуна 6ЧН 12,8/15,5

За результатами виконаного у розділі розрахунку номінального режиму роботи автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 (MAN D2866 LF 36) будується теоретична згорнута індикаторна діаграма у P – V координатах.

Вихідні дані для побудови згорнутої індикаторної діаграми автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 представлено у табл. 2.3.

Таблиця 2.3. – Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 (MAN D2866 LF 36)

Показник	Значення
Тиск в кінці стиснення, МПа	1,359
Показник політропи стиснення	1,252
Показник політропи розширення	8,714
Ступінь попереднього розширення	11,328
Максимальний тиск згорання, МПа	1,536

Точки згорнутої теоретичної індикаторної діаграми для побудови кривих стиснення та розширення розраховується за відповідними залежностями:

- процес стиснення $P_{ст.} = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}};$
- процес розширення $P_p. = \frac{P_2 * \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}}.$

Значення (V/V_c) для згорнутої теоретичної індикаторної діаграми обирається від одного до ступеня стиснення дизеля 6ЧН 12,8/15,5. Розрахунок виконано у вигляді таблиці (табл. 2.4). Після побудови кривих процесів стиснення та розширення на теоретичній індикаторній діаграмі будуються лінії наповнення та випуску. Вони зображуються на теоретичній діаграмі у вигляді горизонтальних ліній при відповідних значеннях тиску у робочому циліндрі.

Таблиця 2.4. – Результати розрахунків теоретичної згорнутої індикаторної діаграми дизельного двигуна 6ЧН 12,8/15,5

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1,00	11,33	
1,00	8,71	11,33
1,54	4,86	11,33
2,26	2,88	6,99
2,98	1,97	4,94
3,71	1,47	3,76

4,43	1,15	3,01
5,15	0,94	2,49
5,88	0,79	2,11
6,60	0,67	1,83
7,32	0,58	1,60
8,04	0,51	1,42
8,77	0,46	1,28
9,49	0,41	1,16
10,21	0,37	1,06
10,94	0,34	0,97
11,66	0,31	0,90
12,38	0,29	0,83
13,11	0,26	0,77
13,83	0,25	0,72
14,55	0,23	0,68
15,28	0,21	0,64
16,00	0,20	0,60
16,00		0,20

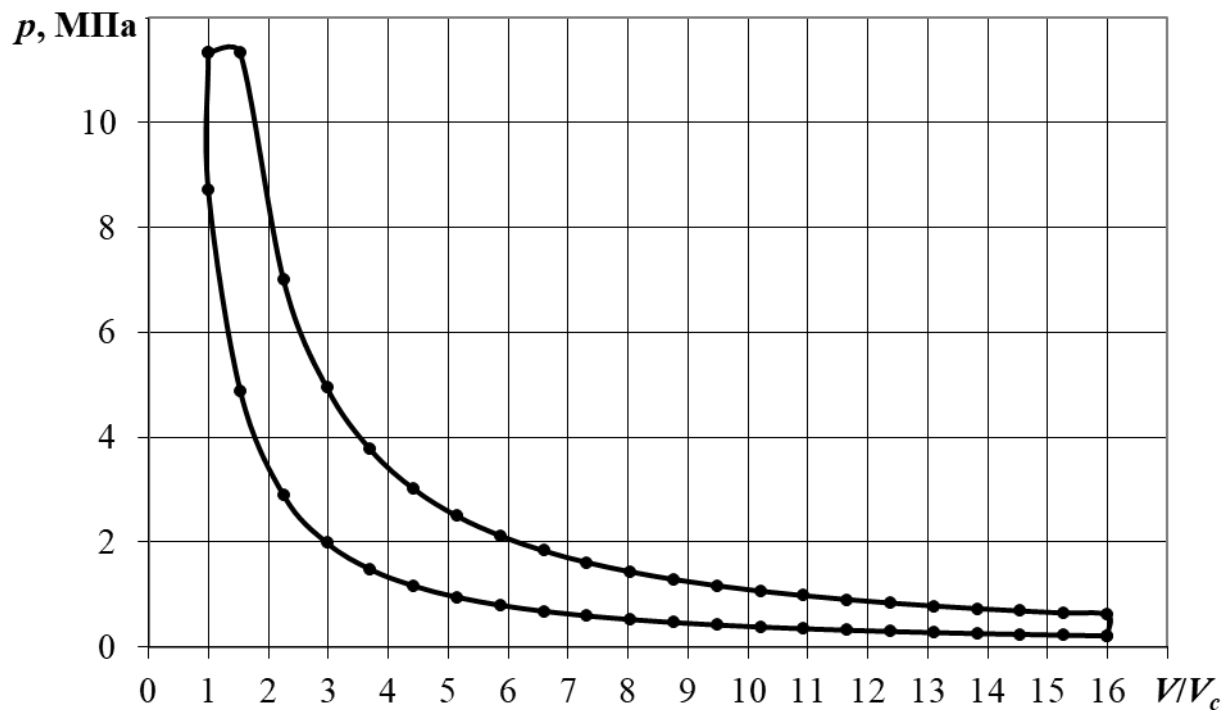


Рисунок 2.1 – Теоретична індикаторна діаграма
автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227см.23.10.00.ІІЗ

Аркуш

18

РОЗДІЛ 3

ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ ДВИГУНА

6ЧН 12,8/15,5

При виконанні розрахунків динаміки автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 у першу чергу необхідно розглянути дію на дизель сил тиску газів P_r , а також сил інерції P_j . Сумарна сила, що діє на поршень складатиме $P_{дв} = P_r + P_j$. Сумарна діюча сила $P_{дв}$ тисне на поршень двигуна, а лінія дії від неї збігається з віссю робочого циліндру двигуна. Далі ця сила розкладається на складові.

Схему сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі (КШМ) тронкового двигуна представлено на рис. 3.1. На представленій нижче схемі сили, що діють у КШМ дизеля, поділяються на: P_r – силу від тиску газів на поршень; P_j – силу інерції мас, що рухаються поступово; $P_{дв}$ – сумарну діючу силу; N – нормальну силу, що притискує поршень до втулки робочого циліндру; Q – силу, що тисне вздовж шатуна; T – дотичну силу (сила є дотичною до кривошипа колінчастого валу); Z – радіальну силу, що діє вздовж кривошипу.

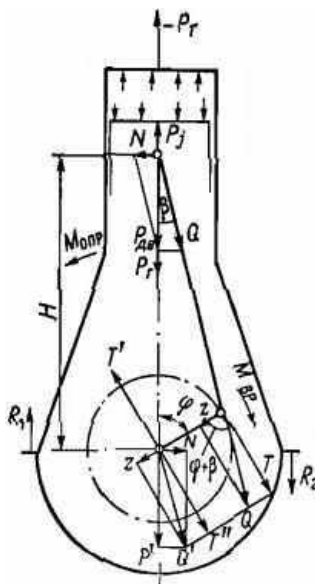


Рисунок 3.1 – Схема сил, що діють у КШМ тронкового ДВЗ

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Для визначення сил, що діють у КШМ автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 (D2866 LF 36) виробництва фірми **MAN**, використовуються наступні формули:

$$P_j = -m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_{ш} \cos \varphi);$$

$$P_{дв} = P_{г} - P_{пп} + P_j + m_s g;$$

$$N = P_{дв} \operatorname{tg} \beta;$$

$$Q = P_{дв} / \cos \beta;$$

$$T = Q \sin(\varphi + \beta);$$

$$Z = Q \cos(\varphi + \beta).$$

де $P_{г}$ – отримано з розгорнутої індикаторної діаграми (другий розділ кваліфікаційної роботи).

Розрахунок динаміки двигуна 6ЧН 12,8/15,5 виконується у табличній формі за допомогою програми реалізованої у середовищі *Excel*. Вихідні данні для початку розрахунків подані у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1. – Вхідні дані для розрахунку діючих сил у автомобільному дизелі 6ЧН 12,8/15,5 (MAN D2866 LF 36)

№ з.п.	Найменування	Од. вим.	Позначення	Значення
1	Діаметр поршня	м	D	0,128
2	Частота обертання КВ	хв^{-1}	n	1900
3	Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	11,328
4	Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,201
5	Тиск наддуву	МПа	P_k	0,23
6	Тиск залишкових газів	МПа	$P_{г}$	0,182
7	Кривошипно-шатунне відношення	—	λ	0,32
8	Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	6,8
9	Радіус кривошипа	м	r	0,0775
10	Ступінь стиснення	—	ε	16
11	Показник політропи стиснення	—	n_1	1,359
12	Показник політропи розширення	—	n_2	1,252
13	Ступінь попереднього розширення	—	ρ	1,536
14	Кількість циліндрів	—	i	6

Таблиця 3.2. – Результати динамічного розрахунку автомобільного дизеля

6ЧН 12,8/15,5

φ°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,2300	-2,1390	-1,9090	0,0000	-1,9090	0,0000
15	0,2300	-2,0144	-1,7844	-0,1481	-1,6852	-0,6049
30	0,2300	-1,6627	-1,4327	-0,2312	-1,1251	-0,9166
45	0,2300	-1,1459	-0,9159	-0,2108	-0,4985	-0,7967
60	0,2300	-0,5510	-0,3210	-0,0913	-0,0814	-0,3236
75	0,2300	0,0297	0,2597	0,0829	-0,0129	0,2723
90	0,2300	0,5186	0,7486	0,2481	-0,2481	0,7486
105	0,2300	0,8685	1,0985	0,3508	-0,6231	0,9703
120	0,2300	1,0695	1,2995	0,3696	-0,9699	0,9406
135	0,2300	1,1459	1,3759	0,3167	-1,1968	0,7489
150	0,2300	1,1441	1,3741	0,2218	-1,3009	0,4950
165	0,2300	1,1162	1,3462	0,1117	-1,3292	0,2405
180	0,2010	1,1019	1,3029	0,0000	-1,3029	0,0000
195	0,2040	1,1162	1,3202	-0,1096	-1,3036	-0,2358
210	0,2137	1,1441	1,3578	-0,2191	-1,2854	-0,4891
225	0,2319	1,1459	1,3777	-0,3172	-1,1985	-0,7499
240	0,2624	1,0695	1,3319	-0,3789	-0,9941	-0,9641
255	0,3126	0,8685	1,1811	-0,3772	-0,6700	-1,0432
270	0,3968	0,5186	0,9154	-0,3033	-0,3033	-0,9154
285	0,5451	0,0297	0,5748	-0,1836	-0,0285	-0,6027
300	0,8271	-0,5510	0,2761	-0,0785	0,0700	-0,2784
315	1,4197	-1,1459	0,2738	-0,0630	0,1490	-0,2382
330	2,7975	-1,6627	1,1349	-0,1831	0,8913	-0,7260
345	5,8702	-2,0144	3,8558	-0,3201	3,6416	-1,3071
360	8,7015	-2,1390	6,5625	0,0000	6,5625	0,0000
375	11,3280	-2,0144	9,3136	0,7731	8,7962	3,1574
390	6,8155	-1,6627	5,1528	0,8316	4,0467	3,2966
405	3,6484	-1,1459	2,5025	0,5761	1,3622	2,1769
420	2,2179	-0,5510	1,6670	0,4742	0,4228	1,6807
435	1,5106	0,0297	1,5403	0,4919	-0,0764	1,6151
450	1,1274	0,5186	1,6460	0,5455	-0,5455	1,6460
465	0,9050	0,8685	1,7735	0,5663	-1,0061	1,5665
480	0,7702	1,0695	1,8397	0,5233	-1,3731	1,3316
495	0,6873	1,1459	1,8331	0,4220	-1,5946	0,9978
510	0,6375	1,1441	1,7816	0,2875	-1,6866	0,6418
525	0,6109	1,1162	1,7270	0,1434	-1,7053	0,3085
540	0,6025	1,1019	1,7044	0,0000	-1,7044	0,0000
555	0,1820	1,1162	1,2982	-0,1078	-1,2818	-0,2319

570	0,1820	1,1441	1,3261	-0,2140	-1,2554	-0,4777
585	0,1820	1,1459	1,3279	-0,3057	-1,1551	-0,7228
600	0,1820	1,0695	1,2515	-0,3560	-0,9341	-0,9059
615	0,1820	0,8685	1,0505	-0,3355	-0,5959	-0,9279
630	0,1820	0,5186	0,7006	-0,2322	-0,2322	-0,7006
645	0,1820	0,0297	0,2117	-0,0676	-0,0105	-0,2220
660	0,1820	-0,5510	-0,3690	0,1050	-0,0936	0,3720
675	0,1820	-1,1459	-0,9639	0,2219	-0,5246	0,8385
690	0,1820	-1,6627	-1,4807	0,2389	-1,1628	0,9473
705	0,1820	-2,0144	-1,8324	0,1521	-1,7305	0,6212
720	0,1820	-2,1390	-1,9570	0,0000	-1,9570	0,0000

Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа

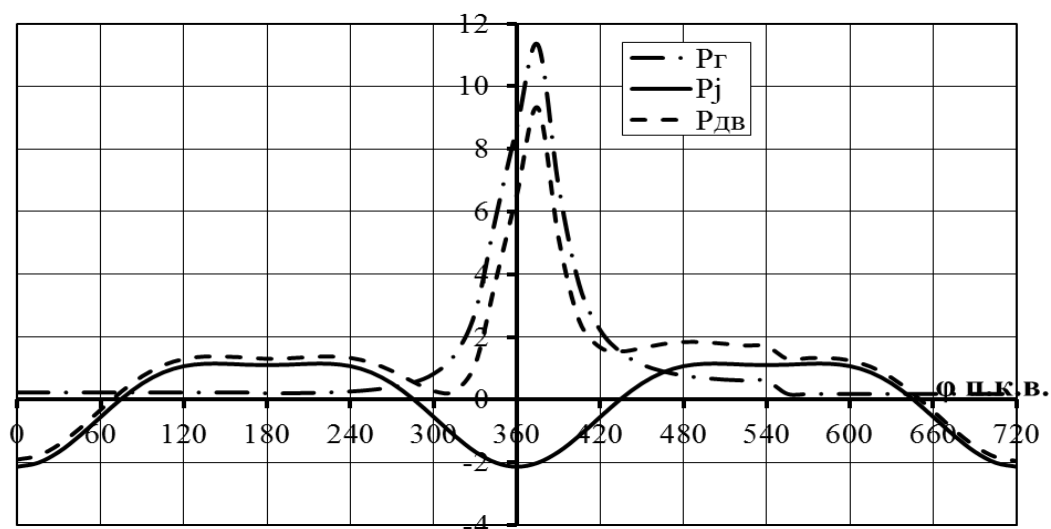


Рисунок 3.2 – Діаграми сил P_r , P_j , P_{dv} автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5

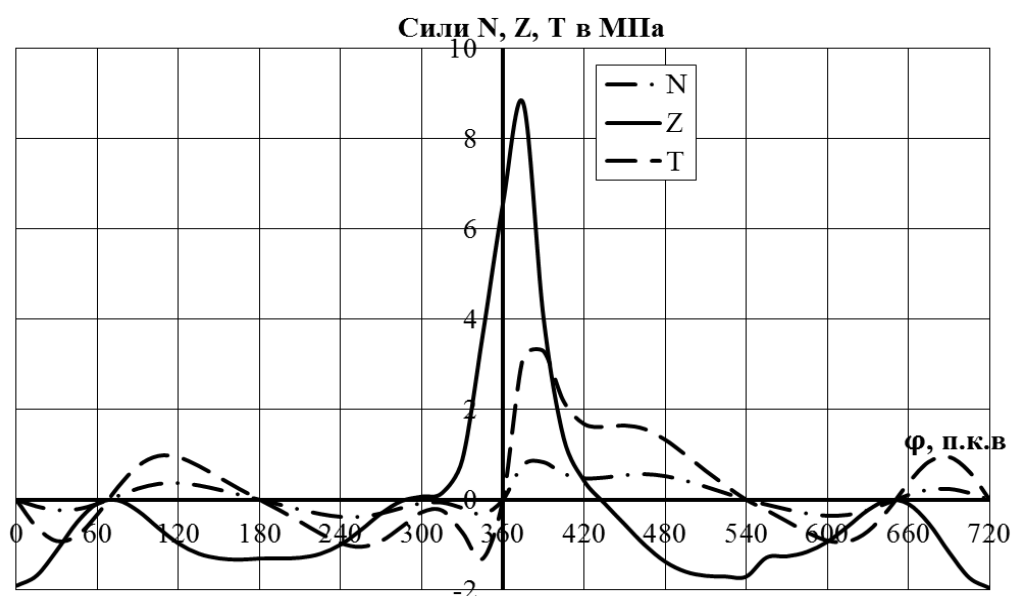


Рисунок 3.3 – Діаграми сил N , Z , T автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5

Для двигунів з кількістю робочих циліндрів, більше одного, дотичні сили від кожного з циліндрів складаються через взаємний вплив, який забезпечується за допомогою колінчастого валу. Правило складання наступне – діаграма сумарних дотичних сил T_{Σ} багатциліндрового дизеля будується послідовно сумуючи криві дотичних сил кожного з його циліндрів, зміщених по фазі на кута заклинки φ_z кривошипів колінчастого валу. Сумування сил можна виконувати графічним або в табличним шляхом у середовищі *Excel*. Сумарні дотичні сили потрібні для визначення обертового моменту дизеля та розрахунку колінчастого валу на міцність. У таблиці 3.3 подано результати розрахунку сумарної дотичної сили автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5.

Таблиця 3.3. – Визначення сумарних дотичних сил автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5

φ°	T_{Σ}						T_{Σ}	T^{cp}_{Σ}
	Номер циліндра							
	1	2	3	4	5	6		
0	0,000	0,941	-0,964	0,000	1,332	-0,906	0,40	1,40
15	-0,605	0,749	-1,043	3,157	0,998	-0,928	2,33	1,40
30	-0,917	0,495	-0,915	3,297	0,642	-0,701	1,90	1,40
45	-0,797	0,240	-0,603	2,177	0,309	-0,222	1,10	1,40
60	-0,324	0,000	-0,278	1,681	0,000	0,372	1,45	1,40
75	0,272	-0,236	-0,238	1,615	-0,232	0,838	2,02	1,40
90	0,749	-0,489	-0,726	1,646	-0,478	0,947	1,65	1,40
105	0,970	-0,750	-1,307	1,567	-0,723	0,621	0,38	1,40
120	0,941	-0,964	0,000	1,332	-0,906	0,000	0,40	1,40
							11,23	

На рис. 3.4 представлено графік сумарної дотичної сили T_{Σ} автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 та середнє за часом значення сумарної дотичної сили $T_{\Sigma ср}$.

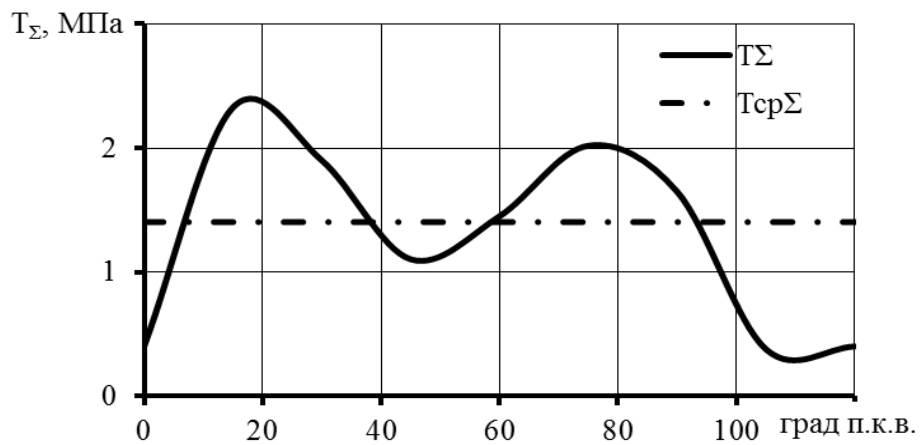


Рисунок 3.4 – Графік сумарних дотичних сил
автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5

Середнє за часом значення сумарної дотичної сили $T_{\Sigma cp}$ автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 визначається за даними таблиці 3.3 та формулою

$$T_{\Sigma cp} = \sum_{\varphi=0}^{\varphi_3 - \Delta\varphi} T_{\Sigma\varphi} \cdot \Delta\varphi / \varphi_3 = 11,23 \cdot \frac{15}{120} = 1,4 \text{ МПа} .$$

РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТУВАННЯ ТУРБОКОМПРЕСОРА ДВИГУНА 6ЧН 12,8/15,5

Вибір компресора прототипу для автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5

На базі проведених у другому розділі розрахунків робочого циклу автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 отримано потрібну кількість наддувного повітря для ефективної роботи двигуна та ступніть підвищення тиску у компресорі для забезпечення необхідної його потужності. Цих базових параметрів достатньо для обрання турбокомпресора-прототипу з відомих полів застосування турбокомпресорів типу ТКР. З умов витрати повітря на двигуном $Q = 0,4 \text{ м}^3/\text{с}$ та ступеня підвищення тиску $\Pi_k = 2,3$ визначається положення точки A у координатах $\Pi_k - Q$ (рис.4.1). Відповідно до полів положення точки A визначає, що турбокомпресор-прототип має належати до типорозміру ТКР-14, так як точка A знаходиться у межах відповідної фігури поля витрати повітря ($Q = 0,4 \text{ м}^3/\text{с}$), або так званої області застосування турбокомпресору цього типу.

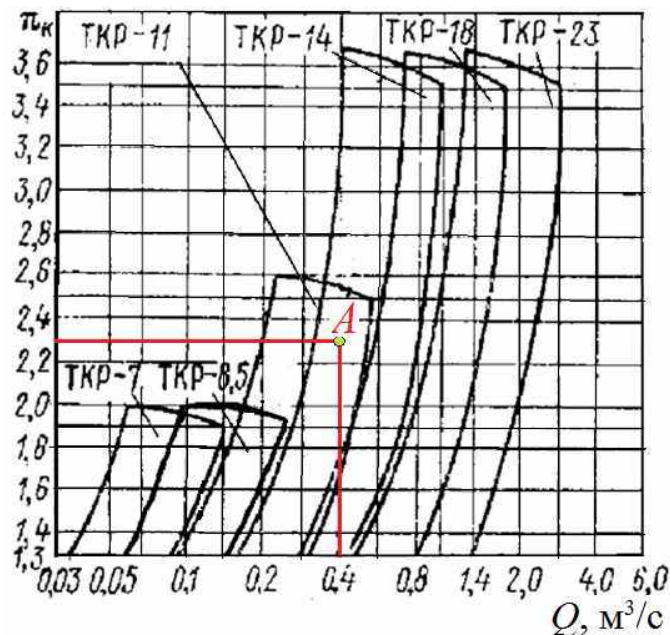


Рисунок 4.1 – Межі застосування турбокомпресорів типу ТКР та вибір типу турбокомпресора-прототипу

Таким чином можемо прийняти у роботі за прототип турбокомпресор типу ТКР-14, який здатний забезпечити для автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 (*D2866 LF 36*) виробництва фірми **MAN** необхідну витрату повітря у кількості $Q = 0,4 \text{ м}^3/\text{с}$ та $\Pi_k = 2,3$.

Визначення колової швидкості U_2 на зовнішньому діаметрі робочого колеса проектного компресора

Колова швидкість U_2 на зовнішньому діаметрі колеса є параметром, що характеризує умови енергопостачання компресорної ступені компресора наддуву. З базового рівняння Ейлера є відомим, що колова швидкість є основним параметром, що характеризує значення повної внутрішньої роботи L_i , що виробляє компресор наддуву над кожною одиницею маси свіжого повітря. Внутрішня робота у свою чергу, має зв'язок зі ступенем підвищення тиску Π_k досить складними залежностями, які можливо точно отримати тільки після проведення усього розрахунку всіх елементів ступеня компресора наддуву. Існує приблизна залежність між такими базовими параметрами, такими як Π_k , U_2 та L_i , що враховує зв'язок між ними, а також присутність проміжних факторів, пов'язаних з втратами енергії у газодинамічних процесах протягом робочого тракту компресорного ступеня турбокомпресора. Вплив цих параметрів (Π_k , U_2 та L_i) на початку виконання розрахунків можна отримати попередньо, на базі адіабатного коефіцієнту напору компресора – H_k . Цей параметр обирається приблизно і забезпечує виконання залежності між цими параметрами. У даній залежності замість повної внутрішньої роботи компресорної ступені L_i використовують адіабатну роботу $L_{ад}$, яка залежить від роботи L_i , однак на відміну від останньої може бути досить просто отримана на початковому етапі виконання розрахунку ступеня компресора наддуву.

Відповідно до цього приблизне значення колової швидкості U_2 на зовнішньому діаметрі робочого колеса компресора наддуву розраховується, як:

					<i>КРБ.142.2227см.23.10.00.ІІЗ</i>	Аркуш
						26
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{ad}}{H_k}}, \text{ м/с},$$

де L_{ad} – адіабатна робота компресорної ступені наддуву, Дж/кг; H_k – коефіцієнт напору компресора наддуву (у нашому випадку приймаємо рівним $H_k = 1,3$).

$$L_{ad} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot (\Pi_k^{\frac{k}{k-1}} - 1), \text{ Дж/кг},$$

де k – показник адіабати повітря, який складає $k = 1,4$.

$$L_{ad} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 313 \cdot (2,3^{\frac{1,4}{1,4-1}} - 1) = 81436,6, \text{ Дж/кг}$$

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 81436,6}{1,3}} = 353,96, \text{ м/с}.$$

Так, колова швидкість U_2 на зовнішньому діаметрі колеса складатиме 353,96 м/с, а адіабатна робота стиску – $L_{ad} = 81,44$ кДж/кг. Отримане при розрахунках значення колової швидкості U_2 дає змогу розрахувати кут входу потоку повітря у колесо компресора наддуву та визначити швидкість потоку перед ним.

Розрахунок та конструювання вхідної ділянки проектного компресора

Вхідна частина компресора наддуву має назву – вхідний патрубок, який часто поєднують з глушником шуму і повітряним фільтром очистки. На турбокомпресорі-прототипу ТКР-14 встановлено вхідний патрубок конусоподібного типу. Метою проведення розрахунку і конструювання вхідної ділянки компресора наддуву є встановлення зміни основних параметрів потоку повітря після його проходження через вхідну ділянку й отримання конструктивних параметрів об'єкту проектування, які зможуть забезпечити відповідність отриманих значень заданим. До параметрів відносять: температуру потоку його тиск та швидкість. Температуру повітря перед колесом компресора наддуву можна визначити за виразом

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$T_1 = T_a - \frac{C_1^2 - C_a^2}{2 \cdot C_p}, K.$$

де T_a – температура повітря на вході у вхідний патрубок після глушника, К (приймаємо рівною $T_a = 316$ К); C_1 – швидкість потоку перед колесом компресора наддуву, м/с; C_a – швидкість потоку на вході, м/с (приймаємо $C_a = 30$ м/с); $C_p = 1005$ Дж/(кг·К) – ізобарна теплоємність повітря.

Значення швидкості потоку перед робочим колесом компресора наддуву обирається за умов забезпечення сталого режиму течії через колесо. Відповідно до цієї умови маємо наступне:

$$C_1 = \bar{C}_m \cdot U_2, м/с$$

де C_m – коефіцієнт витрати ступеня компресора наддуву (знаходиться у межах 0,2...0,35, приймаємо $C_m = 0,28$)

$$C_1 = 0,28 \cdot 353,96 = 99,1, м/с$$

$$T_1 = 316 - \frac{99,1^2 - 30^2}{2 \cdot 1005} = 311,6, K.$$

Тиск потоку перед колесом компресора наддуву визначається як:

$$P_1 = P_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a}\right)^{\frac{n_1}{n_1-1}}, Pa$$

де P_a – тиск повітря на вході у вхідний патрубок після глушника, Па (приймаємо $P_a = 98000$ Па); n_1 – показник політропи стиску повітря на дільниці 1 (лежить у межах 1,35 ... 1,39, приймаємо $n_1 = 1,35$).

$$P_1 = 98000 \cdot \left(\frac{311,6}{316}\right)^{\frac{1,35}{1,35-1}} = 92795,6, Pa$$

Для забезпечення мінімальних втрат енергії у патрубку компресора та утворення рівного поля швидкостей потоку на вході у робоче колесо компресора, що підвищує його ефективність роботи, вхідному патрубку надають форму конфузора (каналу, що звужується уздовж руху потоку повітря). Це забезпечує те, що потік отримає прискорення вздовж вісі каналу патрубка компресора. Тоді швидкість потоку перед робочим колесом компресора наддуву буде більшою, ніж на вході, температура й тиск

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

знизяться. Це відповідатиме процесу розширення потоку. Після проходження вхідної ділянки температура та тиск потоку знизяться та матимуть значення 311,6 К й 92,795 кПа відповідно. Швидкість потоку зросте майже у 3,3 рази й складе 99,1 м/с.

Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора наддуву

Робоче колесо компресора наддуву є базовим елементом ступеня, за допомогою якого потоку повітря передається енергія. На турбокомпресорі типу ТКР-14 використовується напіввідкрите робоче колесо за типом так званої радіальної зірки. Колесо компресора наддуву містить систему лопаток, які мають форму плоских радіальних пластин та об'єднаного з ними в осьовій частині робочого колеса скеровуючого апарату, який обертається одночасно з колесом обертово-скеровуючого апарату, ОСА. Завданням проведення розрахунку та конструювання робочого колеса компресора наддуву є визначення оптимальних розмірів ОСА для забезпечення оптимального режиму переміщення потоку та отримання кінцевих його параметрів за колесом компресора.

Температура потоку повітря за робочим колесом компресора наддуву визначається за виразом:

$$T_2 = T_1 + \frac{U_2^2}{2 \cdot C_p} \cdot [2 \cdot (\mu + \alpha_{вт}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \overline{C}_m^2] K,$$

де μ – коефіцієнт циркуляції потоку; $\alpha_{вт}$ – коефіцієнт який враховує втрати на тертя та вентиляцію (лежить у межах 0,04...0,08, приймаємо $\alpha_{вт} = 0,04$); φ_{2r} – коефіцієнт витрати робочого колеса компресора наддуву (лежить у межах 0,16...0,22, приймаємо $\varphi_{2r} = 0,35$).

Коефіцієнт циркуляції потоку обчислюється за формулою П.К. Казанджана:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{Z_k \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}},$$

де Z_k – кількість лопаток робочого колеса (обирають з діапазону 12... 23,

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

приймаємо $Z_k = 13$); D_1 – середній квадратичний діаметр входу у робоче колесо компресора наддуву, м.

Середній квадратичний діаметр входу у робоче колесо компресора наддуву обчислюється за формулою:

$$D_1 = \sqrt{\frac{D_0^2 + D_H^2}{2}}, \text{ м}$$

де D_H – зовнішній діаметр колеса компресора наддуву на вході, м.

Для розрахунку зовнішнього діаметра колеса на вході за допомогою рівняння витрати окрім швидкості та густини потоку повітря необхідно ще мати розмір втулки колеса D_0 . Для ряду компресорів ТКР з консольними колесами $D_0 = (0,22 \dots 0,35) \cdot D_2$. Отримаємо діаметр $D_0 = 0,04$ м.

$$D_H = \sqrt{D_0^2 + 4 \cdot \frac{f_1}{\pi}}, \text{ м}$$

де f_1 – площа на вході у колесо компресора наддуву, м^2

$$f_1 = \frac{G}{C_1 \cdot \rho_1},$$

де ρ_1 – густина потоку повітря на вході у колесо, кг/м^3

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1}, \text{ кг/м}^3; \rho_1 = \frac{92795,6}{287 \cdot 311,6} = 1,0378 \text{ кг/м}^3$$

$$f_1 = \frac{0,44}{99,1 \cdot 1,0378} = 0,0043 \text{ м}^2$$

$$D_H = \sqrt{0,04^2 + 4 \cdot \frac{0,0043}{3,14}} = 0,084 \text{ м}$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{12 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,0658}{0,14} \right)^2 \right]}} = 0,817$$

$$T_2 = 311,6 + \frac{353,96^2}{2 \cdot 1005} \cdot [2 \cdot (0,817 + 0,04) - 0,817^2 - 0,35^2 + 0,28^2] = 374,04 \text{ К}$$

Тиск за колесом компресора наддуву розраховується за наступною формулою:

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{n_2}{n_2-1}}, \text{Па},$$

де n_2 – показник політропи стиску повітря.

$$\frac{n_2}{n_2-1} = \frac{k}{k-1} \cdot \eta_2,$$

де η_2 – політропний ККД (0,82 ... 0,92), обираємо рівним $\eta_2 = 0,9$.

Визначення комплексу:

$$\frac{n_2}{n_2-1} = \frac{1,41}{1,41-1} \cdot 0,9 = 3,1$$

$$P_2 = 92795,6 \cdot \left(\frac{374,04}{311,6}\right)^{3,1} = 163384,92 \text{ Па}.$$

Швидкість потоку перед входом у колесо компресора наддуву з урахуванням захащення розраховується, як:

$$C_1^1 = \frac{C_1}{\tau_1}, \text{м/с},$$

де τ_1 – коефіцієнт захащення потоку на вході в ОСА.

$$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1 \cdot Z_k}{2 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1Л}},$$

де δ_1 – товщина лопатки на вході (лежить у межах 0,0003...0,002 м), обираємо $\delta_1 = 0,001$ м; $\beta_{1Л}$ – кут установки лопатки на діаметрі D_1 , град.

$$\beta_{1Л} = \beta_{11} + i_1, \text{град},$$

де β_{11} – кут входу потоку у колесо компресора наддуву (лежить у межах 30...40°); i_1 – кут атаки вхідної кромки ОСА (1...10°), обираємо $i_1 = 2^\circ$.

Кут входження потоку у колесо компресора наддуву розраховується наступним чином

$$\beta_{11} = \arccrg\left(\frac{C_1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1}\right), \text{град}, \quad \beta_{11} = \arccrg\left(\frac{99,1 \cdot 0,14}{353,96 \cdot 0,0658}\right) = 30,8^\circ$$

Оцінка значення кута β_{11} за рекомендованими межами складає $40^\circ \geq 30,8^\circ \geq 30^\circ$ – умова виконана.

$$\beta_{1Л} = 30,8 + 2 = 32,8^\circ; \quad \tau_1 = 1 - \frac{0,0003 \cdot 12}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0658 \cdot \sin 32,8} = 0,946$$

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$C_1^1 = \frac{99,1}{0,946} = 104,72 \text{ м/с.}$$

Кут входження потоку в колесо компресора наддуву з урахуванням захаращення його лопатками ОСА:

$$\beta_{11}^1 = \arccrg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1}\right), \text{град}, \quad \beta_{11}^1 = \arccrg\left(\frac{104,72 \cdot 0,14}{353,96 \cdot 0,0658}\right) = 32,2^\circ.$$

Кут входження потоку на діаметрі D_H :

$$\beta_{1H} = \arccrg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_H}\right), \text{град}, \quad \beta_{1H} = \arccrg\left(\frac{104,72 \cdot 0,14}{353,96 \cdot 0,084}\right) = 26,2^\circ$$

Кут входження потоку на діаметрі D_0 :

$$\beta_{10} = \arccrg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_0}\right), \text{град}, \quad \beta_{10} = \arccrg\left(\frac{104,72 \cdot 0,14}{353,96 \cdot 0,04}\right) = 46^\circ.$$

Відносна швидкість потоку на діаметрі D_H :

$$w_H^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{1H}}, \text{ м/с}, \quad w_H^1 = \frac{104,72}{\sin 26,2} = 236,9 \text{ м/с.}$$

За отриманими значеннями кутів потоку на вході у ОСА колеса компресора наддуву на різних діаметрах будується відповідні трикутники швидкостей за допомогою яких визначається профіль лопатки ОСА. Осьова довжина колеса на діаметрі D_1 у радіальній частині лопаток L_z , визначається приблизно згідно з відношенням $(0,35 \dots 0,36) \cdot D_2$, а осьова довжина ОСА на тому ж діаметрі L_{OCA} , становитиме відповідно – $(0,23 \dots 0,24) \cdot D_2$. Коефіцієнт швидкості у відносному потоку на периферії входження у колесо компресора наддуву розраховується для виконання оцінки локальної швидкості звуку на зовнішньому діаметрі ОСА.

$$\lambda_{Hw} = \frac{w_H^1}{\sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_a}}, \quad \lambda_{Hw} = \frac{236,9}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,41}{1,41+1} \cdot 287 \cdot 316}} = 0,73.$$

На розрахунковому режимі роботи даний коефіцієнт швидкості не повинен перевищувати значення у 0,95.

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Абсолютна швидкість потоку на виході з колеса:

$$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2r}^2}, \text{ м/с}$$

де C_{2u} – проекція абсолютної швидкості C_2 на колову швидкість, м/с; C_{2r} – меридіальна складова абсолютної швидкості потоку C_2 , м/с.

$$C_{2u} = \mu \cdot U_2, \text{ м/с}; C_{2u} = 0,817 \cdot 353,96 = 289,18 \text{ м/с}$$

$$C_{2r} = \varphi_{2r} \cdot U_2, \text{ м/с}, C_{2r} = 0,35 \cdot 353,96 = 123,89 \text{ м/с}.$$

$$C_2 = \sqrt{289,18^2 + 123,89^2} = 314,6 \text{ м/с}.$$

Кут потоку на виході з колеса компресора наддуву:

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{C_{2r}}{C_{2u}}\right), \text{град}; \alpha_2 = \arctg\left(\frac{123,89}{289,18}\right) = 23,19^\circ$$

Значення числа Маха для швидкості потоку на виході з колеса компресора наддуву визначається, як

$$M_{C_2} = \frac{C_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_2}}, M_{C_2} = \frac{314,6}{\sqrt{1,41 \cdot 287 \cdot 374,04}} = 0,809.$$

Число Маха $M < 1$ це відповідає тому, що швидкість потоку не перевищує звукову, тому не треба зменшувати швидкість до дозвукової у безлопатковому дифузори компресора наддуву. Тому його можна виконати якомога коротким з урахуванням лише потреби вирівнювання поля швидкостей перед лопатковим дифузори.

Ширина колеса компресора наддуву на виході:

$$b_2 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_2 \cdot C_{2r} \cdot D_2}, \text{ м}$$

де ρ_2 – густина повітря на виході з робочого колеса компресора наддуву, кг/м³

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2}, \text{ кг/м}^3, \rho_2 = \frac{163384,92}{287 \cdot 374,04} = 1,522 \text{ кг/м}^3.$$

$$b_2 = \frac{0,44}{3,14 \cdot 1,522 \cdot 123,89 \cdot 0,14} = 0,005 \text{ м}.$$

За результатами проведених розрахунків абсолютної швидкості потоку та її складових на виході з колеса компресора наддуву будуюмо трикутник

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

швидкостей, на базі якого графічним способом можна отримати відносну швидкість потоку повітря w_2 . Швидкість потоку також може отримати аналітичним шляхом з використанням залежності:

$$w_2 = \sqrt{(U_2 - C_{2u})^2 + C_{2r}^2}, \text{ м/с}; w_2 = \sqrt{(353,96 - 289,18)^2 + 123,89^2} = 139,8 \text{ м/с}.$$

При взаємодії потоку з лопатками колеса компресора наддуву температура повітря збільшується на 62,44 °С та становитиме 374,04 К. Також відбувається зростання тиску потоку майже у 1,76 рази. Тиск потоку становитиме 163,384 кПа. Швидкість потоку збільшиться майже у 3,2 рази та становитиме 314,6 м/с.

Отримані у результаті проведених розрахунків значення зовнішнього й середньо квадратичного діаметрів на вході та обрані рекомендації по вибору осьової довжини, а також проведений розрахунок кутів встановлення лопатки ОСА на цих діаметрах дозволяють отримати геометрію колеса компресора наддуву, яка цілком задовольняє параметрам раціонального режиму течії потоку.

Розрахунок та конструювання ділянки безлопаткового дифузора

Для зменшення швидкості потоку на вході у лопатковий дифузор та вирівнювання його між колесом компресора наддуву й лопатковим дифузором робиться кільцевий простір з радіальним зазором та паралельними або ні стінками, який і називають безлопатковим дифузором компресора (БЛД). Режим проходження потоку у БЛД є достатньо складним, так як значна маса потоку (ядро) рухається за траєкторією, що нагадує спіраль, яку можна характеризувати змінним кутом між абсолютною швидкістю та нормаллю до радіуса. Головною задачею виконання розрахунків БЛД компресора наддуву є отримання кінцевих параметрів потоку, а також визначення розмірів БЛД, які забезпечують задані значення цих параметрів потоку.

Температура потоку за БЛД отримаємо за виразом:

$$T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2 \cdot C_p}, \text{ К},$$

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де C_3 швидкість потоку при виході з БЛД, м/с.

$$C_3 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot D_3 \cdot b_3}, \text{ м/с}$$

де ρ_3 – густина потоку при виході з колеса, кг/м³; α_3 – кут виходу потоку з БЛД, град; D_3 – діаметр при виході з БЛД, м; $D_3 = (1,1 \dots 1,4) \cdot D_2$. $D_3 = 0,162$ м; b_3 – ширина БЛД на виході, м; $b_3 = y \cdot b_2$, де $y = 0,72 \dots 0,80$. $b_3 = 0,004$

$$\rho_3 = \frac{P_3}{R \cdot T_3}, \text{ кг/м}^3,$$

де P_3 – тиск повітря після БЛД, Па.

$$P_3 = P_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3}{n_3-1}}, \text{ Па},$$

де n_3 – показник політропи стиску на ділянці БЛД,

$$n_3 = \frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1}$$

де k_{n3} – комплекс показника політропи стиску на ділянці БЛД,

$$k_{n3} = \frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_3$$

де η_3 – політропний ККД на ділянці БЛД (лежить у межах 0,6...0,8, приймаємо рівним $\eta_3 = 0,8$).

$$k_{n3} = \frac{1,41}{1,41 - 1} \cdot 0,8 = 2,8; \quad n_3 = \frac{2,8}{2,8 - 1} = 1,57$$

$$P_3 = 163384,92 \cdot \left(\frac{387,07}{374,04} \right)^{\frac{1,57}{1,57-1}} = 179520,7 \text{ Па},$$

$$\rho_3 = \frac{163384,92}{287 \cdot 387,07} = 1,616, \text{ кг/м}^3,$$

$$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \cdot \left\{ \begin{aligned} & \left(\frac{\lambda_{БЛД}}{b_3} \cdot \left(\operatorname{tg} \alpha_2 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_2} \right) \right) \times \right. \\ & \left. \times (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \cdot \frac{M_{c_2}^2}{2} \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right\} \right]$$

де $\lambda_{БЛД}$ – коефіцієнт тертя у БЛД (знаходиться в межах 0,0075...0,01, приймаємо $\lambda_{БЛД} = 0,01$); R_2 та R_3 – радіуси колеса компресора наддуву та БЛД відповідно, м.

$$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{0,005 \cdot 1,522}{0,004 \cdot 1,616} \cdot \left\{ \frac{tg 23,19 + \sqrt{1 + tg^2 23,19} \cdot \frac{0,01}{0,004} \times}{\times (0,081 - 0,07) \cdot \left[1 + \frac{1,41 - 1}{1,57 - 1} \cdot \frac{0,809^2}{2} \left(1 - \frac{0,07}{0,081} \right) \right]} \right\} \right] = 30,34^\circ$$

$$C_3 = \frac{0,44}{3,14 \cdot 1,616 \cdot \sin 30,34 \cdot 0,162 \cdot 0,004} = 269,79 \text{ м/с},$$

$$T_3 = 374,04 + \frac{314,6^2 - 269,79^2}{2 \cdot 1005} = 387,07^\circ$$

Значення числа Маха для швидкості потоку за БЛД має значення:

$$M_{C_3} = \frac{C_3}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_3}}, \quad M_{C_3} = \frac{269,79}{\sqrt{1,41 \cdot 287 \cdot 387,07}}$$

Значення числа Маха для потоку за БЛД компресора наддуву не повинно становити більше ніж 0,8...0,85. Довжина БЛД – 11 мм, а співвідношення D_3/D_2 становить 1,16. Це є достатнім для вирівнювання структури потоку.

Розрахунок та конструювання лопаткового дифузору (ЛД)

Лопатковий дифузор встановлюють на компресорі наддуву за ділянкою безлопаткового дифузора відповідно для перетворення кінетичної енергії потоку у потенційну. Лопатки лопаткового дифузору спрямовують потік по такому напрямку, який забезпечує збільшення α_2 при виході з ЛД порівнянно з кутом виходу для дифузора таких же саме розмірів, однак за умов відсутності лопаток. Це зменшує відстань руху часток потоку порівняно з відстанню у БЛД такої ж радіальної довжини. Також збільшується і відношення площин перетину входу та виходу, нормальних до лінії потоку повітря, чи дифузорність лопаткового дифузору, порівняно з дифузорністю безлопаткового дифузора з рівним радіальним розміром. Зростання дифузорності при цьому не призведе до виникнення додаткових гозодинамічних втрат для потоку, якщо дифузорність не перевищує

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		36

допустимих значень, окрім того наявність лопаток тільки позитивно впливає на особливості режиму течії потоку, попереджуючи виникнення відривів потоку на розрахунковому режимі роботи. Доцільність використання лопаткового дифузору залежить від двох базових факторів, а саме – кута α_2 та умов роботи компресора наддуву. При зменшенні α_2 довжина руху часток повітря у дифузорі з однією ж самою довжиною, але за відсутності лопаток, буде значно збільшуватися у порівнянні з довжиною руху у дифузорі з лопатками. Тобто необхідність застосування лопаткового дифузору зростає. Зазвичай лопатковий дифузор використовують, за умов коли $\alpha_2 \leq 20^\circ$.

Для забезпечення досягнення максимальної ефективності лопаткового дифузору потрібно здійснити оптимізацію його основних конструктивних параметрів. Це також пов'язано з вибором кількості лопаток z_d , їх кутами установки на вході та виході $\alpha_{3л}$ та $\alpha_{4л}$, співвідношенням D_4/D_2 й співвідношенням ширини радіального перетину каналу b_4/b_3 . Дифузор повинен забезпечувати швидкість потоку на виході, наближену до швидкості на вході. При цьому тиск повітря за дифузором повинен бути трохи більшим, ніж тиск на виході. Швидкість на виході з ЛД знаходиться:

$$C_4 = C_3 \cdot \frac{b_3 \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_3}{b_4 \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_4} \cdot \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4-1}}, \text{ м/с,}$$

де D_4 – діаметр на виході, м ($D_4 = (1,6...1,8) \cdot D_2$, обираємо $D_4 = 0,23$ м); b_4 – ширина дифузору на виході, м; α_4 – кут виходу потоку, град; T_4 – температура потоку на виході, К; n_4 – показник політропи стиску.

$$b_4 = b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \cdot \operatorname{tg} \delta_m, \text{ м,}$$

де δ_m – оптимальне значення кута відхилення одної з стінок дифузору у радіальному перетині $\delta_m = 6...12^\circ$ (обираємо рівним $\delta_m = 6^\circ$)

$$b_4 = 0,004 + \frac{0,23 - 0,162}{2} \cdot \operatorname{tg} 6 = 0,008 \text{ м,}$$

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\alpha_4 = \arcsin\left(\frac{\sin \alpha_{4л}}{k_\alpha}\right), \text{ град}$$

де $\alpha_{4л}$ – кут встановлення лопатки лопаткового дифузору на виході, град;
 k_α – коефіцієнт відставання швидкості у лопатковому дифузорі (лежить у межах 1,05...1,07, приймаємо рівним $k_\alpha = 1,05$).

$$\alpha_{4л} = \alpha_{3л} + \Delta\alpha, \text{ град}$$

де $\alpha_{3л}$ – кут встановлення лопатки лопаткового дифузору на вході, град;
 $\Delta\alpha$ – різниця кутів входу та виходу у лопатковому дифузорі, град; $\Delta\alpha = 12...18^\circ$ (обираємо рівним $\Delta\alpha = 15^\circ$).

$$\alpha_{3л} = \alpha_3 + i_3, \text{ град},$$

де i_3 – кут атаки на вході в лопатковий дифузор ($i_3 = 0...5^\circ$, приймаємо $i_3 = 0^\circ$).

$$\alpha_{3л} = 30,34 + 0 = 30,34^\circ; \alpha_{4л} = 30,34 + 15 = 45,34^\circ; \alpha_4 = \arcsin\left(\frac{\sin 45,34}{1,05}\right) = 36,65^\circ.$$

Розрахунок комплексів показників політропи:

$$\frac{1}{n_4 - 1} = \frac{n_4}{n_4 - 1} - 1, \quad \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_4,$$

де η_4 – політропний ККД на ЛД (знаходиться у межах 0,7...0,85, приймаємо рівним $\eta_3 = 0,85$).

$$\frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{1,41}{1,41 - 1} \cdot 0,85 = 2,92; \quad \frac{1}{n_4 - 1} = 2,92 - 1 = 1,92$$

$$C_4 = 269,79 \cdot \frac{0,004 \cdot 0,162 \cdot \sin 30,43}{0,008 \cdot 0,23 \cdot \sin 36,65} \cdot \left(\frac{387,07}{420,72}\right)^{\frac{1}{1,92 - 1}} = 71,79, \text{ м/с}$$

Визначення кута розкриття еквівалентного дифузору:

$$\delta = 2 \cdot \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \cdot \tau_3 \cdot \sin \alpha_{3л}}{D_3 \cdot Z_d}} \cdot \frac{\sqrt{f - 1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} \cdot 2 \cdot \sin \alpha_{ср} \right), \text{ град},$$

де τ_3 – коефіцієнт захаращення на вході в лопатковий дифузор; Z_d – число лопаток дифузору (13...35, обираємо рівним $Z_d = 31$); f – дифузорність лопаткового дифузору компресора; $\alpha_{ср}$ – середній кут установки лопатки, град.

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3 \cdot Z_d}{\pi \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_{3,л}},$$

де δ_3 – товщина лопатки лопаткового дифузору компресора на вході, м (0,5...8 мм, приймаємо $\delta_3 = 0,003$ м)

$$\tau_3 = 1 - \frac{0,003 \cdot 31}{3,14 \cdot 0,162 \cdot \sin 30,34} = 0,638$$

$$f = \frac{D_4 \cdot b_4 \cdot k_a \cdot \tau_4 \cdot \sin a_4}{\sin a_3 \cdot D_3 \cdot b_3}$$

де τ_4 – коефіцієнт захаращення на виході з лопаткового дифузору компресора;

$$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4 \cdot Z_d}{\pi \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_{4,л}}$$

де δ_4 – товщина лопаті лопаткового дифузору компресора на виході, м (лежить у межах від 0,3 до 2 мм, обираємо $\delta_4 = 0,001$ м)

$$\tau_4 = 1 - \frac{0,001 \cdot 31}{3,14 \cdot 0,23 \cdot \sin 45,34} = 0,940$$

$$f = \frac{0,23 \cdot 0,008 \cdot 1,05 \cdot 0,94 \cdot \sin 36,65}{\sin 30,34 \cdot 0,162 \cdot 0,004} = 3,16$$

$$\alpha_{CP} = \frac{\alpha_{4,л} + \alpha_{3,л}}{2}, \text{град}, \quad \alpha_{CP} = \frac{45,34 + 30,34}{2} = 37,84^\circ$$

$$\delta = 2 \cdot \arctg \left(\sqrt{\frac{0,004 \cdot 0,638 \cdot \sin 30,34}{0,162 \cdot 31}} \cdot \frac{\sqrt{3,16-1}}{\frac{0,23}{0,162} - 1} \cdot 2 \cdot \sin 37,84 \right) = 7,82^\circ$$

Отримане значення кута розкриття еквівалентного дифузору не перевищує значення у 8° , тобто умова виконана.

Температура повітря на виході з лопаткового дифузора компресора, визначається за формулою:

$$T_4 = T_3 + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2 \cdot C_p}, \text{ К}; \quad T_4 = 387,07 + \frac{268,79^2 - 71,79^2}{2 \cdot 1005} = 420,72 \text{ К.}$$

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Тиск потоку на виході з лопаткового дифузора компресора, розраховується за виразом:

$$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4-1}}, \text{ Па; } P_4 = 179520,7 \cdot \left(\frac{420,72}{387,07} \right)^{2,92} = 229055,63 \text{ Па;}$$

Аналіз значення отриманого тиску потоку на виході з лопаткового дифузора, розраховується за виразом та порівнюється з рекомендованим допуском.

$$\left| \frac{P_K - P_4}{P_K} \right| \leq 0,05$$

де P_K – тиск повітря після компресора, Па.

$$P_K = \Pi_K \cdot P_0, \text{ Па; } P_K = 2,3 \cdot 100000 = 230000 \text{ Па;}$$

$$\left| \frac{230000 - 229055,63}{230000} \right| = 0,01 \leq 0,05.$$

Таким чином, умова виконана.

Визначення радіуса дуги середньої лінії лопатки лопаткового дифузора, визначається за формулою:

$$R_{\text{л}} = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4 \cdot (D_4 \cdot \cos a_{4\text{л}} - D_3 \cdot \cos a_{3\text{л}})}, \text{ м; } R_{\text{л}} = \frac{0,23^2 - 0,162^2}{4 \cdot (0,23 \cdot \cos 45,34 - 0,162 \cdot \cos 30,34)} = 0,305 \text{ м,}$$

Визначення радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток лопаткового дифузора, визначається за формулою:

$$R_{\text{ц}} = \sqrt{R_{\text{л}}^2 + R_3^2 - R_{\text{л}} \cdot D_3 \cdot \cos a_{3\text{л}}}, \text{ м; } R_{\text{ц}} = \sqrt{0,305^2 + 0,081^2 - 0,305 \cdot 0,162 \cdot \cos 30,34} = 0,238$$

м.

Густина повітря за лопатковим дифузором, визначається за формулою:

$$\rho_4 = \frac{P_4}{R \cdot T_4}, \text{ кг/м}^3; \quad \rho_4 = \frac{229055,63}{287 \cdot 420,72} = 1,8978 \text{ кг/м}^3.$$

Співвідношення діаметрів колеса та виходу з лопаткового дифузора:

$$\frac{D_4}{D_2} = \frac{0,23}{0,14} = 1,64.$$

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Співвідношення ширини входу й виходу у радіальному (меридіональному) перетині:

$$\frac{b_4}{b_3} = \frac{0,008}{0,004} = 2.$$

Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

Повітрозбірна завитка у турбокомпресорі застосовується для накопичення повітря, яке поступає з кільцевої щілини попередньої ділянки компресора наддуву. Незалежно від форми зовнішнього контуру повітрозбірної завитки або закону зміни перерізу її камери від значення кута θ , витрата потоку через щілину дифузору в секторі з будь-яким значенням кута θ буде пропорційно цьому куту. У будь-якому перерізі повітрозбірної завитки забезпечується середня інтегральна швидкість потоку, яка рівна швидкості на виході з дифузору. Тому у такому випадку зміна тиску у повітрозбірній завитці не відбудеться, а вона слугує лише як повітрозбірник.

Визначення швидкості на виході:

$$C_5 = C_4 \cdot A \text{ м/с},$$

де A – коефіцієнт зміни абсолютної швидкості потоку ($A = 0,5 \dots 0,99$, приймаємо $A = 0,98$).

$$C_5 = 71,79 \cdot 0,98 = 70,25 \text{ м/с}.$$

Швидкість у повітрозбірній завитці вважається постійною, якщо виконується наступна умова:

$$\left| \frac{C_5 - C_4}{C_4} \right| \leq 0,03; \left| \frac{70,25 - 71,79}{71,79} \right| = 0,02 \leq 0,03$$

У нашому випадку умова виконується. Відповідно спроектована повітрозбірна завитка працює як повітрозбірник.

ККД повітрозбірної завитки:

$$\eta_5 = 1 - \frac{\xi_5 \cdot C_4^2}{C_4^2 - C_5^2},$$

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де ξ_5 – коефіцієнт втрат (для повітрозбірної завитки колової форми знаходиться у діапазоні значень $\xi_5 = 0,2 \dots 0,25$, обираємо рівним $\xi_5 = 0,2$).

$$\eta_5 = 1 - \frac{0,20 \cdot 71,79^2}{71,79^2 - 70,25^2} = 0$$

У разі постійної швидкості потоку його тиск за повітрозбірною завиткою визначається за виразом:

$$P_5 = P_4 e^{-\xi_5 \frac{c_4^2}{2} \frac{1}{RT_4}}, \text{Па}; \quad P_5 = 229055,63 e^{-0,2 \frac{71,79^2}{2} \frac{1}{287 \cdot 420,72}} = 228080,16 \text{Па}.$$

Оцінка величини отриманого тиску на виході з лопаткового дифузору виконується за рекомендованим допуском:

$$\left| \frac{P_K - P_5}{P_K} \right| \leq 0,05.$$

$$\left| \frac{230000 - 228080,16}{230000} \right| = 0,006 \leq 0,05$$

Таким чином, у нашому випадку умова виконана.

У випадку постійності швидкості у повітрозбірній завитці температура потоку на виході залишатиметься майже незмінною:

$$T_5 = T_4 + \frac{C_4^2 - C_5^2}{2 \cdot C_p}, \text{К}; \quad T_5 = 420,72 + \frac{71,79^2 - 70,25^2}{2 \cdot 1005} = 420,82 \text{ К}.$$

Спроектована у розділі повітрозбірна завитка компресора наддуву має постійну швидкість потоку, саме тому температура потоку на виході і вході є однаковою, а деяке падіння тиску відбувається за рахунок сил тертя.

Розрахунок адіабатного ККД, потужності компресора та обертів ротора

Адіабатний ККД визначається, як:

$$\eta_{AD} = \frac{T_a \cdot \left[\left(\frac{P_5}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_5 - T_a}; \quad \eta_{AD} = \frac{316 \cdot \left[\left(\frac{228080,16}{100000} \right)^{\frac{1,41-1}{1,41}} - 1 \right]}{420,82 - 316} = 0,839$$

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Потужність приводу компресора наддуву розраховується, як:

$$N_K = \frac{G \cdot L_{AD}}{\eta_{ад} \eta_m \cdot 1000}, \text{кВт}; N_K = \frac{0,44 \cdot 81436,6}{0,839 \cdot 0,970 \cdot 1000} = 43,81 \text{кВт}.$$

Частота обертання ротора:

$$n_{mk} = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_2}, \text{об/хв},$$

де D_2 – зовнішній діаметр (діаметр колеса на виході), м.

$$n_{mk} = \frac{60 \cdot 353,96}{3,14 \cdot 0,14} = 48287 \text{ об/хв}.$$

На базі проведених у розділі розрахунків можна зробити висновок, що спроектована ступень цілком відповідає сучасним зразкам турбокомпресорів та має досить високі показники адіабатного ККД.

Опис спроектованого компресора для автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5

У кваліфікаційній роботі за прототип конструкції було обрано турбокомпресор, зображений на рис. 4.2, який маркується як ТКР-14. Турбокомпресор має радіальну турбіну, при цьому зовнішні діаметри турбінного та компресорного коліс є однаковими. За загальною схемою компоновки спроектований у роботі турбокомпресор належить до машин з консольним розміщенням коліс. Остов ТКР-14 складається з трьох корпусів – компресора 9, підшипників 4 та турбіни 1.

Корпус компресора 9 призначено для утворення проточної частини (у тому числі його передньої частини каналу колеса), каналів безлопаткового та лопаткового дифузоров, а також завитки-повітрозбірника. Корпусні деталі відлиті з алюмінієвого сплаву АЛ5.

Корпус підшипників 4 призначено для розміщення у ньому підшипників та поєднання корпусів турбіни й компресора. Корпус турбіни 1 призначено для утворення робочого тракту турбіни, зокрема для зовнішнього об'єму проточної частини. В корпусі розміщується нерухомий сопловий апарат турбіни, а також завитка, що приймає газ, до якої під'єднуються випускні

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

трубопроводи дизеля. Корпус турбіни виготовлено з ливарної сталі. Корпуси компресора, турбіни та підшипників поєднуються між собою болтами з посадками за допомогою колових розточок корпусів. Це дає змогу зцентрувати усі деталі відносно вісі обертання ротору.

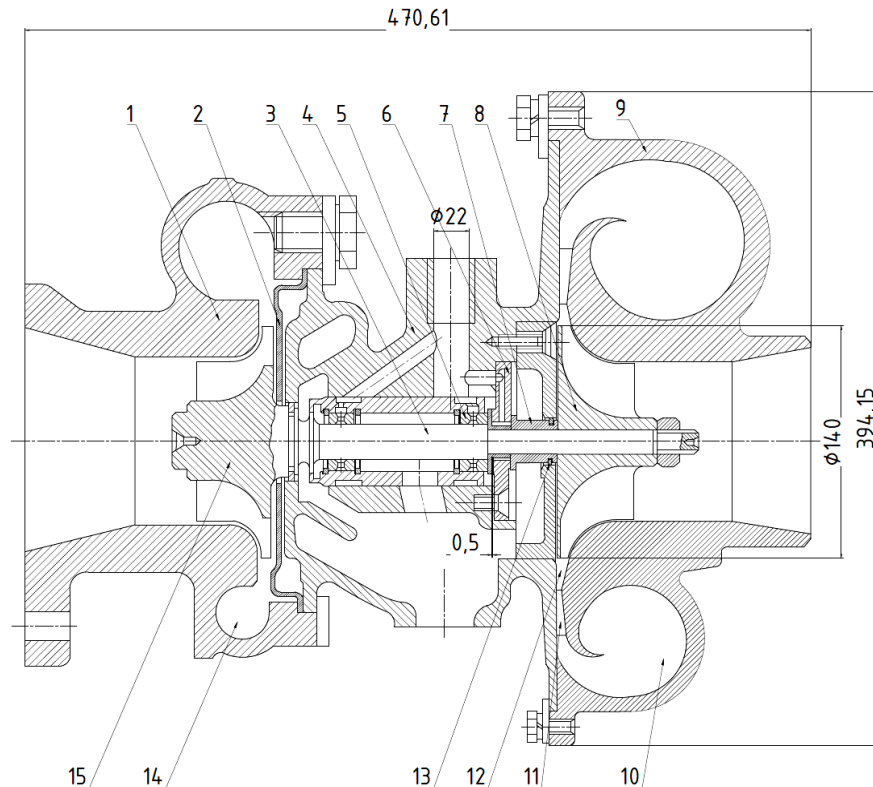


Рисунок 4.2 – Турбокомпресор ТКР-14

Рухомою частиною турбокомпресора наддуву є ротор 3, який містить вал й приєднані до нього колеса компресора 8 і турбіни 15. Ротор є жорстким, барабанного типу, кований з нержавіючої сталі 2Х13. Ротор виготовлено цілним (не пустотілим). На роторі виконано канавки для розміщення ущільнюючих кілець 13 з боку компресорного й турбінного коліс.

Колесо компресора 8 поєднується з ротором 3 за допомогою посадки з натягом. Колесо нагрівають та насаджують на ротор, а також для більшої надійності його фіксації – закріплюють гайкою. Колесо компресора напіввідкритого типу з радіальними лопатками на виході (тип радіальна зірка). Воно має осьовий вхід потоку повітря з обертовим скеровуючим апаратом, що

утворюється за допомогою осьових частин лопаток. Колесо виготовлено з алюмінієвого сплаву АЛ4.

Колесо 15 радіального типу поєднано з ротором турбіни за допомогою зварювання. Лопатки разом з диском виготовлено за допомогою лиття і є нероз'ємними. У зв'язку зі підвищенням температури газів перед турбіною рекомендовано змінити матеріал робочих лопаток колеса турбіни з сталі ЄІ69 на жароміцний сплав типу ЄІ437Б чи ВЖ36ЛЗ.

Ротор турбокомпресора спирається на два підшипники ковзання 5, які розташовано у корпусі підшипників 4. Обидва підшипники є опорними. По спеціальним каналам до підшипників підводиться масло, яке після змащення вузла відводиться також по інших каналах.

Роль опорно-упорного підшипника виконує підп'ятник 6, який розташовано зі сторони компресора. Упорна частина підшипника є окремим пласким підп'ятником з покриттям високоолов'янистою бронзою зі змащувальними канавками на його робочому торці. Підп'ятник зафіксований між двома шайбами 7. Від осьового переміщення він закріплений захисним екраном, що у свою чергу притиснуто пружним елементом, схожим на корону. Від повороту підп'ятник зафіксовано штифтом. Опорні підшипники 5 виконані у вигляді сталевих втулок 6 з отворами для проходження масла. Фактично підшипник обертається на масляному клині, що дозволяє досягти дуже великих обертів.

У турбокомпресорі ТКР-14 є два контактних ущільнення у вигляді ущільнюючих кілець 13 з боку турбіни та компресора. Ущільнення забезпечують непроникність дрібних часток масла з підшипників до компресора та турбіни. На маленьких турбокомпресорах не використовують більше одного кільця з однієї сторони, так, як це дуже негативно відображається на механічному ККД.

Масло до підшипників поступає з системи змащення дизеля через штуцер на корпусі підшипників. До підшипників масло підводиться за допомогою

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ЛЗ	Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

каналів, які також виконано у корпусі підшипників. Після відпрацювання масло зливається по стінкам корпусу, звідки далі всмоктується секцією циркуляційного насоса.

При роботі турбокомпресора ВГ з дизеля поступають до соплового апарату турбіни, де статична енергія ВГ частково перетворюється на кінетичну. Потім ВГ надходять до робочого колеса, де віддають свою енергію робочим лопаткам, що забезпечує обертання ротору з великою частотою. Після робочого колеса ВГ поступають у випускний трубопровід двигуна через канал газовідвідного корпусу та його фланець. Колесо компресора агрегату наддуву обертається за рахунок енергії турбіни та забезпечує вплив лопаток на повітря, яке знаходиться у між лопаткових просторах. Під впливом дії лопаток колеса повітря рухається по колу, під час якого виникає відцентрова сила, що примушує повітря переміщуватися по радіусу від центра обертання колеса. Окружна і радіальна складові забезпечують спіральний рух часток потоку повітря, під час якого потік отримує кінетичну енергію й вилітає зі сторони зовнішнього діаметру колеса. Витік потоку повітря забезпечує зниження тиску на вході в колесо. Виникає різниця між тиском навколишнього повітря і тиском у колесі, під впливом якої нова порція повітря безперервно поступає до колеса. Одночасно з отриманням кінетичної енергії від лопаток потік повітря рухається каналами колеса від менших площин перетинів каналів до більших. Такий рух забезпечує зниження швидкості потоку у відносній течії, а це у свою чергу, забезпечує перетворення кінетичної енергії потоку у потенційну (швидкість знижується, тиск підвищується). Таким чином за колесом компресора у потоці присутні приблизно однаково кінетична енергія (пов'язана з високою інколи навіть з надзвуковою швидкістю) та потенційна енергія (пов'язана з підвищеним тиску). Після колеса компресора повітря поступає до щілинного дифузору. Цей канал утворено стінками, які спершу створюють канал, який звужується у повздовжньому перетині, а потім може дещо розширюватися. Рух потоку повітря у цьому каналі відбувається майже

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ІІЗ	Аркуш
						46
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

по траєкторії логарифмічної спіралі. Фактично переміщення потоку повітря відбувається від менших поперечних перетинів до більших, за рахунок чого відбувається зменшення швидкості і збільшення тиску. Основним призначенням цього каналу є зменшення швидкості потоку повітря до дозвукового рівня. У іншому випадку на лопатках ЛД виникнуть стрибки ущільнення, що дуже знизить ККД компресора наддуву, чи викличе його помпаж. Іншим призначенням є вирівнювання епюри швидкостей перед лопатками ЛД, яке потрібно з урахуванням їх нерухомого встановлення. Після БЛД потік повітря поступає до лопаткового. На відміну від турбокомпресора-прототипу на проектуваному є без лопатковий дифузор, який підвищує ККД компресора. Лопатки слугують для скеровування траєкторії руху потоку повітря по більш круті траєкторії порівняно з траєкторією у безлопатковому. Це збільшує дифузорність каналу при зменшенні його довжини. При визначенні потрібних кутів входу та виходу лопаток такий дифузор забезпечує підвищення ККД компресора на розрахунковому режимі у порівнянні з конструкціями, які мають лише безлопатковий дифузор. На виході з ЛД потік повітря має приблизно розрахунковий кінцевий тиск та допустиму швидкість, яка бажана на вході у повітряний ресивер дизеля. Завитка спроектована як збірник повітря, у якому швидкість на вході та виході приблизно однакова. Завитка виконана спіральною, зі зростаючою площею перетину за потоком руху повітря. Така конструкція завитки забезпечує зменшення можливого радіального зусилля на колесо за рахунок створення приблизно симетричного відносно осі обертання потоку, що забезпечує приблизно рівний тиск потоку повітря по колу відповідно до закону збереження енергії.

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

РОЗРОБКА ОСНОВНИХ СИСТЕМ ДВИГУНА 6ЧН 12,8/15,5

5.1 Паливна система

Паливна система автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 (D2866 LF 36) виробництва фірми **MAN** призначена для розміщення запасу палива на транспортному засобі, очистки, розпилення палива у робочому циліндрі та рівномірному розподілу його по циліндрах відповідно до порядку їх роботи. Принципова схема паливної системи автомобільного дизеля зображена на рисунку 5.1.

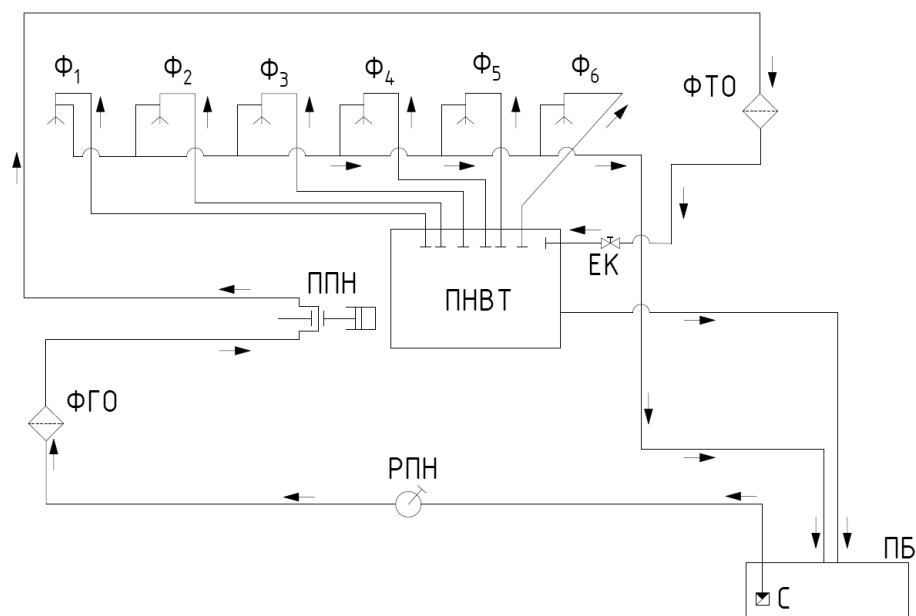


Рисунок 5.1 – Схема паливної системи автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5: ПБ – паливний бак; С – сітка приймальна з клапаном; ФГО – фільтр грубого очищення палива; ППН – поршневий насос підкачки палива; РПН – ручний насос підкачки палива; ФТО – фільтр тонкого очищення палива; ПНВТ – паливний насос високого тиску; ЕК – електромагнітний клапан; Ф1...Ф6 – форсунка

Класифікація паливної системи автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5:

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ІІЗ	Аркуш
						48
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- по принципу дії – безпосереднього впорскування;
- по особливостям компоновки – з навішаними насосом підкачки палива та паливними фільтрами, блочним ПНВТ й однією форсункою на циліндр;
- по особливостям керування – керування здійснюється всережимним відцентровим регулятором частоти обертання прямої дії.

Система живлення автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 містить паливний насос, форсунки, трубопроводи низького та високого тиску, повітроочисник, впускний та випускний колектори, паливні фільтри грубого і тонкого очищення, паливний бак.

Паливний насос високого тиску (ПНВТ) представляє собою блочну конструкцію, що містить шість насосних секцій в одному корпусі, що має кулачковий привід плунжерів та золотникове дозування циклової подачі палива (рис. 5.2). ПНВТ призначено для подачі циклової дози палива в камери згоряння циліндрів двигуна в певний момент часу під високим тиском. Привід кулачкового валу ПНВТ здійснюється від колінчастого валу двигуна за допомогою шестерень розподілу. Взаємне положення шестерні приводу ПНВТ та полумуфти приводу фіксується шляхом затягуванням гайок, що встановлюються на шпильки полумуфти. Момент затягування гайок складає 35...50 Н·м. Паливний насос високого тиску поєднано в один агрегат з всережимним регулятором. Регулятор містить коректор подачі палива, автоматичний збагачувач паливоподачі (на пускових обертах) та пневматичний обмежувач димності (коректор за наддувом) .

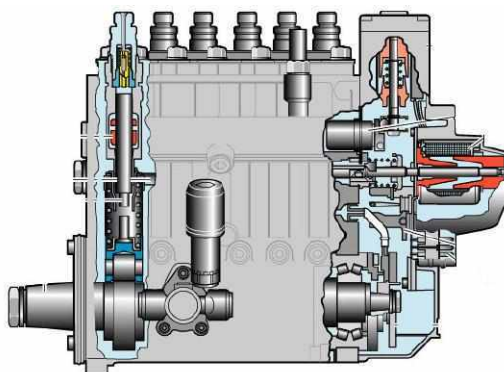


Рисунок 5.2 – Блочний ПНВТ дизеля 6ЧН 12,8/15,5 фірми Bosch

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		49

Насос підкачки палива встановлено на корпусі ПНВТ та приводиться у дію ексцентриком кулачкового вала. Деталі ПНВТ змащуються проточним маслом, що надходить з системи змащення самого двигуна. Злив масла з корпусу ПНВТ здійснюється в картер двигуна. У разі встановлення на дизель нового насоса його необхідно заповнити маслом у кількості 200...250 см³. Заливку масла необхідно виконувати через отвір зливу масла.

Форсунка дизеля 6ЧН 12,8/15,5 (рис. 5.3) призначена для впорскування циклової дози палива у циліндр. Вона забезпечує потрібний розпил дизельного палива та обмежує початок й кінець його подачі. Необхідний момент початку упорскування та величина подачі палива забезпечуються електромагнітним клапаном форсунки. Момент початку упорскування визначається системою електронного керування роботою двигуна. Формування електронним блоком сигналів керування форсунками двигуна здійснюється на базі сигналів, що генеруються датчиками частоти обертання колінчастого валу та первинного валу редуктору приводу ПНВТ, які встановлено у певному положенні один відносно іншого.

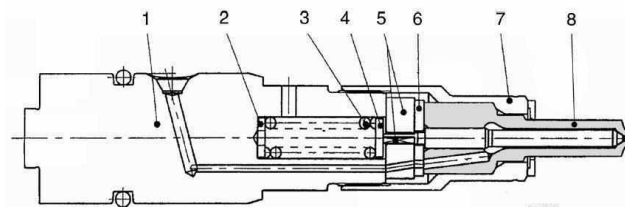


Рисунок 5.3 – Форсунка дизеля 6ЧН 12,8/15,5:

- 1 – корпус форсунки; 2 – установочна шайба; 3 – натискна пружина;
4 – гвинт; 5 – діафрагма; 6 – шайба; 7 – накидна гайка; 8 – розпилювач

Фільтр грубої очистки (ФГО) – призначено для попередньої очистки дизельного палива від грубих часток (рис. 5.4). Фільтр містить сітчастий фільтруючий елемент. Злив відстою з фільтра здійснюється через отвір, що розташовано у нижній частині стакану та закривається спеціальною пробкою. Фільтр тонкої очистки палива (рис. 5.5) призначено для кінцевого очищення палива. Фільтр встановлюється у найвищій точці паливної системи, що

дозволяє збирати повітря, що потрапило до паливної системи й стравлювати його у паливний бак за допомогою клапану-жекльору. Дизельне паливо, проходячи крізь штори паперового фільтруючого елемента, очищується від механічних домішок. У нижній частині його корпусу знаходиться спеціальна пробка для зливу відстою.

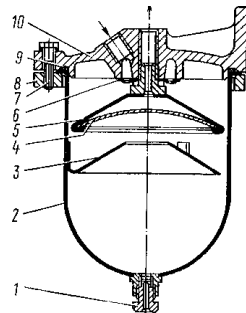


Рисунок 5.4 – Фільтр грубого очищення палива дизеля 6ЧН 12,8/15,5:

1 – зливна пробка; 2 – стакан; 3 – заспокоювач; 4 – сітка фільтруюча;
5 – відбивач; 6 – розподільча шайба; 7 – гвинт; 8 – фланець; 9 – кільце
ущільнення; 10 – корпус

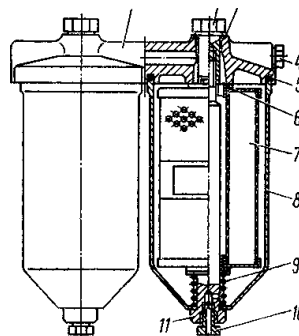


Рисунок 5.5 – Фільтр тонкої очистки палива дизеля 6ЧН 12,8/15,5:

1 – корпус; 2 – гвинт; 3 – шайба ущільнення; 4 – пробка; 5, 6 – прокладки; 7 –
елемент фільтруючий; 8 – ковпак; 9 – пружина фільтруючого елемента; 10 –
пробка зливна; 11 – стрижень

Розрахунки паливної системи автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5

Циклова подача палива:

$$g_{ц} = \frac{g_e \cdot N_{ey}}{60 \cdot n \cdot z} \text{ Г/ЦИКЛ}$$

де, $g_e = 0,213 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$ – питома витрата палива; $N_e = 228 \text{ кВт}$ – потужність дизеля; $z = 0,5$ – коефіцієнт тактності; $n_{\text{дв}} = 1900 \text{ об/хв}$ – частота обертання колінчастого валу; i – кількість циліндрів.

$$g_{\text{ц}} = 213 \cdot 38 / (60 \cdot 1900 \cdot 0,5) = 0,142 \text{ г/цикл}$$

Запас палива на вантажному автомобілі:

$$G_{\text{п}} = K_{\text{м}} g_e N_e, \text{ кг}$$

де, $K_{\text{м}} = 1,1-1,2$ – коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива через важкі умови експлуатації; $\tau_{\text{х}} = L/V = 400/90 = 4,4$ – час ходу, год; $L = 400$ – дальність пробігу, км; $V = 90$ – швидкість, км/год.

$$G_{\text{п}} = 1,2 \cdot 0,213 \cdot 228 \cdot 4,4 = 259 \text{ кг.}$$

Місткість паливного баку:

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

де, $G_{\text{п}} = 0,3 \text{ т}$ – запас палива на вантажному автомобілі; $\rho_{\text{п}} = 830 \text{ кг/м}^3$ – щільність палива при максимальній температурі; $K_1 = 1,01...1,05$ – коефіцієнт захищення паливного баку; $K_2 = 1,03...1,05$ – коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм паливного баку.

$$V = \left(\frac{259}{830} \right) \cdot 1,01 \cdot 1,03 = 0,325 \text{ м}^3.$$

Продуктивність насоса підкачки палива:

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

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

$$W_{\text{пн}} = 1,5 \cdot 228 \cdot 0,213 / 830 = 0,088 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Потужність приводу насоса підкачки палива:

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

де, $p = 0,5 \text{ МПа}$ – тиск нагнітання насосом; $K_4 = 1,1...1,5$ – коефіцієнт запасу потужності приводу; $\eta = 0,6...0,7$ – ККД поршневого насоса підкачки палива.

$$N = \frac{0,088 \cdot 0,5 \cdot 1,3 \cdot 10^3}{3600 \cdot 0,7} = 0,0226 \text{ кВт.}$$

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Площа поверхонь фільтруючих елементів фільтру:

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

де, $\nu_{\text{т}} = 0,02 \dots 0,05 \text{ м/с}$ – швидкість фільтрації палива; $K_{\text{ж.п}} = 0,2 \dots 0,3$ – коефіцієнт живого перетину.

$$F_{\phi} = \frac{0,1}{3600 \cdot 0,03 \cdot 0,3} = 0,0027 \text{ м}^2.$$

Хід плунжера ПНВТ:

$$h_r = \frac{C_m \varphi_r \cdot 10^3}{6w} = \frac{1,1 \cdot 15 \cdot 10^3}{6 \cdot 199} = 14 \text{ мм};$$

де, C_m – середня швидкість плунжера ПНВТ, знаходиться у діапазоні

$$C_m = 1,0 \dots 1,2 \text{ (обираємо } C_m = 1,1); w = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1900}{30} = 199 \text{ с}^{-1}; \varphi_r^{\circ} = 15 \text{ – геометрична}$$

тривалість впорскування палива.

Діаметр плунжера ПНВТ:

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot m \cdot g_{\text{и max}}}{\pi \cdot \gamma_n \cdot \eta_v \cdot k}}, \text{ см}$$

де η_v – коефіцієнт подачі палива, $\eta_v = 0,7$; $m = h_{\text{п}}/h_{\text{г}} = 2,0$; $h_{\text{п}}$ – повний хід плунжера ПНВТ; $h_{\text{г}}$ – геометричний хід плунжера ПНВТ; $k = h_{\text{п}}/d_{\text{п}}$ – конструктивне співвідношення, $k = 1,5$.

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 2 \cdot 0,1775}{3,14 \cdot 0,85 \cdot 0,7 \cdot 1,5}} = 0,797, \text{ см, приймаємо } d_{\text{п}} = 8 \text{ мм}$$

де, $\gamma_r = 0,85 \text{ г/см}^3$ – питома вага палива; η – коефіцієнт подачі, знаходиться в діапазоні $\eta = 0,7 \dots 0,9$ (обираємо рівним $\eta = 0,8$); найбільша циклова подача палива, г/цикл:

$$g_{\text{еи}} = 1,25 \frac{g_e N_{\text{еи}}}{60 n z} = 1,25 \frac{213 \cdot 38}{60 \cdot 1900 \cdot 0,5} = 0,1775, \text{ г/цикл};$$

де, $N_{\text{еи}} = 228/6 = 38 \text{ кВт}$ – циліндрова потужність.

Час впорскування палива, с:

$$\tau = \frac{\varphi_g}{6n} = \frac{15}{6 \cdot 1900} = 1,316 \cdot 10^{-3}$$

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Середня умовна швидкість впорскування циклової порції палива, м/с:

$$v_n = \mu_c \cdot 10^2 \sqrt{2 \frac{p_\psi - p_u}{\rho_u}}$$

де, p_ψ, p_u – середні тиск палива і газів у циліндрі МПа; ρ_u – щільність палива;
 μ_c – коефіцієнт витікання із соплових отворів, знаходиться у межах значень
 $\mu_c = 0,6 \dots 0,9$ (обираємо $\mu_c = 0,9$)

$$v_n = 0,9 \cdot 10^2 \sqrt{2 \frac{11-6}{0,85}} = 309 \text{ м/с.}$$

Циклова об'ємна подача дизельного полива

$$V_u = \frac{g_u}{\gamma_n}, \text{см}^3/\text{ЦИКЛ}$$

де γ_n – питома вага палива, $\gamma_n = 0,85 \text{ г/см}^3$

$$V_u = 0,1775/0,85 = 0,2088 \text{ см}^3/\text{ЦИКЛ.}$$

Сумарна площа соплових отворів, см^2 :

$$f_c = \frac{V_c}{v_n \cdot \tau \cdot 10^2} = \frac{0,2088}{309 \cdot 0,001316 \cdot 100} = 0,005136, \text{см}^2$$

Діаметр одного соплового отвору форсунки:

$$d_c = 11,3 \cdot \sqrt{\frac{f_c}{i_c}} = 11,3 \cdot \sqrt{\frac{0,0051}{5}} = 0,362, \text{мм}$$

де i_c – кількість соплових отворів, $i_c = 5$

Довжина соплового отвору форсунки:

$$l_c = (3 \dots 4) d_c = 0,362 \cdot 3 = 1,085 \text{ мм.}$$

5.2 Система змащення

Система змащення дизеля 6ЧН 12,8/15,5 (рис. 5.6) призначена для забезпечення поверхонь деталей, що труться, змазкою з метою зменшення роботи тертя. При цьому система змащення дизеля виконує також й інші функції, а саме відводить теплоту, що виникає в процесі тертя та очищує

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						54
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

поверхню тертя деталей від часток металу, нагару й інших сторонніх включень.

Система змащення автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 (*D2866 LF 36*) виробництва фірми **MAN** містить масляний насос, масляний картер, фільтри – повнопоточний та відцентровий, повітряно-масляний радіатор, масляні канали виконані у блоці й кришці циліндрів, зовнішні маслопроводи, маслозаливну горловину, клапани для забезпечення нормальної роботи систем, а також контрольні прилади.

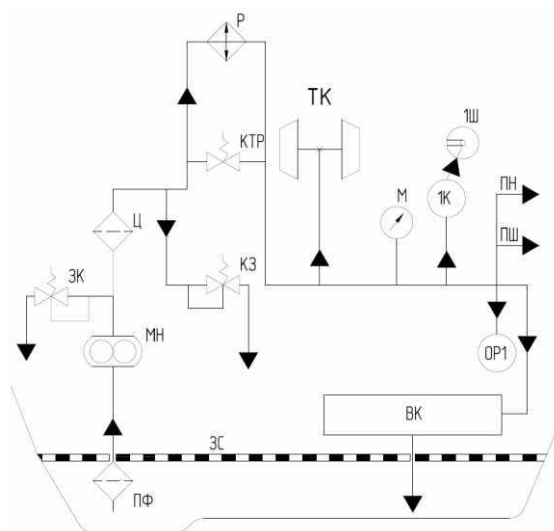


Рисунок 5.6 – Схема системи змащення автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5:

ПФ – приймальний фільтр; ЗС – захисна сітка; МН – масляний насос; ЗК – запобіжний клапан; Ц – центрифуга; Р – радіатор (масляний); КТР – клапан-термостат радіатора; КЗ – клапан зливний; ТК – турбокомпресор; М – манометр; 1К – корінні підшипники; 1Ш – шатунні підшипники; ПН – шестерня приводу паливного насоса; ПШ – проміжна шестерня; ОР1 – опори розподільного валу; ВК – втулки коромисла

Класифікація системи змащення автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5:

- за способу подачі масла – примусовий способи подачі масла;
- за способом змащування поверхонь втулки робочого циліндру – система з подачею масла розбризкуванням;
- за кількістю сортів масла – одномасляна система;

– за способом збору масла – система з мокрим картером.

Такі елементи, як підшипники колінчастого та розподільчого валів, підшипник стрижня колінчастого вала компресора, механізм приводу клапанів (коромисла), втулка проміжної шестерні й підшипник валу турбокомпресора змащуються під надлишковим тиском, що утворюється масляним насосом. Втулки робочих циліндрів, поршні, поршневі пальці, штанги, штовхачі, кулачки розподільчого валу та привід паливного насоса змащуються шляхом розбризкуванням.

Масляний насос системи змащення дизеля 6ЧН 12,8/15,5 – шестерневого типу. Привід масляного насосу здійснюється від шестерні, яка встановлена на колінчастому валу. Схема шестерневого насоса системи змащення дизеля представлена на рисунку 5.7.

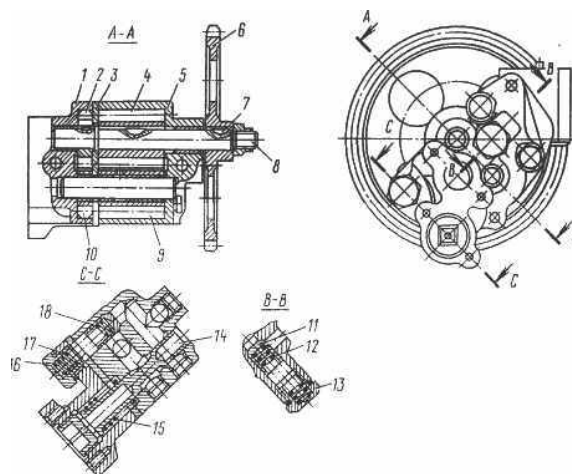


Рисунок 5.7 – Конструкція шестерневого масляного насоса дизеля 6ЧН 12,8/15,5:

1 — корпус радіаторної секції; 2 — шестерня ведуча радіаторної секції; 3 — проставка; 4 — шестерня ведуча нагнітальної секції; 5 — корпус нагнітальної секції; 6 — шестерня відома привода насоса; 7 — шпонка; 8 — валик ведучих шестерень; 9 — шестерня відома нагнітальної секції; 10 — шестерня відома радіаторної секції; 11 — клапан запобіжний радіаторної секції; 12, 15, 17 — пружини клапана; 13, 16 — пробки клапана; 14 — клапан системи змащення; 18 — клапан запобіжний нагнітальної секції

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						56
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Масляний фільтр призначено для очищення масла від сторонніх часток (нагару, відкладень, металевих часток). Фільтри бувають двох типів – пропускні та центрифужні. Перші за конструктивним виконанням та принципом дії не відрізняються від паливних ФГО. Відцентрові фільтри, або центрифуги, очищують масло від сторонніх домішок, щільність яких більше щільності масла. При обертанні ротора фільтра частки відкидаються та осідають на стінках статора, очищене масло з центральної частини фільтра надходить до масляної магістралі. Конструкція фільтрів зображена на рис. 5.8 та 5.9.

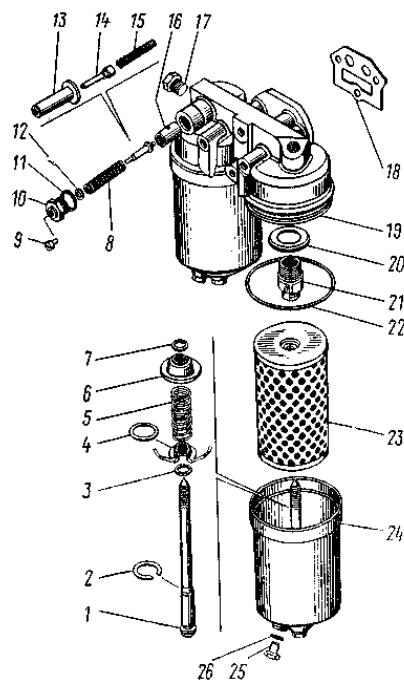


Рисунок 5.8 – Фільтр масла двигуна:

1 – стрижень; 2 - кільце стопорне; 3, 7 – шайби; 4 – кільце ущільнення; 5 – пружина ковпака; 6 – чашка ущільнення; 8 – пружина перепускного клапану; 9 – гвинт сигналізатора; 10 – пробка перепускного клапану; 11, 18, 20, 26 – прокладки; 12 – шайба регулювання; 13 – корпус сигналізатора; 14 – контакт рухливий сигналізатора; 15 – пружина контакту сигналізатора; 16 – клапан перепускний; 17 – пробка; 19 – корпус фільтра; 21 – втулка корпусу; 22 – кільце ущільнення; 23 – елемент фільтруючий; 24 – ковпак; 25 – пробка зливна

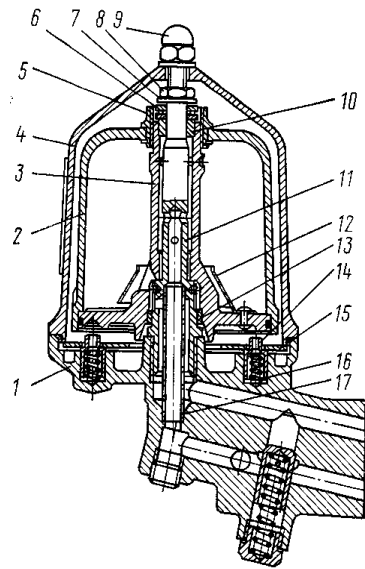


Рисунок 5.9 – Відцентровий масляний фільтр дизеля:

1 – корпус; 2 – ковпак ротора; 3 – ротор; 4 – ковпак фільтра; 5 – гайка кріплення ковпака ротора; 6 – підшипник кульковий упорний; 7 – шайба упорна; 8 – гайка кріплення ротора; 9 – гайка кріплення ковпака фільтра; 10 – втулка верхня ротора; 11 – ось ротора; 12 – екран; 13 – втулка нижня ротора; 14 – палець стопора; 15 – пластина стопора; 16 – пружина стопора; 17 – трубка відводу масла

У випадку надмірного засмічення фільтрувального паперу та опір масляного фільтру стає вище ніж 0,13...0,17 МПа, перепускний клапан відкривається і масло, минаючи масляний фільтр, поступає в масляну магістраль.

З головної магістралі двигуна по каналам виконаним у блоці циліндрів масло поступає до усіх корінних підшипників колінчастого та розподільчого валів. Від корінних підшипників колінчастого валу по каналах в самому валу масло поступає до всіх шатунних підшипників. Від першого корінного підшипника колінчастого валу масло по спеціальними каналам поступає до втулок проміжної шестерні та шестерні привода паливного насоса, а також до паливного насосу.

Деталі клапанного механізму газорозподілу змащуються маслом, що поступає від заднього підшипника розподільного валу по свердленням у блоці циліндрів й кришці циліндрів, свердленню у четвертій стійці коромисел у внутрішню порожнину осі коромисел та через отвір до втулки коромисла, від якої по каналу поступає на регулювальний гвинт та штангу. До компресора наддуву масло поступає з головної магістралі по свердлінню в блоці робочих циліндрів й спеціальному маслопроводу. З компресора масло зливається в картер двигуна. Масло до підшипникового вузла турбокомпресора поступає по трубці, яка підключена на виході з корпусу масляного фільтра. З підшипникового вузла турбокомпресора масло по трубці відводиться в масляний картер дизеля.

Розрахунок системи змащення автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5

Розрахунок основного запасу масла автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5:

$$G_{\text{цм}}^{\text{гд}} = K_{\text{м}} (g_{\text{м}}^{\text{гд}} N_{\text{е}}^{\text{гд}} \tau_{\text{х}} + G_{\text{сц}}^{\text{гд}}), \text{ кг}$$

де $g_{\text{м}}^{\text{гд}} = 0,0001 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$ – питомий витрата масла; $G_{\text{сц}}^{\text{гд}} = 9 \text{ кг}$ – мінімальна кількість масла; $\tau_{\text{х}} = L / V$ – час руху, год; L – дальність пробігу, км (10000 км); V – швидкість, км (90 км/год); $K_{\text{м}} = 1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт запасу, (прийmemo рівним 1,1).

$$G_{\text{цм}}^{\text{гд}} = K_{\text{м}} (g_{\text{м}}^{\text{гд}} N_{\text{е}}^{\text{гд}} \tau_{\text{х}} + G_{\text{сц}}^{\text{гд}}) = 1,1 \cdot \left(0,0001 \cdot 228 \cdot \frac{10000}{90} + 9 \right) = 12,7 \text{ кг}$$

Ємність основного запасу масла системи змащення:

$$V_{\text{м}} = G_{\text{цм}}^{\text{гд}} K_1 K_2 / \rho_{\text{м}} \text{ м}^3,$$

де $\rho_{\text{м}} = 870 \text{ кг/м}^3$ – щільність масла; $K_1 = 1,02 \dots 1,05$ – коефіцієнт захаращення ємності з маслом елементами конструкції (приймаємо рівним $K_1 = 1,05$; $K_2 = 1,03 \dots 1,05$ – коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм масляної ємності (приймаємо рівним $K_2 = 1,05$))

$$V_{\text{м}} = 12,7 \cdot 1,05 \cdot 1,05 / 870 = 0,01608 \text{ м}^3.$$

Кількість теплоти, що відводиться від дизеля у масло, Дж/с,

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$Q_m = \frac{0,02 \cdot Q_n \cdot g_e \cdot N_e}{3600}$$

де Q_n – нижча теплота згоряння палива, ($Q_n = 43000$ кДж/кг).

$$Q_m = \frac{0,02 \cdot 43000 \cdot 0,213 \cdot 228}{3600} = 11,6014 \text{ кДж/с.}$$

Циркуляційна витрата масла, м³/с.

$$W_u = \frac{Q_m}{c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_m}$$

де c_m – теплоємність масла, $c_m = 1,9$ кДж/(кг·град); ρ_m – щільність при середній температурі масла, $\rho_m = 900$ кг/м³; Δt_m – різниця температур масла на вході та виході, приймаємо $\Delta t_m = 10^\circ\text{C}$.

$$W_u = \frac{11,6014}{1,6 \cdot 900 \cdot 10} = 0,000806 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Циркуляційна витрата масла з урахуванням стабілізації тиску:

$$W'_u = 2W_u = 0,000806 \cdot 2 = 0,0016 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Потужність, що витрачається на привід масляного насоса, кВт:

$$N_{mn} = \frac{W'_u \cdot P}{\eta_{mn} \cdot 10^{-3}}$$

де P – тиску масла у системі змащення двигуна, $P = 0,2$ МПа; η_{mn} – механічний ККД для шестеренного насоса знаходиться у діапазоні 0,85...0,9 (приймаємо значення $\eta_{mn} = 0,87$).

$$N_{mn} = \frac{0,0016 \cdot 0,2}{0,87 \cdot 10^{-3}} = 0,37 \text{ кВт.}$$

Площа фільтруючої поверхні фільтра тонкої очистки масла, м²

$$F_{фто} = \frac{W'_u}{V_m \cdot k_c}$$

де V_m – швидкість масла у фільтрі, приймаємо $V_m = 0,05$ м/с; k_c – коефіцієнт характеризує пропускну можливість фільтра (приймаємо $k_c = 0,3$)

$$F_{фто} = \frac{0,0016}{0,05 \cdot 0,3} = 0,1074 \text{ м}^2.$$

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ІІЗ	Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

5.3 Система охолодження

Система охолодження автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 (D2866 LF 36) виробництва фірми **MAN** є сукупністю пристроїв, що забезпечують підведення охолоджуючої рідини до нагрітих деталей дизеля та відведення від них у атмосферу зайвого тепла, що забезпечить необхідний ступінь охолодження та можливість підтримання у потрібних границях теплового стану дизеля на різних режимах та умовах його роботи.

До системи охолодження дизеля відносяться: порожнини охолодження блоку та кришки робочих циліндрів, водяний насос, гідромуфта приводу вентилятора, радіатор, жалюзі, вентилятор, термостат та трубопроводи.

Класифікація системи охолодження автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5:

- за числом водяних контурів – двоконтурна (замкнута);
- за температурним рівнем охолоджуючої рідини – середньотемпературна;
- за напрямком руху охолоджуючої рідини у системі – термосифонна.

Система охолодження дизеля 6ЧН 12,8/15,5 (рис. 5.10) закритого типу, з примусовою циркуляцією охолоджуючої рідини від відцентрового насоса. Система охолодження дизеля вантажного автомобіля повинна забезпечувати температуру охолоджуючої рідини не більше ніж 100° С та масла – не більше 115° С при температурі навколишнього повітря 40° С.

					КРБ.142.2227ст.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						61
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

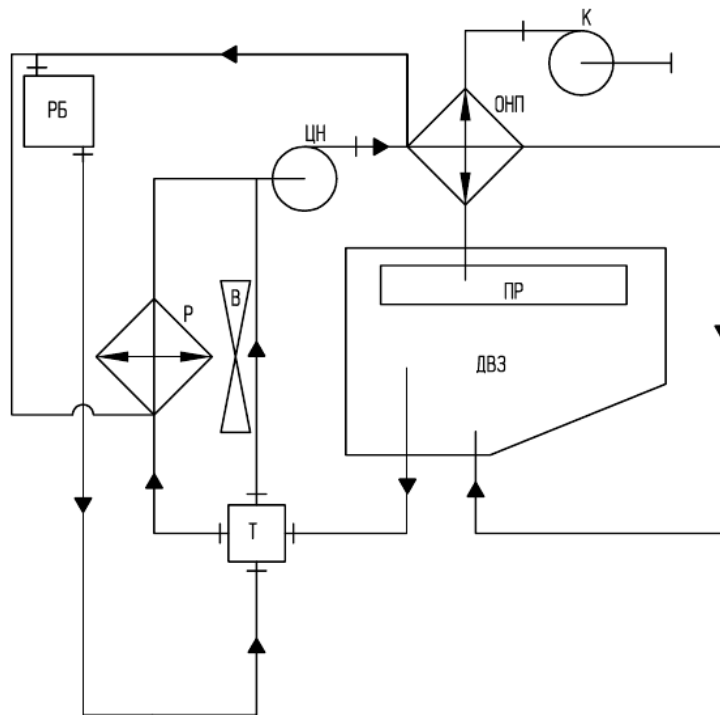


Рисунок 5.10 – Системи охолодження автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5: ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння; Т – термостат; РБ – розширювальний бачок; Р – радіатор; В – вентилятор; ЦН – циркуляційний насос; ОНП – охолоджувач надувного повітря; К – компресор; ПР – повітряний ресивер

Водяний насос (рис. 5.11) приводиться в дію полікліновим ременем від шківів колінчастого валу дизеля. Масло в підшипникову порожнину насоса забивається при збиранні. В процесі експлуатації додаткове змащення підшипників не потрібно. Температуру охолоджуючої рідини у системі охолодження дизеля необхідно підтримувати в межах від 85°C до 95°C . Для прискорення прогріву двигуна після його пуску та автоматичного регулювання температурного режиму роботи системи при різних навантаженнях й температурах навколишнього повітря використовується термостат з температурою початку відкриття основного клапана $87 \pm 2^{\circ}\text{C}$. Вентилятор з в'язкісною муфтою вимикання вентилятора розміщується на валу водяного насоса.

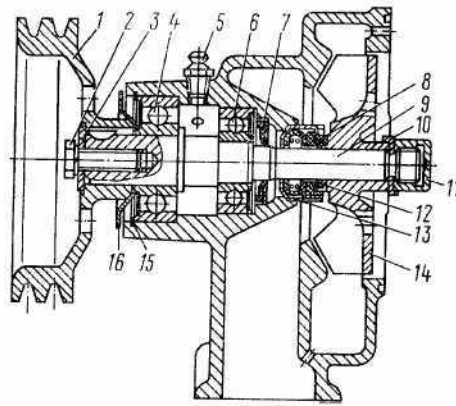


Рисунок 5.11 – Водяний циркуляцій насос:

1 – шків; 2 – гвинт; 3,10 – шайби; 4, 6 – підшипники; 5 – прес-маслянка; 7 – манжета; 8 – кільце ущільнення з обоймою; 9 – валик; 11 – гайка ковпачкова; 12 – кільце упорне; 13 – ущільнення (сальник); 14 – крильчатка; 15 – кільце стопорне; 16 – пилевідбивач

Розрахунок системи охолодження автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5

Об'єм розширювального бачка системи охолодження двигуна:

$$V_{pb} = K_3 V_B^{сист} \beta \Delta t, \text{ м}^3,$$

де, $K_3 = 1,5 \dots 2,0$ – коефіцієнт запасу, обираємо рівним $K_3 = 2,0$; $V_B^{сист} = 0,018 \text{ м}^3$ – загальна кількість охолоджуючої рідини у системі охолодження; $\beta = 0,00043 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ – коефіцієнт температурного розширення; $\Delta t = 50 \dots 70 \text{ } ^\circ\text{C}$ – приріст температури рідини в системі, обираємо $\Delta t = 63 \text{ } ^\circ\text{C}$.

$$V_{pb} = 2 \cdot 0,018 \cdot 0,00043 \cdot 63 = 0,001 \text{ м}^3.$$

Кількість теплоти, що відводиться від дизеля 6ЧН 12,8/15,5 в охолоджуючу рідину, Дж/с,

$$Q_{ж} = \frac{a g_e N_e Q_n}{3600}$$

де a – частка теплоти, що відводиться у охолоджуючу рідину від дизеля ($a = 0,13 \dots 0,15$, приймаємо $a = 0,13$).

$$Q_{ж} = \frac{0,13 \cdot 0,213 \cdot 228 \cdot 43000}{3600} = 75,409 \text{ кДж/с}$$

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ЛЗ	Аркуш
						63
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Витрата рідини у системі охолодження автомобільного дизеля 6ЧН

12,8/15,5

$$G_{жс} = \frac{Q_{жс}}{c_{жс} \cdot \Delta t_{жс} \cdot \rho_{жс}}$$

де $c_{жс}$ – теплоємність охолоджуючої рідини, для рідини «Тосол» А-40, $c_{жс}=2083$ Дж/(кг·К); $\Delta t_{жс} = 10^0$ – перепад температур, $\rho_{жс}$ – щільність охолоджуючої рідини, $\rho_{жс}=1080$ кг/м³;

$$G_{жс} = \frac{23,264}{2,083 \cdot 10 \cdot 1080} = 0,00335 \text{ м}^3/\text{с}$$

Розрахункова продуктивність насоса системи охолодження дизеля 6ЧН

12,8/15,5, м³/с,

$$G_{жр} = \frac{G_{жс}}{\eta}$$

де η – коефіцієнт запасу подачі насоса, приймаємо $\eta = 0,8$

$$G_{жс} = \frac{0,00335}{0,8} = 0,00419 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, що споживає водяний насос насоса системи охолодження дизеля 6ЧН 12,8/15,5, кВт,

$$N_{вн} = \frac{G_{жр} \cdot P_{жс}}{1000 \eta_{м}}$$

де $\eta_{м}$ – механічний ККД (0,7...0,9), приймаємо рівним $\eta_{м}=0,8$; $P_{жс}$ – напір який створює насос, обираємо рівним $P_{жс}=100000$ Н/м².

$$N_{вн} = \frac{0,00419 \cdot 100000}{1000 \cdot 0,8} = 0,524 \text{ кВт}.$$

Площа поверхні радіатора, м²,

$$F = \frac{Q_{жс}}{k \cdot (t_{ср.жс} - t_{ср.пов})}$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, у першому наближенні обираємо за рекомендованими даним з діапазону 140...180 Вт/м²·град, приймаємо $k = 180$ Вт/м²·град; $t_{ср.жс}$ – середня температура води в радіаторі, °С; $t_{ср.воз}$ – середня температура повітря, що проходить крізь радіатор, °С;

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$t_{cp.ж} = \frac{t_{ex} + (t_{ex} - \Delta t_{ж})}{2}$$

де $t_{вх}$ – температура охолоджуючої рідини на вході в двигун, обираємо рівним $t_{вх}=90\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\Delta t_{ж}$ – температурний перепад рідини у радіаторі системи охолодження, при примусовій циркуляції $\Delta t_{ж} = 6...12\text{ }^{\circ}\text{C}$, обираємо рівним $\Delta t_{ж}=10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$t_{cp.пов} = \frac{t_{пов.вх} + (t_{пов.вх} - \Delta t_{пов})}{2}$$

де $t_{пов.вх}$ – температура потоку повітря перед входом у радіатор системи охолодження, обираємо рівним $t_{пов.вх} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{пов}$ – температурний перепад в радіаторі для повітря, обираємо рівним $\Delta t_{пов} = 25^{\circ}\text{C}$.

$$t_{cp.ж} = \frac{90 + (90 - 10)}{2} = 85\text{ }^{\circ}\text{C}; \quad t_{cp.г} = \frac{35 + (35 - 25)}{2} = 22,5\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$F = \frac{75409,1}{180(85 - 22,5)} = 6,703\text{ м}^2$$

Кількість повітря, що проходить крізь радіатор, кг/с,

$$G_{нов} = \frac{Q_{ж}}{c_{нов} \cdot \Delta t_{нов}}$$

де $c_{пов}$ – середня теплоємність повітря ($c_{пов}=1000\text{ Дж/кг}\cdot\text{град}$)

$$G_{пов} = \frac{75409,1}{1000 \cdot 25} = 3,016\text{ кг/с}$$

Продуктивність вентилятора системи охолодження $G'_{пов}$, $\text{м}^3/\text{с}$,

$$G'_{нов} = \frac{G_{нов}}{\rho_{нов}}$$

де $\rho_{пов}$ – щільність повітря.

$$\rho_{нов} = \frac{\rho_0 \cdot 10^5}{R \cdot (t_{cp.пов} + 273)}$$

де ρ_0 – щільність повітря при стандартних умовах, $\rho_{про} = 1\text{ кг/м}^3$; R – газова постійна, для повітря; $R = 287\text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$.

$$\rho_{нов} = \frac{10^5}{287(22,5 + 273)} = 1,181\text{ кг/м}^3$$

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						65
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$G'_{\text{пов}} = \frac{3,016}{1,18} = 2,56 \text{ м}^3/\text{с}$$

Фронтальна поверхня радіатора за умов, що вона цілком обдувається лопатями вентилятора, м²

$$F_{\text{фр.рад}} = \frac{G'_{\text{пов}}}{\omega_{\text{пов}}}$$

де $\omega_{\text{возд}}$ – швидкість потоку повітря перед радіатором, без врахування швидкості руху транспортного засобу, $\omega_{\text{возд}} = 12 \text{ м/с}$,

$$F_{\text{фр.под}} = \frac{2,56}{12} = 0,213 \text{ м}^2$$

Діаметр вентилятора системи охолодження дизеля, м,

$$D_n = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_{\text{фр.рад}}}{\pi}}; D_n = 2 \cdot \sqrt{\frac{0,213}{3,14}} = 0,52 \text{ м.}$$

Потужність приводу вентилятора, кВт,

$$N_{\text{вент}} = \frac{G'_{\text{пов}} \cdot \Delta P_{\text{тр}}}{1000 \cdot \eta_{\text{г}}}$$

де $\eta_{\text{г}}$ – ККД осевого вентилятора 0,55...0,65 (обираємо рівним $\eta_{\text{г}} = 0,6$); $\Delta P_{\text{тр}}$ – аеродинамічний опір повітряного тракту, 600...1000 Н/м² (обираємо рівним $\Delta P_{\text{тр}} = 650 \text{ Н/м}^2$).

$$N_{\text{вент}} = \frac{2,56 \cdot 650}{1000 \cdot 0,6} = 2,77 \text{ кВт}$$

Потужність, споживана вентилятором становить 1,2 % від потужності двигуна.

5.4 Система газообміну

Система повітропостачання (рис. 5.12) автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 виробництва фірми MAN слугує для подачі повітря, необхідного для згоряння палива, в потрібній кількості та з заданими параметрами. Схема газовідводу (газовихлопу) забезпечує найбільш раціональний відвід відпрацьованих газів. Під оптимальним відводом ВГ розуміють таку

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						66
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

організацію відводу, яка забезпечує максимальну ефективність використанню енергії робочого тіла як у робочому циліндрі дизеля, так й поза ньому, а також якісну очистку та наповнення циліндрів свіжим зарядом. Крім того система повинна забезпечити мінімальний за шкідливими викидами вплив на навколишнє середовище.

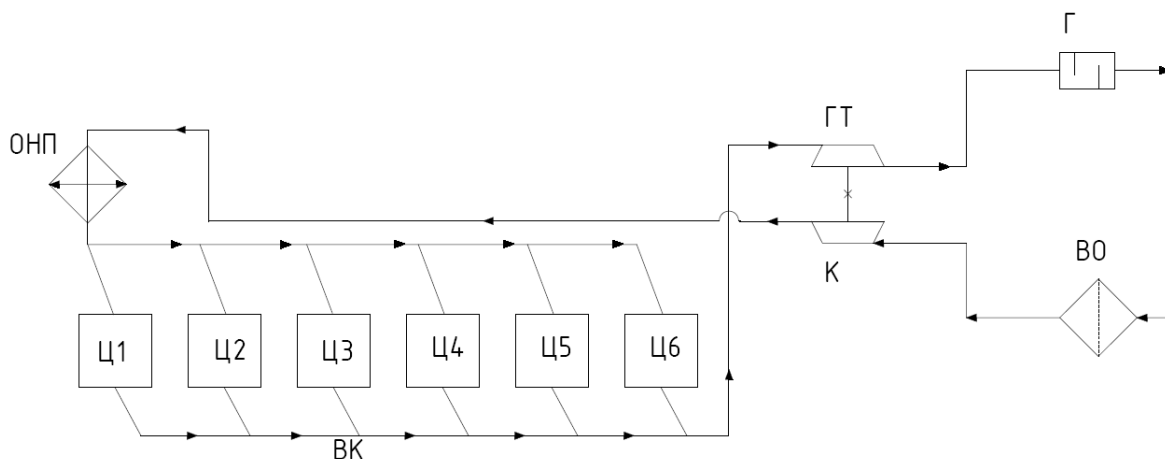


Рисунок 5.12 – Схема системи газообміну автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5:

Ц – циліндр двигуна внутрішнього згоряння; ГТ – Газова турбіна;

ВК – випускний колектор; ПО – повітряний очисник; Г – глушник;

К – компресор; ОНП – охолоджувач надувного повітря

Система повітропостачання складається з таких елементів: компресора, теплообмінників, колектора, повітроводів. Компресор призначено для підвищення щільності повітря за рахунок стиснення його та переміщення. Охолоджувач надувного повітря призначено для зниження температури надувного повітря. Колектор призначено для забезпечення рівномірної подачі повітря у всі робочі циліндри дизеля.

Система газовідводу складається з таких елементів: випускного колектору, утилізаційної газової турбіни, глушника шуму, газовідводів (трубопроводів). Випускний колектор призначено для відводу із циліндрів ВГ з максимально можливим збереженням їх енергії. Газова турбіна призначена

для перетворення в крутний момент механічної енергії ВГ. Глушники шуму слугує для зниження шкідливої звукової дії ВГ на навколишнє середовище.

Класифікація системи повітропостачання автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5:

- за числом ступенів стискання повітря – одноступінчата;
- за числом компресорів – однокомпресорна;
- за числом теплообмінників та їх призначення – в системі встановлений один охолоджувач надувного повітря;
- за способом зміни параметрів повітря, що надходить у циліндр – регульована (з регулюванням тиску наддуву).

Класифікація системи газовідводу автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5:

- за глибиною утилізації тепла – з помірною утилізацією;
- за наявністю глушників шуму – з глушниками шуму випуску.

На дизелі встановлено турбокомпресор, що використовує енергію ВГ для наддуву повітря у робочі циліндри дизеля. Турбокомпресор складається з відцентрового компресора та радіальної турбіни.

Глушник-іскрогасник (рис. 5.13) знижує шум, що виникає при виході ВГ та погашає захоплені ними іскри. У середині корпусу розташовано перфорована труба, яка поєднана з корпусом роздільними перегородками, що утворюють три резонансні камери. У перфорованій трубі встановлено завихрювач, виготовлений у виді поперечних перегородок з лопатями. Потік ВГ, проходячи між лопотами завихрювача, отримує обертовий рух. Під дією відцентрових сил гарячі частинки (іскри) притискаються до перфорованої труби та закидаються у камери, а вільні від іскри ВГ через трубу поступають у атмосферу. Ефективність глушника досягається за рахунок руху потоку ВГ через завихрювач та резонансні камери.

Утилізатором теплоти ВГ виступає турбіна турбокомпресора, яка в принципі не утилізує відпрацьовані гази, а лише використовує їх енергію для приводу компресора наддуву.

Випускний колектор дизеля виконано у виді чавунної виливки з трьома фланцевими патрубками, поєднаними з випускними каналами кришки блоку циліндрів. У місцях з'єднання між фланцями та кришкою робочих циліндрів встановлено прокладки з залізоазбестового полотна.

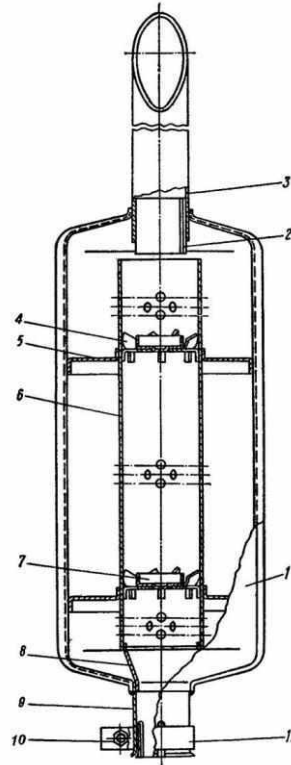


Рисунок 5.13 – Глушник дизеля 6ЧН 12,8/15,5:

1 – корпус; 2 – пластина; 3 – труба; 4 – завихрювач; 5 – перегородка; 6 – труба резонатора; 7 – направляючий стакан; 8 – конусний патрубок; 9 – патрубок; 10 – хомут

Температурні компенсатори призначено для компенсації температурних розширень при нагріванні. Найчастіше виконаний у вигляді гофри, може бути прорезиненим, чи з пружних матеріалів.

Розрахунок системи автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5

Продуктивність компресора турбокомпресора

$$G = \pi \frac{D^2}{4} S \frac{P_s}{RT_s} \eta_i i \frac{1}{\chi} \frac{n}{60} \phi_a (1 - \psi) = 0,44 \text{ кг/с},$$

Розрахунок газовідвідної труби:

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

α_Σ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря; $L'_0 = 14,3 \text{ кг}$ – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива; $T_r = 800 \text{ К}$ – температура ВГ; $p_r = 0,103 \dots 0,107 \text{ МПа}$ – тиск у газоході при допустимій швидкості в газі $v_r = 40 \dots 50 \text{ м/с}$, обираємо рівним $p_r = 0,107 \text{ МПа}$, $v_r = 50 \text{ м/с}$.

$$d_r = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{0,213 \cdot 228 \cdot (1,98 \cdot 14,3 + 1) \cdot 800}{0,107 \cdot 50}} = 0,147 \text{ м}$$

Розрахунок ізоляції: $d_{u3} = x d_n, \text{ м,}$

де d_n – зовнішній діаметр газоходу, мм; x знаходимо із рівняння:

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

де $\lambda_{u3} \approx 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ кДж/(м} \cdot \text{год} \cdot \text{К)}$ – коефіцієнт теплопровідності $t_{сер} \approx 573 \text{ К}$; $\alpha_2 \approx 3,6 \cdot 10^{-3} \text{ кДж/(м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К)}$ – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ізоляції до зовнішнього повітря; $t_{u3} = 333 \text{ К}$ – температура на поверхні ізоляції; $t_b = 313 \text{ К}$ – температура повітря; $t_n \approx 573 \text{ К}$ – температура потоку газу

$$y = x \ln x = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 573 - 333}{3,6 \cdot 10^{-3} \cdot 170 \cdot 333 - 313} = 0,02.$$

Отримаємо: $x = 1,02$. $d_{из} = 1,02 \cdot 0,153 = 0,156 \text{ м.}$

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						70
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 6

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Минули часи коли людина застосовувала елементарні засоби праці, коли працівник був лише дешевою робочою силою без будь-яких прав. Вже у двадцятому столітті технічний прогрес та стрімкий розвиток промисловості набув обертів і на сьогодні продовжує постійно розвиватися досить великими кроками.

Нові відкриття, технологічні прориви у різних галузях науки і техніки реалії нашого часу. Разом з технічною революцією змінилось й відношення до робітників. Зараз один з найважливіших елементів процесу виробництва та взагалі народного господарства. Працівник набув статусу захищеного законом від свавілля та порушення його трудових прав. Робочий персонал, який наймається на роботу повинен бути ознайомлений з особливостями та умовами праці, правами й обов'язками, які повинні виконуватися.

Ряд виробничих факторів в процесі трудової діяльності працівника впливають на його фізичний, психологічний та соціальний стан. При цьому на фізичний стан працівника у першу чергу впливає оточуюче середовище виробництва, тобто, фактично робоче місце, його освітлення, рівень шуму, чистота, наявність вібрації, токсичність, предмети з якими контактує робітник тощо. Недостача одних факторів, чи надлишок інших може у значній мірі вплинути на фізичний стан робітника. Так як робота є засобом самоутвердження працівника у суспільстві, то на його психологічний стан у першу чергу впливає сам предмет праці, чи відповідають умови праці вимогам робітника, чи задовольняє усі бажані потреби заробітна плата. Зміст виконуваної праці повинен відповідати внутрішнім потребам робітника.

Соціальний аспект умов праці визначено організацією процесу праці і її характером. Вони включають в собі такі чинники, як ритм виконання роботи, одноманітність виконуваного процесу, повторюваність, праця вночі,

					<i>КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ</i>	Аркуш
						71
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

температурний рівень умов тощо. При зростанні швидкості та складності виробничих процесів підвищується робоче навантаження на кожного робітника. Саме це обумовлює потребу скорочення тривалості робочого часу, збільшення часу відпочинку, поліпшення дозвілля робітника поза його робочим місцем та збільшення оплати труда. Під охороною праці у трудовій діяльності розуміють сукупність заходів щодо створення безпосередньо в процесі роботи нормальних й безпечних технічних та санітарно-гігієнічних умов для всіх працівників. Базовим законом, що гарантує право людини на безпечні та нешкідливі умови праці, є Конституція України. В ст. 43 та ст. 45 записано Конституції України, що: **«Кожен має право на працю, що включає можливість заробляти собі на життя працею, яку він вільно обирає, або на яку вільно погоджується...»**, **«Кожен має право на належні, безпечні і здорові умови праці, на заробітну плату, не нижчу від визначеної законом...»**, **«Кожен, хто працює, має право на відпочинок...»**. Та ще ряд базових положень та законів, що регламентують умови праці, права та обов'язки сторін трудових відносин.

Охорона праці має тісний зв'язок з різними галузями науки, такими, як медицина, фізіологія, хімія, токсикологія, біологія, механіка, фізика, біохімія, електротехніка, правознавство, психологія, епідеміологія, а в останні десятиріччя з'явилась така нова наука, як – ергономіка, що вивчає та регламентує методи взаємодії техніки й людини.

Можлива небезпека при експлуатації або виготовленні двигуна

Більша частина нещасних випадків при експлуатації, технічному обслуговуванні та ремонті дизеля виникають у разі недотримання основних правил й попереджень техніки безпеки. Досить часто нещасного випадку можливо було уникнути, виявивши можливу небезпеку до того, як відбудеться аварійна ситуація. Необхідно завжди бути готовим до можливої небезпеки. Крім того, необхідно мати відповідну підготовку, навички та засоби для виконання відповідних робіт. При роботі з двигунами,

					КРБ.142.2227ст.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						72
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

обслуговуванні чи ремонті виникають небезпечні явища пов'язані з відкритим рухом деталей, високими температурами від дизеля, шумом та вібрацією від двигуна. Для забезпечення нормальної безпечної праці, потрібно дотримуватись правил, затверджених чинним законодавством України щодо охорони праці при роботі з двигунами. Недотримання нормативних порядків та правил експлуатації, технічного обслуговування чи ремонту двигунів може становити небезпеку та призвести до нещасних випадків, у тому числі й з летальними випадками. Небезпечні фактори позначаються «попереджувальним знаком», супроводжуваним «попередженням», наприклад словами «НЕБЕЗПЕЧНО», «ОБЕРЕЖНО» чи «ПОПЕРЕДЖЕННЯ».

Необхідні заходи щодо усунення небезпеки при обслуговуванні та експлуатації двигуна

Перед початком виконання робіт необхідно:

- привести у відповідність свій одяг;
- перевірити наявність необхідного інструменту та справність приладів;
- переконатись у тому що нічого не заважає проведенню робіт;
- переконатися у достатньому освітлені робочого місця;
- освітлення робочого місця не повинне сліпити очі;
- переконатись у відповідній нормам вентиляції приміщення у якому виконується обслуговування, або ремонт двигуна.

Під час виконання робіт необхідно:

- необхідно помити дизель, агрегати та деталі, які потребують ремонту;
- бути уважним та виконувати тільки вказану роботу;
- звертати увагу на можливі звукові чи світлові сигнали.

Після закінчення роботи необхідно:

- прибрати робоче місце за собою;
- витерти інструмент від забруднень;
- скласти усі речі на свої місця.

Вимоги безпеки у небезпечних чи аварійних випадках:

					КРБ.142.2227ст.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						73
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– при виконанні робіт з електроінструментом, у випадку, якщо відсутнє заземлення, пошкоджена ізоляція, наявне іскріння, перегрів інструменту, негайно вимкнути його від мережі живлення;

– при попаданні етильованого бензину на руки чи будь яку частину шкіри тіла обмити ці місця гасом, а потім теплою водою з милом;

– пролитий етильований бензин негайно витерти, а потім це місце знешкодити розчином хлорного вапна.

Негативний вплив шуму при експлуатації автомобільного дизельного двигуна

Звук як фізичне явище є хвильовим коливання пружного середовища. З точки зору природи виникнення між звуком, шумом та вібрацією жодної різниці немає. Вони усі у своїй основі складаються з гармонійних коливань. Різниця полягає лише у психофізіологічному сприйнятті їх людиною. Вібрація сприймається людиною на дотик, шум – органами слуху. Слухове відчуття, що виникає у людини, викликане саме звуком (людина сприймає звукові подразнення у діапазоні частот 20...20000 Гц). Звуки з частотою <20 Гц (інфразвуки) та >20 кГц (ультразвуки) людське вухо не є чутливим. Шум негативно впливає на органи слуху та зорово-рухову координацію людини, на концентрацію уваги, роботу травного тракту та інші функції організму, важливі для життя та діяльності людини. При регулярній та тривалій дії шуму на людину у неї виникають часті головні болі, гіпертонічні та склеротичні явища, а також може бути навіть часткова втрата слуху. Тому відповідно в умовах стрімкого розвитку транспортних засобів з ДВЗ з проблемі усунення шуму надають не менше значення, ніж проблемі зниження забруднення атмосфери токсичними речовинами з ВГ.

Рівень шуму від автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 (D2866 LF 36) виробництва фірми **MAN** визначається за виразом:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_H + Ne^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_H}\right) \right], \text{ Дб}$$

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ПЗ	Аркуш
						74
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 1900$ об/хв; n – робоча частота, $n = 1900$ об/хв; N_e – номінальна потужність автомобільного дизеля, $N_e = 228$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \lg(1900 + 228^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{1900}{1900}\right) \right] = 86,83 \text{ Дб}$$

Рівень шуму автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 виробництва фірми **MAN** має припустимі значення.

Для забезпечення можливого зниження аеродинамічного шуму, що спричиняє автомобільний двигуна 6ЧН 12,8/15,5, застосовується глушник (конструкція докладно описана у п'ятому розділі бакалаврської роботи). Використання глушника забезпечує значне зниження загального рівня шуму силової установки транспортного засобу близько на 10...12 Дб. Для забезпечення покращення рівня шуму, який випромінює зовнішні поверхні для дизеля 6ЧН 12,8/15,5 передбачено використання спеціальних звукоізолюючих матеріалів які забезпечують поліпшення загального рівня шуму до 10...15 Дб та у деяких випадках ще більше.

Рівень вібрації від а автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 виробництва фірми **MAN** визначається за виразом:

$$L = 44 + 10 \lg \left[\frac{n_n \cdot N_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + N_e}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{N_e}} + 30 \lg \left(\frac{n}{n_n} \right) \right], \text{ Дб}$$

де m – маса дизеля 6ЧН 12,8/15,5 з навішаним обладнанням, $m = 1070$ кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left[\frac{1900 \cdot 228^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 228}{1070} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{1070}{228}} + 30 \lg \left(\frac{1900}{1900} \right) \right] = 83,06 \text{ Дб}$$

Рівень вібрації автомобільного дизельного двигуна 6ЧН 12,8/15,5 не перевищує норм.

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ІІЗ	Аркуш
						75
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

При виконанні кваліфікаційної роботи на здобуття першого рівня вищої освіти (бакалавр) було розглянуто основні конструктивні параметри та особливості роботи двигуна 6ЧН 12,8/15,5 (*D2866 LF 36*) виробництва фірми **MAN**. Розгляд двигуна 6ЧН 12,8/15,5 полягав у детальному описі його конструкції та основних агрегатів, розрахунку робочого циклу та динаміки, що показало високу ефективність, збалансованість, перспективність використання та подальшого вдосконалення даного дизельного двигуна.

На базі обраного прототипу спроектовано, та розраховано основні параметри турбокомпресора типу ТКР-14 для наддуву дизеля 6ЧН 12,8/15,5, який цілком відповідає умовам та доцільності застосування на даному двигуні. На підставі проведеного у четвертому розділі розрахунку, визначені основні конструктивні розміри турбокомпресора наддуву ТКР-14 з відхиленнями, які несуттєві для виконання компоновочного конструювання. Спроекований відцентровий компресор ТКР-14 має степінь підвищення тиску $P_k = 2,3$ при ККД $\eta_{AD} = 0,839$ (що допускається для таких типів компресорів) та розході повітря 0,44 кг/с.

Також у кваліфікаційній роботі виконано розрахунок основних систем та розробку принципів схем автомобільного дизеля 6ЧН 12,8/15,5 виробництва фірми **MAN**, а саме таких як паливна, охолодження, масляна та система повітропостачання та газовідводу. Розглянуто основні положення щодо охорони праці та правил безпеки при експлуатації автомобільного дизеля, а також виконано розрахунок рівня шуму й вібрації від двигуна 6ЧН 12,8/15,5. Проведено загальний аналіз та запропоновано шляхи щодо забезпечення зниження рівня впливу цих негативних факторів на людину.

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ІІЗ	Аркуш
						76
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. D2866 LF 36 Technology review. MAN, 2008. 20 p.
3. D2866 LF 36: Project guide for automotive applications. MAN, 2011. 104 p.
4. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. 332 с.
5. Михайлов В. С., Носовский А. Н., Корниецкий А. В., Пинчук В. А., Чуйко А. А. Курс повышения квалификации судовых механиков : пособ. Николаев: «Барви України», 2009. 384 с.
6. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.
7. Latache M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.
8. Woodyard D. Marine diesel engines and gas turbines. 9th ed. Oxford, 2009. 896 p.
9. Міжнародні конвенції, кодекси, рекомендації ІМО і МАРПОЛ. Одеса, 2008. 80 с.
10. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.

					КРБ.142.2227см.23.10.00.ІІЗ	Аркуш
						77
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		