

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»
завідувач кафедри
Гогоренко О. А.


« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

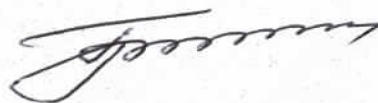
Розрахунок автомобільного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Б. Г. Тимошевський

Здобувач освіти



В. В. Єрьомін

Миколаїв 2025

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

Єрємін Володимир Володимирович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок автомобільного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6

2. Керівник роботи д.т.н., проф. Тимошевський Б.Г.

(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 Прототип – автомобільний двигун типу 6ЧН 12,3/15,6;
потужність – 303 кВт; частота обертання – 1900 хв⁻¹

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Опис конструкції автомобільного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6.

2. Розрахунок робочого циклу та динаміки автомобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6.

3. Розрахунок та проектування шатуну автомобільного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6.

4. Аналіз і розробка заходів забезпечення вимог охорони праці.

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

1. Поперечний розріз дизеля 6ЧН 12,3/15,6.

2. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.

3. Шатун двигуна 6ЧН 12,3/15,6.

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Тимошевський Б.Г., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		
2	Тимошевський Б.Г., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		
3	Тимошевський Б.Г., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		
4	Тимошевський Б.Г., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Здобувач освіти

_____ /В. В. Єрьомін /
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ / Б. Г. Тимошевський /
 (підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У бакалаврській роботі: «*Розрахунок автомобільного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6*» здійснено комплексний розрахунок автомобільного дизельного двигуна, а також проектування елементів шатунної групи.

Представлено детальний опис конструкції автомобільного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6, здійснено моделювання його робочого циклу, а також кінематичний й динамічний розрахунки. За результатами здійснених розрахунків було одержано ряд відповідних залежностей.

Розглянуто призначення та умови експлуатації шатунів дизельних двигунів. Проведено аналіз усіх навантажень, що діють на шатунну групу двигуна, а також визначені й систематизовані матеріали, які використовуються в двигунобудуванні для виготовлення шатунів різного призначення. Виконано розрахунок міцності шатуна і його нижньої кришки.

Виконано аналіз заходів безпеки під час ремонтування та технічного обслуговування автотранспорту з двигунами внутрішнього згоряння. Розраховано рівень вібрації та шуму від високообертового дизельного ДВЗ 6ЧН 12,3/15,6, який застосовується у складі вантажних автомобілях.

Бакалаврська робота виконана українською мовою та складається з 62 аркушів пояснювальної записки і 3 креслень графічної частини.

Ключові слова: автомобільний дизельний двигун; робочий цикл; динамічний розрахунок; кінематичний розрахунок; розрахунок на міцність; шатун.

					КРБ.142.4227зст.25.04.00.ПЗ	Лист
						4
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACTS

In the bachelor's thesis «Calculation of a 6CHN 12.3/15.6 automobile engine», a comprehensive calculation of an automobile diesel engine was carried out, as well as the design of connecting rod group elements.

A detailed description of the design of the 6CHN 12.3/15.6 automobile engine is presented, its operating cycle is modelled, and kinematic and dynamic calculations are performed. Based on the results of the calculations, a number of relevant dependencies were obtained.

The purpose and operating conditions of diesel engine connecting rods are considered. All the loads acting on the connecting rod group of the engine are analysed, and the materials used in the engine industry for the manufacture of connecting rods for various purposes are identified and systematised. The strength of the connecting rod and its lower cover is calculated.

The analysis of safety measures during the repair and maintenance of vehicles with internal combustion engines is carried out. The level of vibration and noise from a high-speed diesel engine 6CHN 12.3/15.6, which is used in trucks, was calculated.

The bachelor's thesis is written in Ukrainian and consists of 62 pages of explanatory notes and 3 drawings of the graphic part.

Key words: automotive diesel engine; duty cycle; dynamic calculation; kinematic calculation; strength calculation; connecting rod.

					<i>КРБ.142.4227зсм.25.04.00.ПЗ</i>	Лист
						5
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
Розділ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 12,3/15,6	
1.1. Загальна характеристика двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6.....	9
1.2. Висновок до розділу.....	17
Розділ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ АВТОМОБІЛЬНОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 12,3/15,6	
2.1. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми ав- томобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6	18
2.2. Розрахунок кінематики та динаміки автомобільного дизельного дви- гуна типу 6ЧН 12,3/15,6.....	29
2.3. Висновок до розділу.....	40
Розділ 3. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ ШАТУНА АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 12,3/15,6	
3.1. Основне призначення і умови роботи шатунів.....	41
3.2. Загальні методи підвищення несучої здатності шатунів двигунів, ма- теріали шатунів.....	45
3.3. Розрахунок на міцність шатуну автомобільного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6.....	49
3.4. Висновок до розділу.....	54
Розділ 4. АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ	
4.1. Аналіз заходів безпеки під час ремонтування та технічного обслуго- вування автотранспорту.....	55
4.2. Забезпечення норм рівня шуму та вібрації.....	58
4.3. Висновок до розділу.....	60

ВИСНОВКИ..... 61

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ..... 62

Додаток А. Поперечний розріз дизеля 6ЧН 12,3/15,6

Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки

Додаток В. Шатун двигуна 6ЧН 12,3/15,6

					<i>КРБ.142.4227зст.25.04.00.ПЗ</i>	Лист
						7
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Зростання конкуренції серед виробників двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) вимагає підвищення якості продукції та значного скорочення термінів її розробки. Прогрес суспільства призвів до значного збільшення технологічних можливостей, що дозволяють швидше створювати все більш досконалі технічні системи. При цьому терміни морального старіння цих систем постійно зменшуються.

Сучасні автомобілі стикаються з часто суперечливими вимогами щодо комфорту та задоволення від водіння. Наприклад, підвищення рівня комфорту може бути досягнуто шляхом автоматизації багатьох механічних операцій, але це, в свою чергу, призводить до зростання енергетичних потреб (наприклад, для кондиціонування салону або електросклопідйомників).

Зростаюча конкуренція та постійно зростаючі вимоги до екологічних показників вимагають безперервного підвищення якості двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), що суттєво впливає на купівельний попит і престиж компанії. Це також передбачає скорочення термінів розробки нових конструкцій ДВЗ (дослідження, проєктування та виробництво) і зниження витрат на всіх етапах їхнього життєвого циклу, особливо під час експлуатації, оскільки до 70% витрат на життєвий цикл автомобіля складають витрати на паливо. Виконати ці вимоги можливо лише за рахунок впровадження інноваційних технологій на всіх етапах життєвого циклу двигуна (розробка, виготовлення, експлуатація, обслуговування, ремонт та утилізація), які потребують мінімальних матеріальних, енергетичних і трудових ресурсів. Водночас це зумовлює використання дедалі складніших технологій і технічних рішень.

					КРБ.142.4227зст.25.04.00.ПЗ	Лист
						8
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1
ОПИС КОНСТРУКЦІЇ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА
ТИПУ 6ЧН 12,3/15,6

1.1. Загальна характеристика двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6

Високообертовий дизель типу 6ЧН 12,3/15,6 (рис. 1.1) розраховано на можливу експлуатацію за температур навколишнього середовища на рівні від -60 (мінус) до $+50$ °С. При чому відносна вологість повітря може складати до 98% (за температури навколишнього середовища $+25$ °С), а запиленість – до $0,4$ г/м³. Дизеля даного типу розраховані на експлуатацію на висоті до 1500 м без можливого зниження ефективної потужності, паливної економичності та інших ефективних показників. За умов експлуатування до 4500 м над рівнем моря та можливим проходженням перевалів заввишки у 4650 м із невеликим падінням потужності, паливної економичності та інших ефективних показників.



Рисунок 1.1 – Загальний вид автомобільного дизеля типу 6ЧН 12,3/15,6

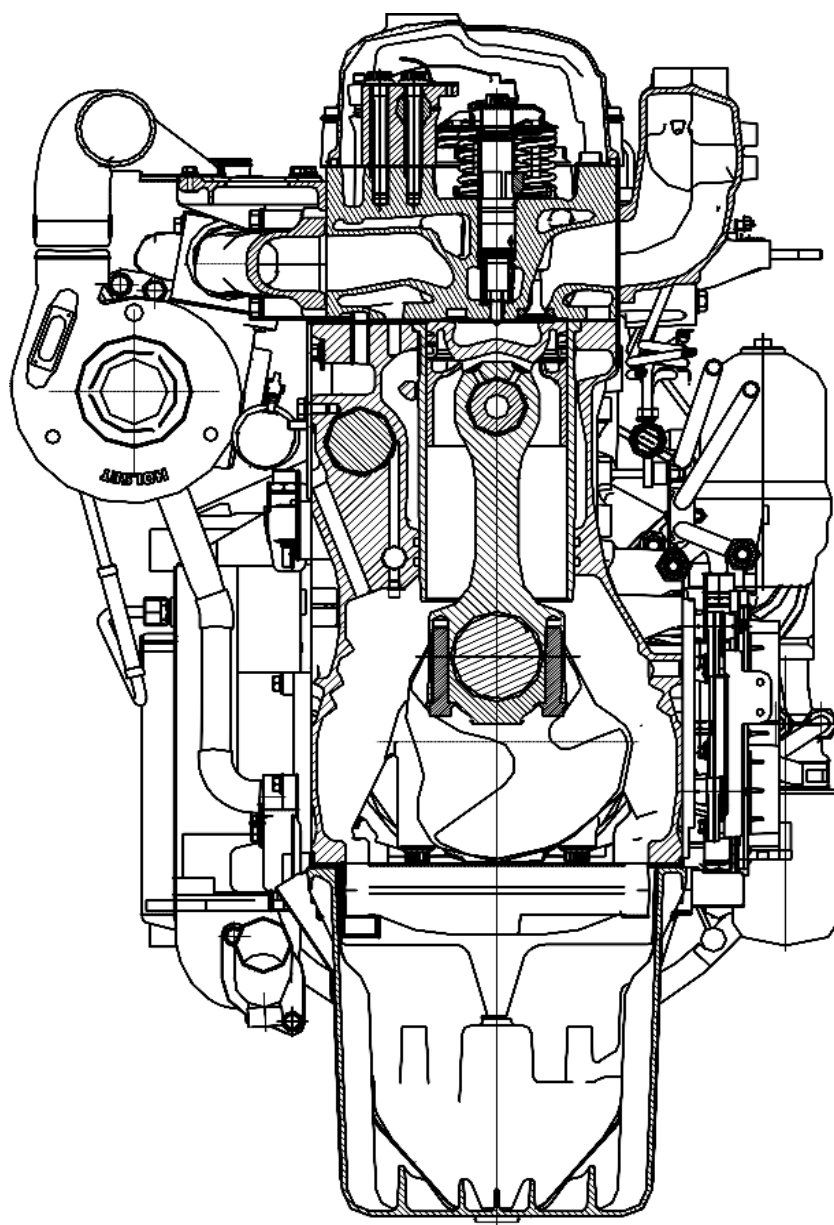
Високообертовий дизель типу 6ЧН 12,3/15,6 є чотиритактним базовим шестциліндровим рядним двигуном з турбонаддувом. Основним призначенням цих дизелів є встановлення на вантажних автомобілях різного вантажопідйомності та цільової функціональності. Дизеля типу 6ЧН 12,3/15,6 інших заводських модифікацій принципово мають однакову конструкцію. Відмінністю різних модифікацій цього двигуна полягає у комплектності паливної апаратури та її регулювання (за рахунок зміни основних параметрів електронного блока керування), а також ступені наддуву (встановленому турбокомпресорі). Високообертовий дизель типу 6ЧН 12,3/15,6 та його модифікації відповідають усім вимогам Європейських екологічних норм – Євро-3. Високообертовий дизель типу 6ЧН 12,3/15,6 можна класифікувати наступним чином: із самозапалюванням від стиснення (спосіб займання), чотиритактний (тип робочого циклу), турбонаддувом (спосіб повітропостачання), рідинне охолодження (тип системи охолодження). Також на двигуні в охолоджувачі надувного повітря (ОНП) типу повітря-повітря реалізовано проміжне охолодженням стиснутого у компресорі повітря. Дизель типу 6ЧН 12,3/15,6 має передній шестеренчастий привід своїх допоміжних агрегатів. Базові параметри та характеристики дизеля типу 6ЧН 12,3/15,6 представлені у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні параметри та характеристики дизеля типу 6ЧН 12,3/15,6

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Число робочих циліндрів	–	6
2	Розташування циліндрів у блоці	–	Вертикальне, рядне
3	Порядок роботи	–	1–5–3–6–2–4
4	Діаметр циліндра / хід поршня	мм	123 /156
5	Робочий об'єм дизеля	л	11,12
6	Ступінь стиснення	–	16,4
7	Номінальна ефективна потужність	кВт	303
8	Частота обертання колінчастого вала, яка відповідає номінальній потужності	хв ⁻¹	1900±25
9	Мінімальна частота холостого ходу	хв ⁻¹	750
10	Питома ефективна витрата пального	г/(кВт·год)	225
11	«Суха» маса двигуна	кг	970
12	Габарити: – довжина – ширина – висота	мм	1286 935 1126

Загальний устрій та будова високообертового дизеля типу 6ЧН 12,3/15,6 по-
дано на поперечному (рис. 1.2, *а*), а також поздовжньому (рис. 1.2, *б*) розрізах.
Блок-картер дизеля типу 6ЧН 12,3/15,6 – шестициліндровий моноблочний, відли-
тий разом із картером із якісного сірого чавуна. У нижній частині блок-картеру
розміщено елементи жорсткості, які значно підвищують загальну жорсткість та
надійність конструкції остову.

Кришка робочих циліндрів моноблочна на усі шість циліндрів. Вона відлита
з алюмінієвого сплаву. Кришка робочих циліндрів також є несучою основою для
агрегатів дизеля, що мають передній привід. Колінчастий вал дизеля типу 6ЧН
12,3/15,6 підвісний, виготовлений з якісної легованої сталі.



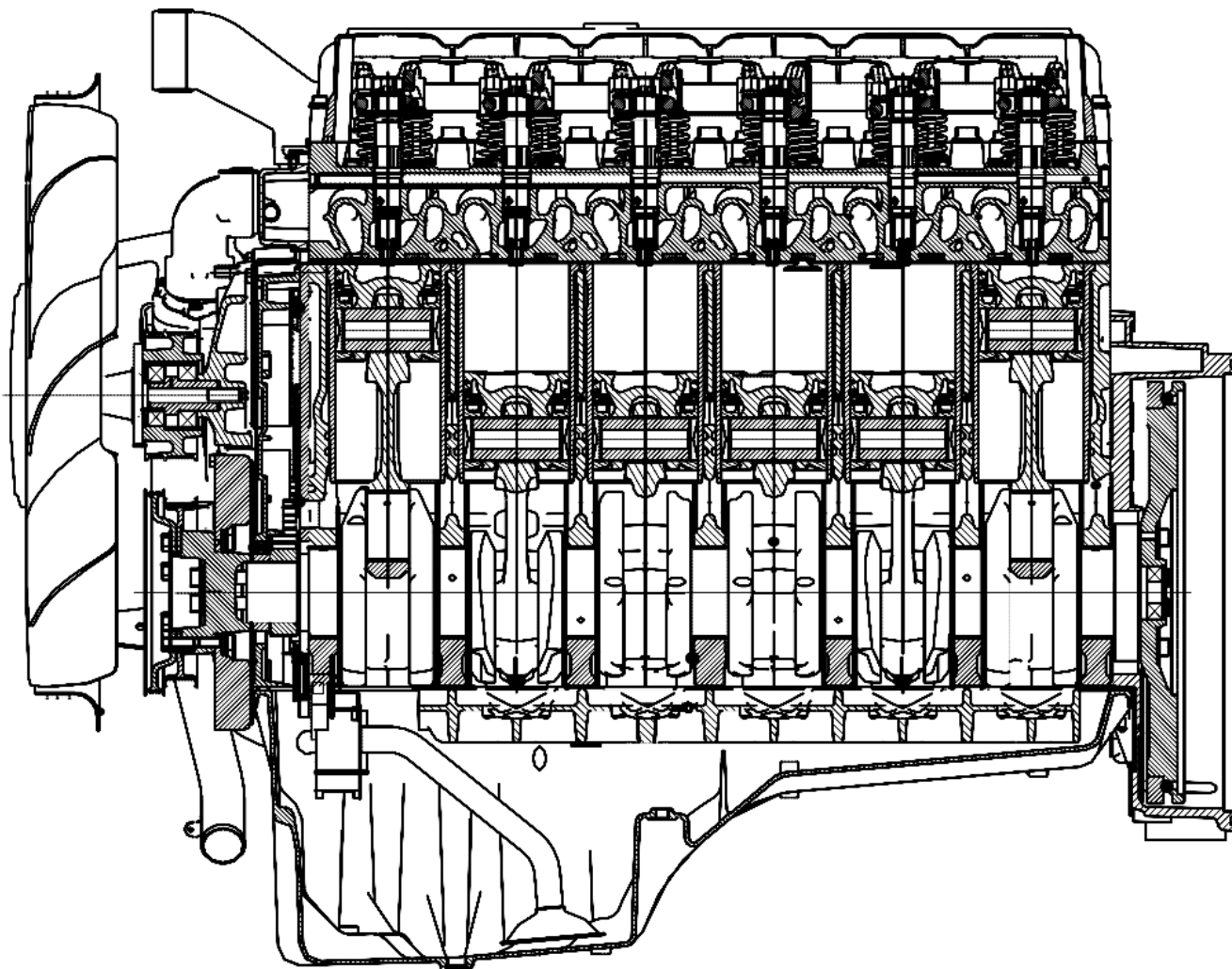
а

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.04.01.ПЗ

Аркуш

11



б

Рисунок 1.2 – Автомобільний дизель типу 6ЧН 12,3/15,6:

а – поперечний розріз; б – повздовжній розріз

Виготовлюється штампуванням, корінні шийки валу – 102 мм, шатунні шийки валу – 77 мм. Усі шийки загартовані та відшліфовані, число корінних опор – сім. Шатун дизель типу 6ЧН 12,3/15,6 (див. рис. 1.2) виготовлено куванням з леґованої сталі. Шатун має прямий роз'єм нижньої головки.

Маховик дизель типу 6ЧН 12,3/15,6 виготовлено з чавуну. На ободі маховика встановлено зубчастий вінець (модуль зуба $m = 3,175$). Гільза робочого циліндра виготовлена відцентровим леттям з якісного чавуну з антифрикційними властивостями.

Поршень дизель типу 6ЧН 12,3/15,6 складається з двох частин (складений). Головка виготовлена з леґованої жароміцної сталі, а тронк (спідниці) з якісного

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.04.01.ПЗ

Аркуш

12

алюмінієвого сплаву. Охолодження поршня –примусове. Реалізується охолодження масляною форсункою.

Кришка блоку робочих циліндрів дизель типу 6ЧН 12,3/15,6 – загальна на усі шість робочих циліндрів. Кришка блоку виготовлена з чавуну. При експлуатації дизеля додатковий контроль затягування болтів кришки робочих циліндрів не потребує.

Розподільчий вал дизель типу 6ЧН 12,3/15,6 виготовлено штампуванням з легованої сталі. Опорні поверхні та кулачки загартовано та відшліфовано. Розподільчий вал дизель має шестеренчастий привід. Експлуатаційні зазори – між траверсою та коромислом механізму газорозподілу: випускний клапан – 0,7 мм; впускний – 0,4 мм.

Паливна система дизель типу 6ЧН 12,3/15,6 розподіленого типу. Містить паливний насос високого тиску (ПНВТ), паливні форсунки закритого типу, паливопроводу низького (підходящі) та високого тиску та систему електронного керування паливоподачею.

Система повітропостачання дизель типу 6ЧН 12,3/15,6 – з наддувом (газотурбінна), з обов’язковим охолодженням наддувочного повітря у ОНП (який має тип – повітря-повітря). Турбокомпресор укомплектовано радіальною доцентровою турбіною та відцентровим компресором. Зазвичай на дизелі типу 6ЧН 12,3/15,6 застосовують турбокомпресори фірм BORG або WARNER.

При експлуатації дизель типу 6ЧН 12,3/15,6 можливе несвоєчасна заміна повітряного фільтра значно погіршує очистку свіжого повітря та спричиняє проникнення часток пилу в дизель, що сприяє різкому зростанню зношування циліндро-поршневої групи та відповідно передчасний вихід його з ладу. Для нормальної та ефективної роботи дизель типу 6ЧН 12,3/15,6 необхідне своєчасне та регулярне обслуговування (заміна) повітряного фільтра. При чому також необхідний постійний контроль стану його елементів, особливо це стосується стану ущільнювальних прокладок.

Також варто відзначити, що неправильне встановлення повітряного фільтра також призводить до порушення його функціонування. Фільтрувальний елемент

					<i>КРБ.142.4227зст.25.04.01.ПЗ</i>	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

потребує негайної заміни у разі спрацьовування індикатора, що сигналізує о за-
сміченості повітряного фільтра (або щорічно якщо такий сигнал не поступив).

Нові фільтрувальні елементи ні в якому разі не повинні бути деформовані
або пошкоджені від наприклад, схильних ударів. Також, у процесі експлуатації
дизель типу 6ЧН 12,3/15,6 потрібно виконувати заміну повітряного фільтра під
час кожної заміни змащувального масла.

Система охолодження дизель типу 6ЧН 12,3/15,6 – рідинна (використовується
тосол, або антифриз), система закритого типу, з постійною примусовою цирку-
ляцією охолоджувальної рідини, система містить термостат для підтримання у ди-
зелі постійного теплового режиму експлуатації, система передбачає всесезонне
застосування рідин.

Для здійснення зливу охолоджувальної рідини з теплообмінного апарату (ра-
діатору) передбачено встановлення пробки, що розміщується в патрубку для під-
ведення охолоджувальної рідини до теплообмінника охолодження змащувального
масла (рідинно-масляний ТО).

Водяний насос або помпа, який зображено на рис. 1.3, відцентрового типу. У
насосі вбудовано термостат. Насос має привід від шестерні, передавальне відно-
шення якої становить – $u = 1,727:1$. Привід у дію насосу реалізується шестернею,
яка у свою чергу входить у зачеплення з так званою проміжною шестернею роз-
подільного валу двигуна. Шестерня, яка забезпечує привід та водяна крильчатка
насосу системи охолодження напресовані на один вал. У процесі експлуатації ди-
зеля додаткове технічне обслуговування водяному насосу не потрібне.

Рідинно-масляний теплообмінник охолодження змащувального масла пред-
ставлено на рис. 1.4. Він розташований із правого боку блок-картера дизеля 6ЧН
12,3/15,6 . Перед його розбиранням у разі ремонту або технічного обслуговування
обов'язково потрібно нанести відповідні мітки взаємного розташування.

Перевірка рідинно-масляного теплообмінника дизеля 6ЧН 12,3/15,6 на герме-
тичність здійснюється під надлишковим тиском у 250...350 кПа.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.04.01.ПЗ</i>	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

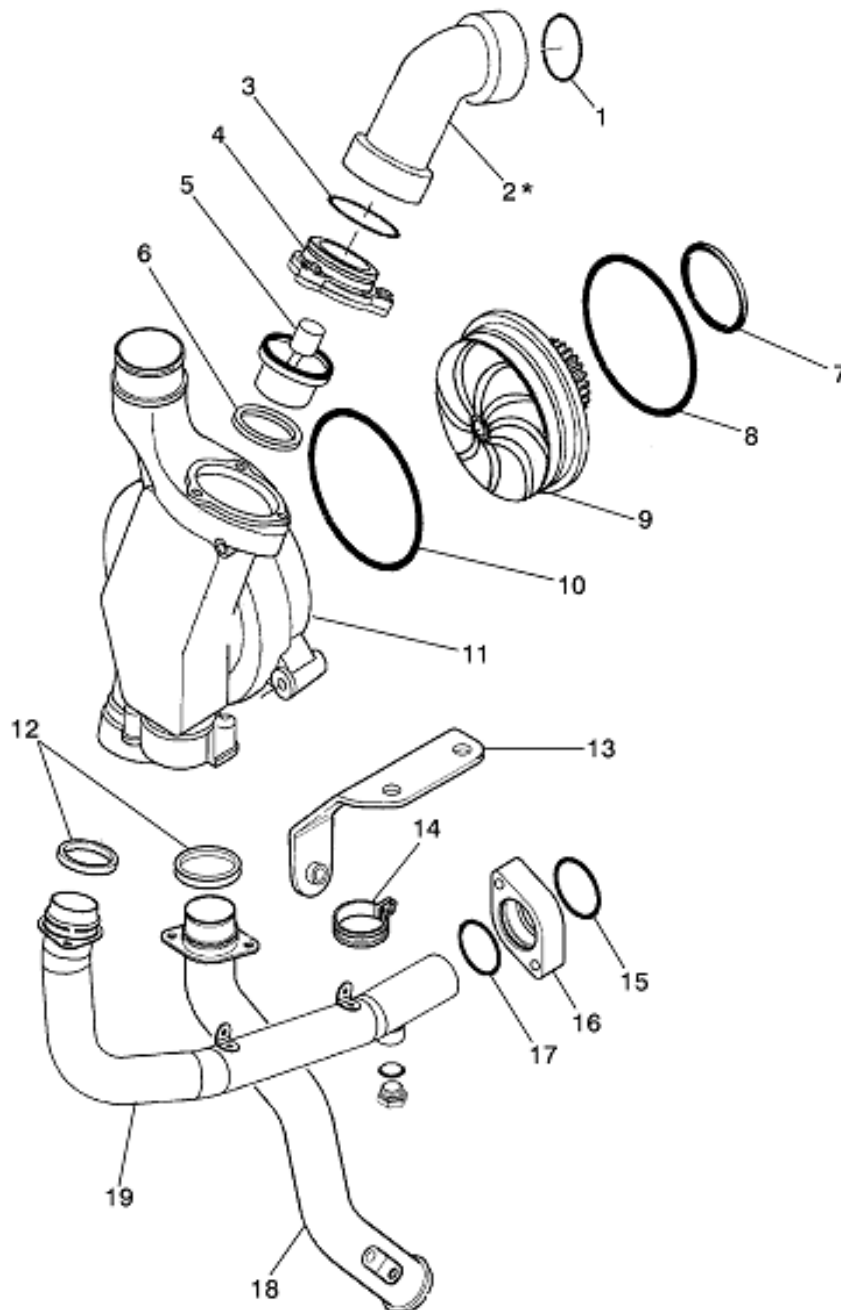


Рисунок 1.3 – Водяной насос дизель типу 6ЧН 12,3/15,6:

1, 3, 6, 7, 8, 12, 15, 17 – ущільнюючі елементи (прокладки); 2, 18, 19 – патрубки підводу та відводу; 4 – корпус термостата регулювання температури потоку; 5 – термостат; 9 – водяна крильчатка з шестернею приводу; 10 – прокладка ущільнююча; 11 – корпус водяного насосу; 13 – кронштейн кріплення; 14 – хомут кріплення; 16 – фланець з'єднальний

На дизелі типу 6ЧН 12,3/15,6 застосовується генератор електричного струму – модель А004TR5091ZТ. Номінальна напруга генератор електричного струму

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.04.01.ПЗ

Аркуш

15

складає –28 В. Максимальним струмом навантаження генератор електричного струму складає – 90 А (змінного струму). Генератор має привід поліклиновим ременем фірми MITSUBISHI, передавальне відношення цього приводу $u = 3,2:1$.

Швидкісна характеристика автомобільного дизеля типу 6ЧН 12,3/15,6 представлена на рис. 1.5.

Маркування та основні характеристики дизеля типу 6ЧН 12,3/15,6 здійснюється на заводській табличці, яка розташована на блок-картері двигуна з лівого його боку в середній частині.

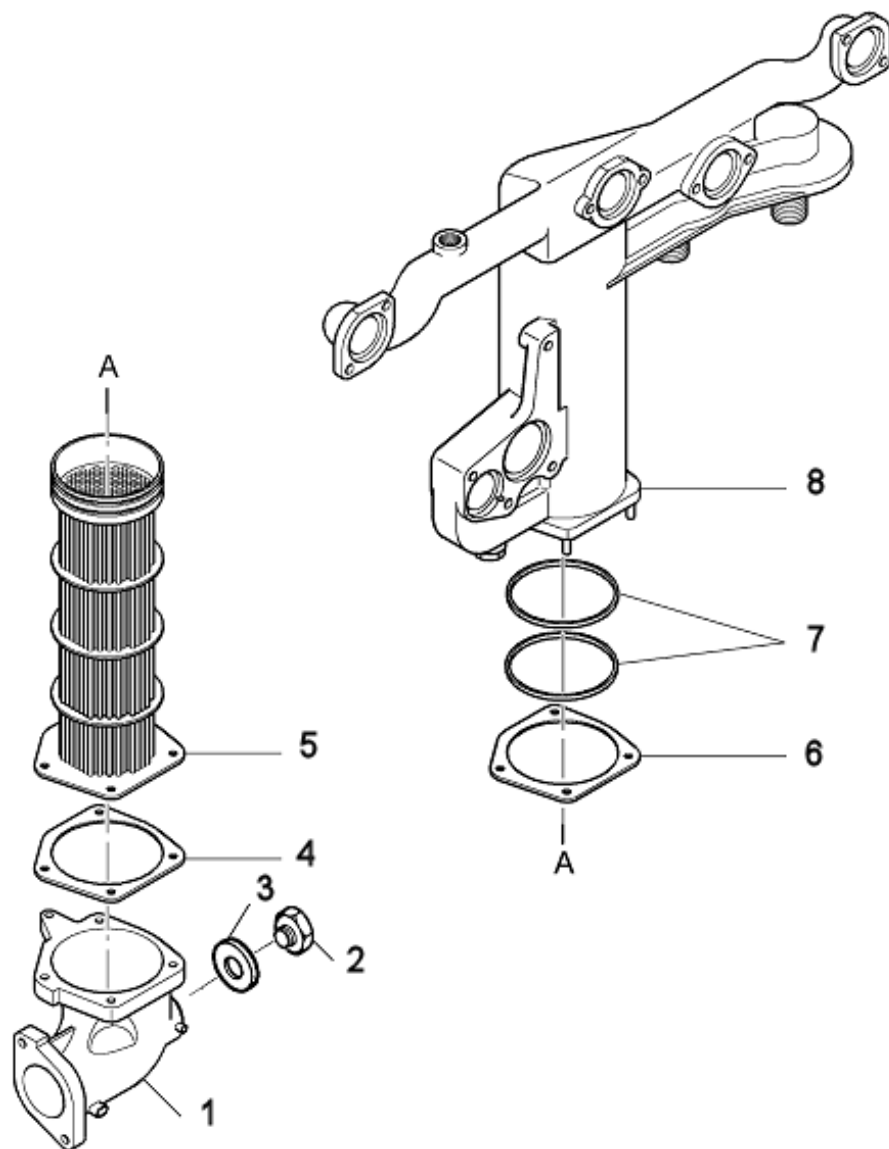


Рисунок 1.4 – Рідинно-нафтовий теплообмінник дизель типу 6ЧН 12,3/15,6:
1 – кришка теплообмінника; 2 – заглушка (пробка); 3 – ущільнення заглушки; 4 – прокладка теплообмінної поверхні; 5 – елемент поверхні теплообміну; 6 – прокладка верхня; 7 – ущільнення фланця; 8 – корпус ТО

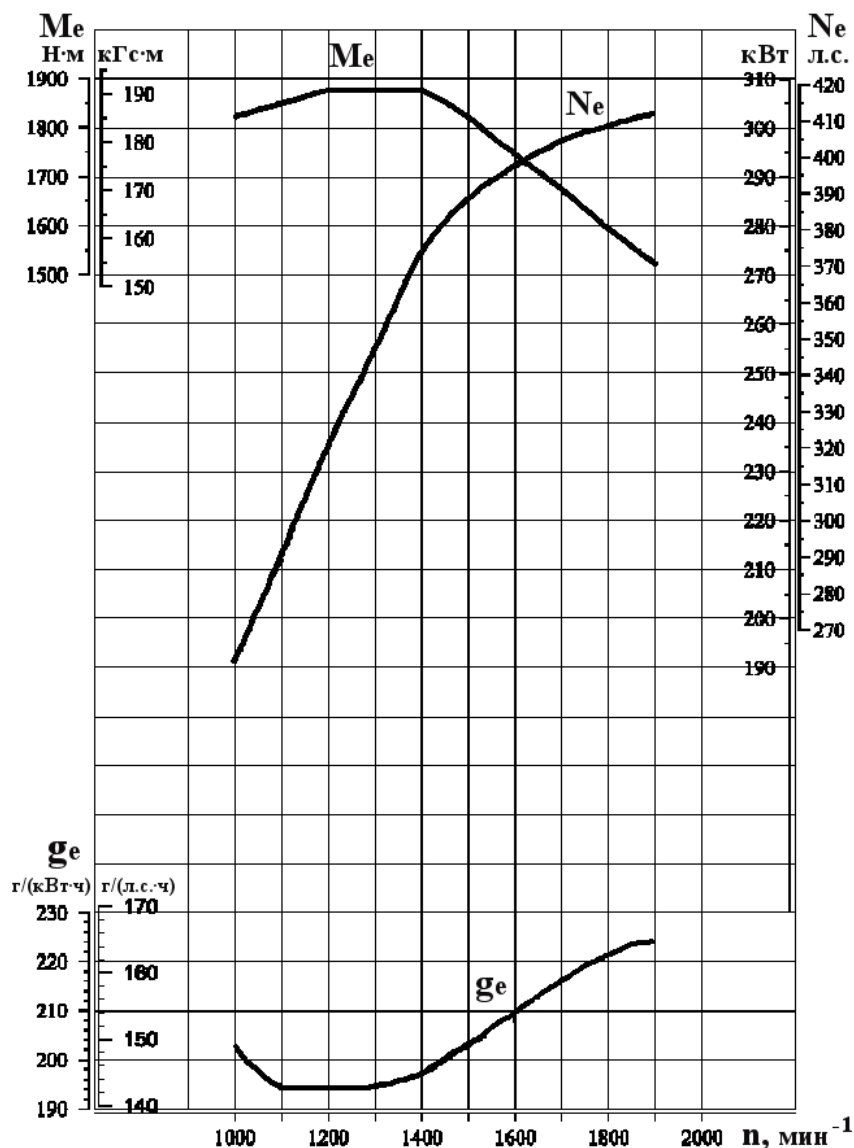


Рисунок 1.5 – Швидкісна характеристика дизель типу 6ЧН 12,3/15,6:
 M_e – крутний момент (брутто); N_e – номінальна ефективна потужність дизеля (брутто); g_e – питома ефективна витрата палива; n – частота обертання

1.2. Висновок до розділу

Автомобільний високообертовий дизельний двигун типу 6ЧН 12,3/15,6 є сучасним, надійним, безвідмовним двигуном, що в значній мірі відповідає вимогам екологічних Європейських норм – Євро-3. Дизель типу 6ЧН 12,3/15,6 може встановлюватися на різних вантажних автомобілях та деякій будівельній техніці. Двигун має вдалу конструкцію яка передбачає можливість подальшого форсування та покращення економічних і екологічних показників.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.04.01.ПЗ

Аркуш

17

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ АВТОМОБІЛЬНОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 12,3/15,6

2.1. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми автомобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6

Тепловий розрахунок робочого циклу автомобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6 здійснюється з метою отримання основних параметрів і показників ефективності.

Тепловий розрахунок робочого циклу Гриневецького-Мазінга було розроблено на базі теоретичного термодинамічного циклу, однак з врахуванням певних особливостей, притаманних реальному циклу, а саме:

- робочим тілом у циліндрі двигуна є суміш свіжого повітря та продуктів горіння палива (відпрацьованих газів – ВГ), яке на початку складається з вуглецю, водню та наявності сірки і залишкової води;

- процеси наповнення свіжим зарядом робочого циліндра та випуску ВГ безпосередньо не розраховуються у моделі, однак цей вплив газообміну у двигуні на його робочий процес враховується додатковим введенням поправочних коефіцієнтів;

- процеси стиснення повітря (або паливоповітряної суміші), згоряння та розширення газів відбуваються у двигуні за незмінної кількості робочого тіла (тобто фактично витоками газів з робочого циліндру крізь наявні нещільності поршневих кілець нехтують);

- збільшення загальної маси заряду у робочому циліндрі ДВЗ у результаті подачі в нього циклової порції палива у моделі не враховується;

- лінію процесу згоряння на індикаторній діаграмі двигуна не розраховують, а фактично замінюють двома послідовними ділянками підведення теплоти за постійного об'єму (коли $V = \text{const}$) та постійного тиску (коли $P = \text{const}$), як у теоретичному термодинамічному процесі;

– наявний теплообмін між газами та стінками робочого циліндру, змінення мольного й хімічного складу робочого тіла при згорянні, присутню неповноту згоряння циклової дози палива, а також протікання процесу згоряння за кутом повороту колінчастого валу у моделі враховується відповідними коефіцієнтами використання теплоти (ξ_z та ξ_b) під час згоряння, частиною згорілого палива до певного моменту, хімічними коефіцієнтами молекулярної зміни;

– процеси стиснення свіжого повітря і розширення газів приймаються політропними з різними за величиною показниками, однак які є з постійними на свій ділянці відповідного процесу;

– середня мольна ізохорна теплоємність робочого тіла залежить від його хімічного складу та температури, однак розраховується для окремих ділянок робочого циклу (стиснення, розширення);

– досконалість енергоперетворення оцінюється значенням індикаторного ККД та питомою роботою циклу.

Для забезпечення підвищення точності при оцінці адіабатного теплоперепаду в турбіні турбокомпресора у моделі враховують змінність теплоємності ВГ під час розширення в турбіні, а також вводиться аналітичну оцінку показника адіабати розширення ВГ в турбіні. Введення зазначених змін в математичну модель є доцільним під час розрахунку досить сучасних двигунів із високими показниками тиску наддуву та значною потужністю турбіни турбокомпресору.

Не зважаючи на свою простоту та зазначений вище ряд висунутих припущень тепловий розрахунок за методикою Гриневецького-Мазінга є інформативним і досить надійним (дає гарну збіжність), а також надає достатній перелік вихідних даних для виконання аналізу працездатності ДВЗ (наприклад, розрахунку на міцність деталей двигуна). Розрахунок робочого циклу автомобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6 за математичною моделлю розрахунку Гриневецького-Мазінга реалізується у середовищі математичного програмування та розрахунку MathCAD (програма комп'ютерної алгебри для розв'язання задач, пов'язаних з інженерними обчисленнями, математичним моделюванням та аналізом даних).

Вихідні дані (таблиця 2.1) для здійснення циклу автомобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6 у MathCAD взяті з завдання на кваліфікаційну роботу, літературних джерел представлених у списку літератури та інструкцій з експлуатації та ремонту самого двигуна.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для розрахунку циклу автомобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Ефективна потужність	N_e , кВт	303,00
2	Частота обертання	n , хв ⁻¹	1900,00
3	Тиск навколишнього середовища	P_0 , МПа	0,10130
4	Температура навколишнього середовища	T_0 , К	298,00
5	Тиск наддуву	p_k , МПа	0,240
6	Коефіцієнт продувки	φ_a	1,0500
7	Коефіцієнт залишкових газів	γ_r	0,0300
8	Коефіцієнт використання тепла в точці z	ξ_z	0,740
9	Коефіцієнт використання тепла в точці b	ξ_b	0,890
10	Ступінь стиску	ε	16,40
11	Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ	1,450
12	Підігрів заряду від стінок циліндру	ΔT_a , К	20,00
13	Частка ходу поршня втрачена на продувку	φ_n	0,0
14	Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	ζ	0,980
15	Механічний ККД двигуна	η_m	0,8700
16	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad}$	0,820
17	Втрата тиску в повітроохолоджувачі	ΔP_{ox} , МПа	0,0050
18	ККД повітроохолоджувача	η_o	0,920
19	Температура залишкових газів	T_r , К	790,00
20	Масовий склад палива (кг/кг)	$C/H/ S/O$	0,870/0,126 /0/0,0040
21	Нижча теплота згоряння палива	$Q_{нз}$, кДж/кг	42700,00
22	Кількість циліндрів	i	6
23	Діаметр циліндра	D_u , м	0,123
24	Хід поршня	S , м	0,156
25	Коефіцієнт тактності	z	0,5
26	Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння	α	1,65
27	Показник адіабати повітря	k_b	1,40
28	Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad}$	0,810
29	Механічний ККД турбіни	$\eta_{t.m}$	0,880
30	Коефіцієнт втрат тиску на впуску	ξ_a	0,980
31	Відношення тисків перед турбіною до тиску за компресором	Ψ_t	0,7524

Розрахунок наповнення циліндру автомобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6 наводиться у табл. – 2.2. В результаті до циліндру потрапляє свіже повітря що слугує окиснювачем для упорскнутого палива.

Таблиця 2.2 – Процес наповнення автомобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Температура повітря за компресором	T_k, K	$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{kad}} \right]$	399,6770
2	Температура повітря перед двигуном	T_s, K	$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w)$	307,974001
3	Температура заряду наприкінці процесу наповнення	T_a, K	$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	341,43101
4	Тиск повітря перед двигуном	P_s, MPa	$P_s = P_k - \Delta P_{ox.}$	0,2350041
5	Тиск заряду наприкінці процесу наповнення	P_a, MPa	$P_a = \xi_a \cdot P_s$	0,2300010
6	Коефіцієнт наповнення циліндру	η_n	$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n)$	0,914010

Розрахунок стиснення повітря у циліндрі автомобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6 наводиться у табл. – 2.3. В результаті чого різке стиснення свіжого повітря призводить до стрімкого збільшення його тиску та відповідно і температури, що створює сприятливі умови до випаровування, сумішоутворення та самозаймання палива.

Таблиця 2.3 – Процес стиснення повітря у циліндрі автомобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Середня мольна ізохорна теплоємність свіжого повітря	$c'_{v,}$ кДж/(кмоль·К)	$c'_{v,} = 19.26 + 0.0025 \cdot T$	—
2	Середня мольна ізохорна теплоємність чистих ВГ	$c''_{v,}$ кДж/(кмоль·К)	$c''_{v,} = 20.47 + 0.0036 \cdot T$	—
3	Теплоємність суміші повітря та ВГ на ході стиску	$c''_{vc,}$ кДж/(кмоль·К)	$c''_{vc,} = \frac{\gamma_r \cdot c'_{v,} + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_{v,}}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} =$	—

			$= a_{vc} - b_c \cdot T$ $b_c = 0,0025190011; a_{vc} = 19,281000001$	
4	Середній показник політропи стиску	n_1	$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1-1})}$	1,36100001
5	Тиск наприкінці стиску	P_c , МПа	$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$	10,3760101
6	Температура наприкінці стиску	T_c , К	$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$	937,9430601

Розрахунок згоряння у циліндрі автомобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6 наводиться у табл. – 2.4. В результаті цього процесу відбувається виділення потрібної енергії з палива для здійснення корисної роботи двигуном.

Таблиця 2.4 – Процес згоряння у циліндрі автомобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Кількість повітря	L , кмоль/кг	$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	0,81600
2	Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0	$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L}$	1,038700
3	Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β	$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,037600
4	Частка палива, яка згоріла в точці z	x_z	$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b}$	0,831020
5	Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z	β_z	$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z$	1,031041
6	Теоретична кількість повітря	L_0 , кмоль/кг	$L_0 = \frac{1}{0.21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	0,495000
7	Приріст об'єму продуктів згоряння	ΔM	$\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right)$	0,031600
8	Середня мольна ізохорна теплоємність у z	c''_{vz} , кДж/(кмоль·К)	$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c''_o}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} =$ $= a_{vz} + b_z \cdot T$ $a_{vz} = 19,891420000; b_z = 0,0030700000$	—
9	Середня мольна ізохорна теплоємність у b	c''_{vb} , кДж/(кмоль·К)	$c''_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_o}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} =$ $= a_{vb} + b_b \cdot T$ $a_{vb} = 20,010600000; b_b = 0,0031820000$	—

10	Максимальна температура	T_z, K	$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c =$ $= \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$	1960,068
11	Максимальний тиск	$P_z, \text{МПа}$	$P_z = \lambda \cdot P_c$	15,04500

Розрахунок розширення газів у циліндрі автомобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6 наводиться у табл. – 2.5. Цей процес ще називають робочим ходом в результаті чого відбувається рух поршня від ВМТ до НМТ під прямою дією газів, що розширюються. В результаті цього процесу виконується корисна робота.

Таблиця 2.5 – Робочій хід автомобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Ступінь попереднього розширення	ρ	$\rho = \frac{\beta_z \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}$	1,48600
2	Ступінь наступного розширення	δ	$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$	11,03400
3	Показник політропи розширення	n_2	$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{vz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$	1,215010
4	Температура наприкінці процесу	T_b, K	$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$	1168,957
5	Тиск наприкінці процесу	$P_b, \text{МПа}$	$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$	0,81300

Наприкінці розрахунку визначаються індикаторні та ефективні показники автомобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6 – табл. 2.6.

Таблиця 2.6 – Індикаторні та ефективні показники автомобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Теоретичний середній індикаторний тиск	$P'_i, \text{МПа}$	$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]$	2,01100

					КРБ.142.4227зст.25.04.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		23

2	Дійсний середній індикаторний тиск	P_i , МПа	$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$	1,971000
3	Індикаторна питома витрата палива	g_i , кг/(кВт·год)	$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$	0,18800
4	Індикаторний ККД	η_i	$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$	0,449001
5	Середній ефективний тиск	P_e , МПа	$P_e = P_i \cdot \eta_m$	1,72001
6	Ефективний ККД двигуна	η_e	$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$	0,392001
7	Питома ефективна витрата палива	g_e , кг/(кВт·год)	$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$	0,21500
8	Ефективна потужність двигуна	N_e кВт	$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$	303,076
9	Похибка визначення потужності	ΔN , %	$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$	0,00250

Додатково при розрахунку робочого циклу виконується розрахунок балансу турбокомпресора, що фактично і буде остаточною частинку теплового розрахунку (табл. – 2.7).

Таблиця 2.7 – Розрахунок балансу турбокомпресора автомобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Витрата повітря	G , кг/с	$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a$	0,44900
2	Витрата ВГ	G_t , кг/с	$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600}$	0,467000
3	Тиск ВГ перед турбіною	P_r , МПа	$P_r = \psi_t \cdot P_k$	0,181003
4	Температура газу перед турбіною	T_t , К	$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}}$	895,4421 23
5	Загальна кількість ВГ	M_s , кмоль	$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0)$	0,848002
6	Універсальна газова стала для ВГ	R_t , Дж/кг·К	$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}}$	287,1580
7	Показник адіабати розширення ВГ в турбіні	k_t	$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t}$	1,364001 0

8	Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі	Π_k	$\Pi_k = \left[\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t \right]^{\frac{1}{0.286}}$	2,36900
9	Дійсний тиск наддуву	$P_{kd}, \text{ МПа}$	$P_{kd} = \Pi_k \cdot P_0$	0,240022 0
10	Похибка визначення тиску наддуву	$\Delta P_k, \%$	$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}}$	0,060001

За результатами теплового розрахунку автомобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6, що виконано вище та наведено у таблицях 2.2–2.7 можна отримати координати точок індикаторної діаграми та побудувати її у $p-V/V_c$ координатах. Результати цього розрахунку наводяться у таблицях 2.8 та 2.9, а сама діаграма на рис. 2.1. Для розрахунку координат використовується програма Microsoft Excel та залежності – $p = \frac{P_c}{\left(\frac{V}{V_c} \right)^{n_1}}$ і $p = \frac{P_z \cdot \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c} \right)^{n_2}}$.

Таблиця 2.8 – Систематизовані початкові параметри розрахунку $p-V/V_c$ діаграми

Параметри для розрахунку											
$P_r, \text{ МПа}$	$P_a, \text{ МПа}$	$P_s, \text{ МПа}$	$P_k, \text{ МПа}$	$P_b, \text{ МПа}$	$P_c, \text{ МПа}$	$P_z, \text{ МПа}$	n_1	n_2	ρ	δ	ε
0,181	0,23	0,235	0,24	0,813	10,376	15,045	1,361	1,215	1,486	11,034	16,4

Таблиця 2.9 – Координати точок $p-V/V_c$ діаграми дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6

№ з.п.	Точки $p-V/V_c$ діаграми		
	(V/V_c)	$P_{\text{стис.}}, \text{ МПа}$	$P_{\text{розш.}}, \text{ МПа}$
1	1	10,376	15,045
2	1,486	6,052187	15,045
3	2,270947	3,398069	8,986766
4	3,055895	2,268593	6,265445
5	3,840842	1,661979	4,745882
6	4,625789	1,290363	3,786119
7	5,410737	1,042481	3,129598
8	6,195684	0,866955	2,654646
9	6,980632	0,737037	2,296482
10	7,765579	0,637534	2,017594

11	8,550526	0,559226	1,794832
12	9,335474	0,49622	1,613167
13	10,12042	0,444585	1,462442
14	10,90537	0,401607	1,335556
15	11,69032	0,365358	1,2274
16	12,47526	0,334431	1,134213
17	13,26021	0,307779	1,053165
18	14,04516	0,284607	0,982088
19	14,83011	0,264303	0,919295
20	15,61505	0,246387	0,863455
21	16,4	0,230477	0,813504

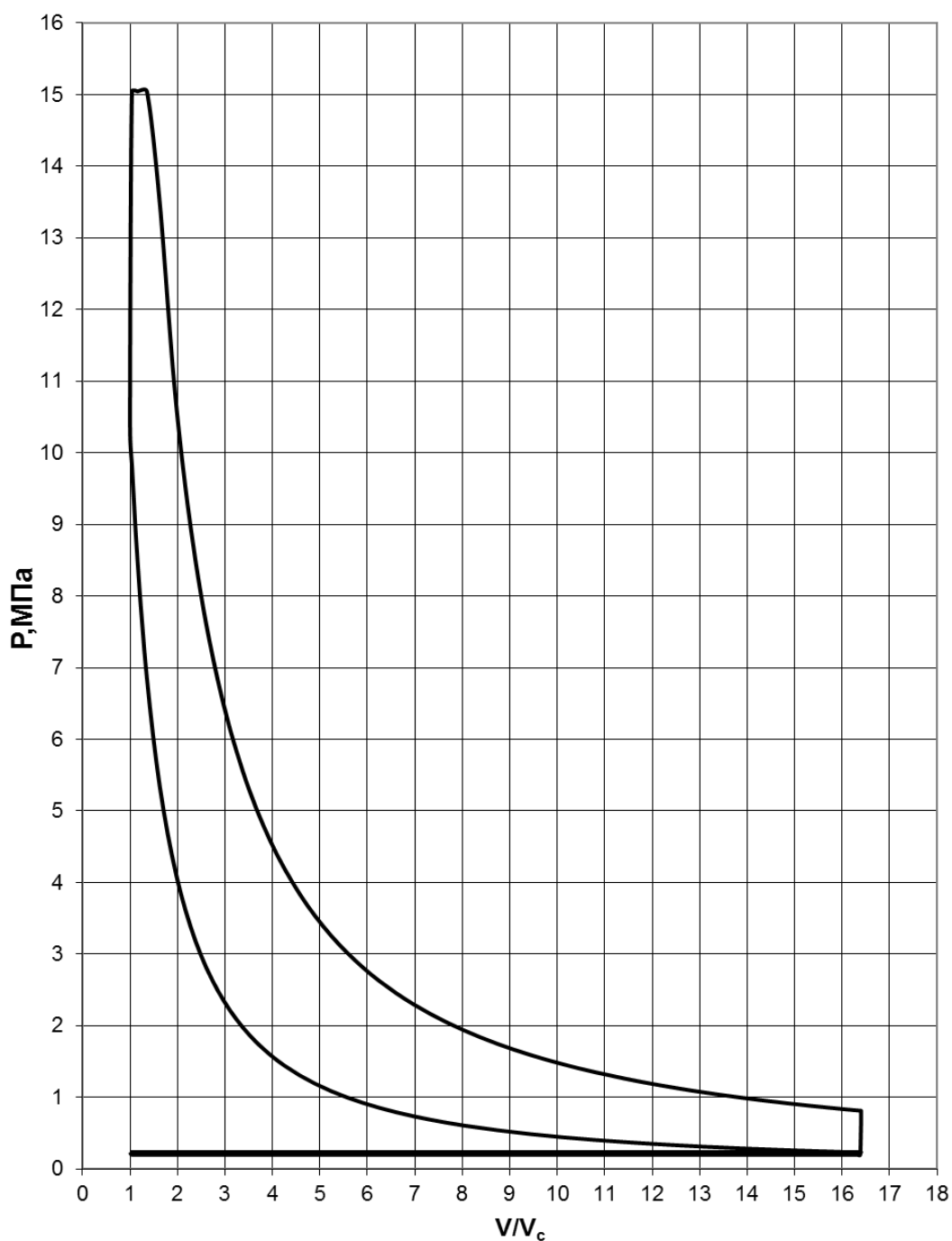


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.04.02.ПЗ

Аркуш

26

За результатами теплового розрахунку автомобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6, що виконано вище та наведено у таблицях 2.2–2.7 можна отримати координати точок індикаторної діаграми та побудувати її у $T-V/V_c$ координатах. Результати цього розрахунку наводяться у таблицях 2.10 та 2.11, а сама діаграма на рис. 2.2. Для розрахунку координат використовується програма Microsoft Excel та залежності – $T = \frac{T_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1-1}}$, $T = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$ та $T_y = T_c \lambda$.

Таблиця 2.10 – Систематизовані початкові параметри розрахунку $T-V/V_c$ діаграми

Параметри для розрахунку							
T_r , К	T_a , К	T_s , К	T_k , К	T_b , К	T_c , К	T_z , К	λ
895,442	341,431	307,974	399,677	1168,957	937,943	1960,068	1,450

Таблиця 2.11 – Координати точок $T-V/V_c$ діаграми дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6

№ з.п.	Значення точок $T-V/V_c$ діаграми		
	(V/V_c)	$T_{ст}$, К	$T_{розш}$, К
1	1	937,943	1360,017
2	1,486	812,9759	1960,068
3	2,270947	697,5666	1789,249
4	3,055895	626,6737	1678,612
5	3,840842	577,0301	1598,098
6	4,625789	539,5657	1535,466
7	5,410737	509,8834	1484,585
8	6,195684	485,5481	1441,969
9	6,980632	465,083	1405,458
10	7,765579	447,5316	1373,624
11	8,550526	432,2421	1345,478
12	9,335474	418,7523	1320,31
13	10,12042	406,724	1297,59
14	10,90537	395,9025	1276,917
15	11,69032	386,0923	1257,977
16	12,47526	377,1399	1240,522
17	13,26021	368,923	1224,354
18	14,04516	361,3427	1209,308
19	14,83011	354,3181	1195,251
20	15,61505	347,7821	1182,07
21	16,4	341,6786	1169,671

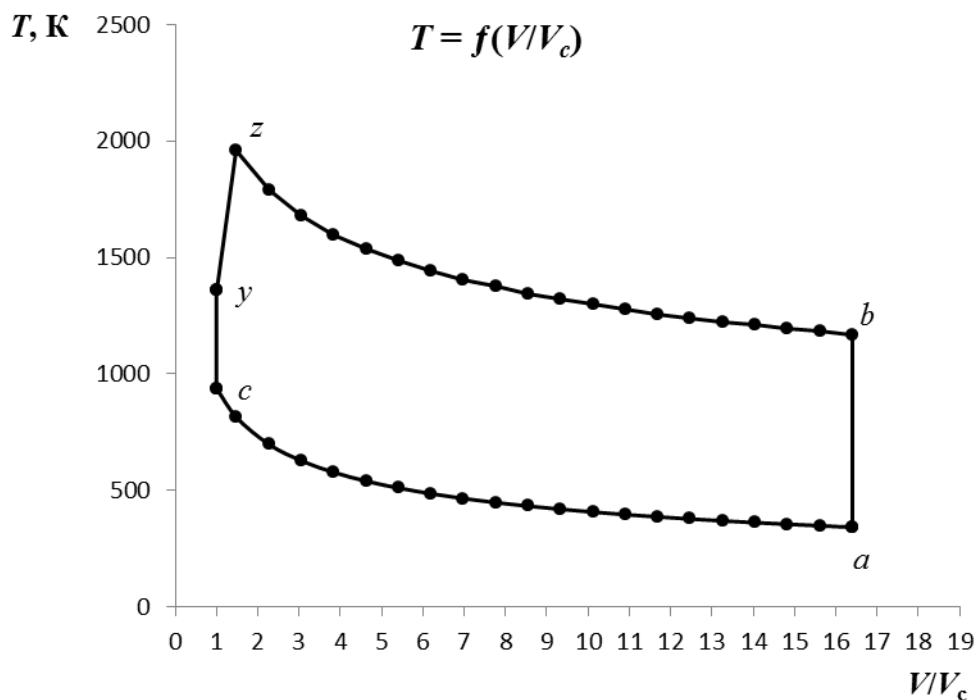


Рисунок 2.2 – Індикаторна (T – V/V_c) діаграма дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6

За результатами теплового розрахунку автомобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6, що виконано вище та наведено у таблицях 2.2–2.7 можна отримати координати точок індикаторної діаграми та побудувати її у T – S координатах. Результати цього розрахунку наводяться у вигляді залежності представлених на рис. 2.3. Для розрахунку координат використовується програма Microsoft Excel та залежність

$$S = \left[c_p \cdot \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) - R \cdot \ln \left(\frac{p}{p_0} \right) \right],$$

яку перетворюють для кожного процесу (стиснення/розширення) окремо:

$$S = \left[c_{p_i} \cdot \ln \left(\frac{T_{сж}}{T_0} \right) - R \cdot \ln \left(\frac{p_{сж}}{p_0} \right) \right],$$

$$S = \left[c_{p_i} \cdot \ln \left(\frac{T_{раси}}{T_0} \right) - R \cdot \ln \left(\frac{p_{раси}}{p_0} \right) \right].$$

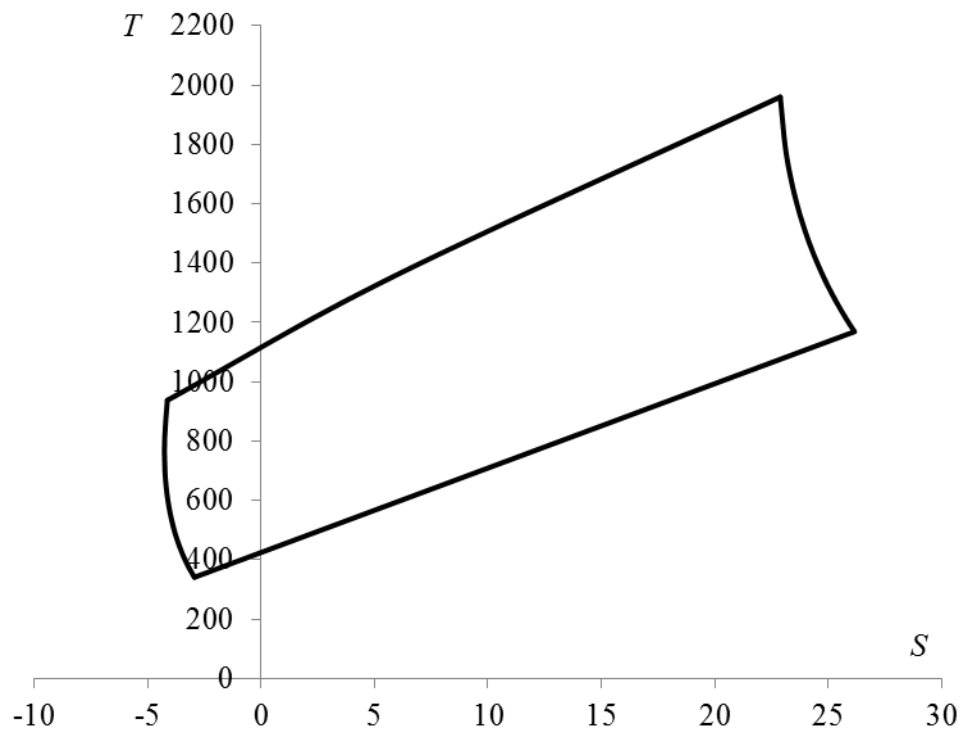


Рисунок 2.3 – Індикаторна (T–S) діаграма дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6

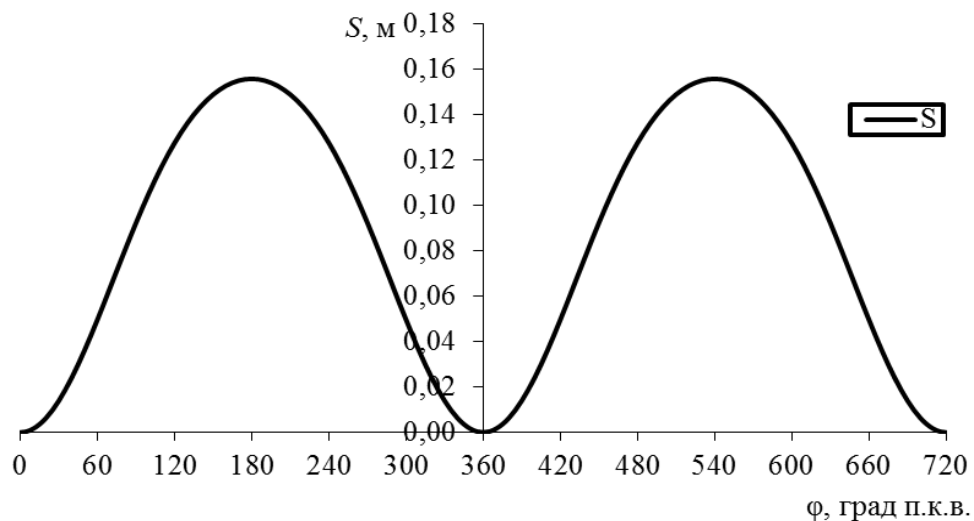
2.2. Розрахунок кінематики та динаміки автомобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6

Розрахунок кінематики автомобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6 складається з того, що потрібно визначити переміщенням, швидкістю та прискоренням поршня в функції повороту колінчастого валу (ці залежності для дизеля типу 6ЧН 12,3/15,6 подано на рис. 2.4, а розрахунки – табл. 2.12):

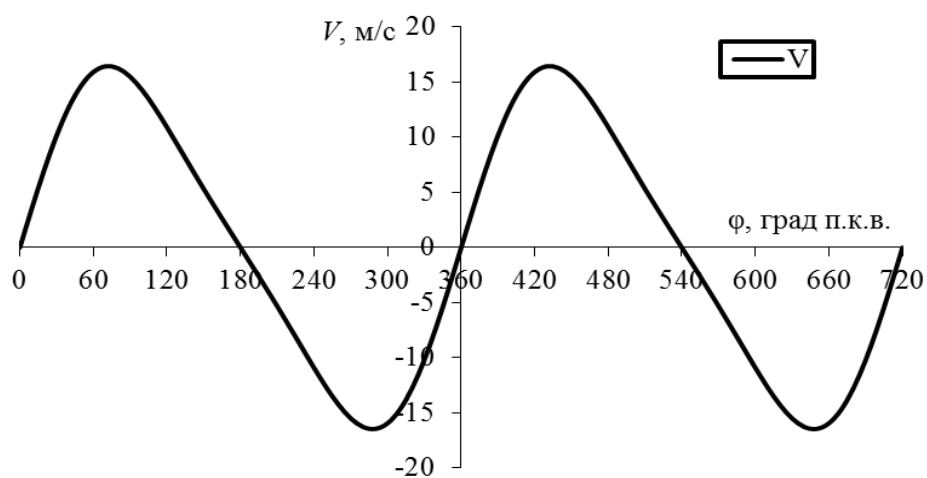
– переміщення $S_\varphi = f(\varphi)$
$$S_\varphi = r \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \left(\frac{1}{\lambda} \right) \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi} \right) \right];$$

– швидкість $V_\varphi = f(\varphi)$
$$V_\varphi = r \cdot \omega \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta};$$

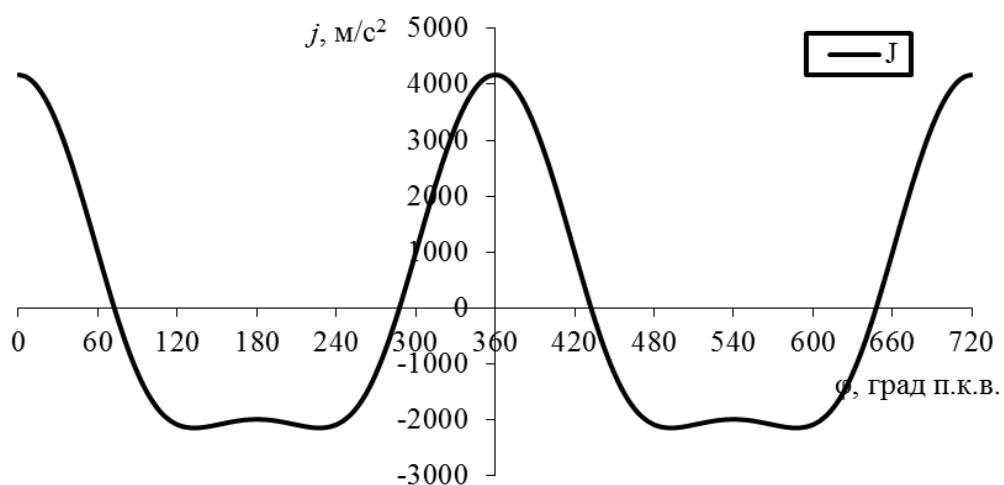
– прискорення $J_\varphi = f(\varphi)$
$$j_\varphi = r \cdot \omega^2 \cdot \left[\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^3 \beta} \right].$$



a



б



в

Рисунок 2.4 – Діаграми кінематики автомобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6:

a – залежність $S_{\varphi}=f(\varphi)$; *б* – залежність $V_{\varphi}=f(\varphi)$; *в* – залежність $J_{\varphi}=f(\varphi)$

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.04.02.ПЗ

Аркуш

30

Таблиця 2.12 – Координати точок діаграм кінематики автомобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6

φ°	$S, \text{ м}$	$V, \text{ м/с}$	$j, \text{ м/с}^2$
0	0,000	0,000	4172,312
5	0,000	1,830	4145,528
10	0,002	3,636	4065,558
15	0,004	5,396	3933,556
20	0,006	7,087	3751,462
25	0,010	8,687	3522,022
30	0,014	10,176	3248,816
35	0,019	11,537	2936,273
40	0,024	12,752	2589,677
45	0,030	13,808	2215,144
50	0,036	14,695	1819,563
55	0,043	15,405	1410,478
60	0,050	15,932	995,919
65	0,057	16,278	584,158
70	0,064	16,445	183,409
75	0,071	16,439	-198,520
80	0,078	16,271	-554,593
85	0,085	15,953	-878,892
90	0,092	15,500	-1166,918
95	0,099	14,929	-1415,779
100	0,105	14,258	-1624,279
105	0,112	13,504	-1792,866
110	0,117	12,685	-1923,463
115	0,123	11,817	-2019,204
120	0,128	10,914	-2084,121
125	0,132	9,989	-2122,798
130	0,136	9,052	-2140,060
135	0,140	8,112	-2140,690
140	0,144	7,174	-2129,218
145	0,147	6,244	-2109,769
150	0,149	5,323	-2085,969
155	0,151	4,414	-2060,906
160	0,153	3,516	-2037,119
165	0,154	2,627	-2016,624
170	0,155	1,747	-2000,936
175	0,156	0,872	-1991,111
180	0,156	0,000	-1987,768
185	0,156	-0,872	-1991,111
190	0,155	-1,747	-2000,936
195	0,154	-2,627	-2016,624
200	0,153	-3,516	-2037,119
205	0,151	-4,414	-2060,906
210	0,149	-5,323	-2085,969
215	0,147	-6,244	-2109,769
220	0,144	-7,174	-2129,218
225	0,140	-8,112	-2140,690
230	0,136	-9,052	-2140,060
235	0,132	-9,989	-2122,798
240	0,128	-10,914	-2084,121
245	0,123	-11,817	-2019,204
250	0,117	-12,685	-1923,463
255	0,112	-13,504	-1792,866
260	0,105	-14,258	-1624,279
265	0,099	-14,929	-1415,779
270	0,092	-15,500	-1166,918

275	0,085	-15,953	-878,892
280	0,078	-16,271	-554,593
285	0,071	-16,439	-198,520
290	0,064	-16,445	183,409
295	0,057	-16,278	584,158
300	0,050	-15,932	995,919
305	0,043	-15,405	1410,478
310	0,036	-14,695	1819,563
315	0,030	-13,808	2215,144
320	0,024	-12,752	2589,677
325	0,019	-11,537	2936,273
330	0,014	-10,176	3248,816
335	0,010	-8,687	3522,022
340	0,006	-7,087	3751,462
345	0,004	-5,396	3933,556
350	0,002	-3,636	4065,558
355	0,000	-1,830	4145,528
360	0,000	0,000	4172,312
365	0,000	1,830	4145,528
370	0,002	3,636	4065,558
375	0,004	5,396	3933,556
380	0,006	7,087	3751,462
385	0,010	8,687	3522,022
390	0,014	10,176	3248,816
395	0,019	11,537	2936,273
400	0,024	12,752	2589,677
405	0,030	13,808	2215,144
410	0,036	14,695	1819,563
415	0,043	15,405	1410,478
420	0,050	15,932	995,919
425	0,057	16,278	584,158
430	0,064	16,445	183,409
435	0,071	16,439	-198,520
440	0,078	16,271	-554,593
445	0,085	15,953	-878,892
450	0,092	15,500	-1166,918
455	0,099	14,929	-1415,779
460	0,105	14,258	-1624,279
465	0,112	13,504	-1792,866
470	0,117	12,685	-1923,463
475	0,123	11,817	-2019,204
480	0,128	10,914	-2084,121
485	0,132	9,989	-2122,798
490	0,136	9,052	-2140,060
495	0,140	8,112	-2140,690
500	0,144	7,174	-2129,218
505	0,147	6,244	-2109,769
510	0,149	5,323	-2085,969
515	0,151	4,414	-2060,906
520	0,153	3,516	-2037,119
525	0,154	2,627	-2016,624
530	0,155	1,747	-2000,936
535	0,156	0,872	-1991,111
540	0,156	0,000	-1987,768
545	0,156	-0,872	-1991,111
550	0,155	-1,747	-2000,936
555	0,154	-2,627	-2016,624
560	0,153	-3,516	-2037,119
565	0,151	-4,414	-2060,906
570	0,149	-5,323	-2085,969

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.04.02.ПЗ

Аркуш

32

575	0,147	-6,244	-2109,769
580	0,144	-7,174	-2129,218
585	0,140	-8,112	-2140,690
590	0,136	-9,052	-2140,060
595	0,132	-9,989	-2122,798
600	0,128	-10,914	-2084,121
605	0,123	-11,817	-2019,204
610	0,117	-12,685	-1923,463
615	0,112	-13,504	-1792,866
620	0,105	-14,258	-1624,279
625	0,099	-14,929	-1415,779
630	0,092	-15,500	-1166,918
635	0,085	-15,953	-878,892
640	0,078	-16,271	-554,593
645	0,071	-16,439	-198,520
650	0,064	-16,445	183,409
655	0,057	-16,278	584,158
660	0,050	-15,932	995,919
665	0,043	-15,405	1410,478
670	0,036	-14,695	1819,563
675	0,030	-13,808	2215,144
680	0,024	-12,752	2589,677
685	0,019	-11,537	2936,273
690	0,014	-10,176	3248,816
695	0,010	-8,687	3522,022
700	0,006	-7,087	3751,462
705	0,004	-5,396	3933,556
710	0,002	-3,636	4065,558
715	0,000	-1,830	4145,528
720	0,000	0,000	4172,312

Динамічний аналізі автомобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6 виконується з метою отримання величин та характеру змінення сил, що діють у двигуні. На самому початку визначається рушійну силу $P_{dv}=f(\varphi)$. Вона є алгебраїчною сумою двох сил – сили від дії тиску газів $P_z=f(\varphi)$ та сили інерції від мас, що поступально рухаються $P_j=f(\varphi)$:

$$P_{dv} = P_z + P_j .$$

Сили від дії тиску газів $P_z=f(\varphi)$ по куту повороту є відомими з виконаного вище теплового розрахунку робочого циклу за методикою Гриневецького-Мазінга. Сили від дії тиску газів $P_z=f(\varphi)$ являє собою розгорнуту індикаторну діаграму яка наведена на рис. 2.1.

Сили інерції $P_j=f(\varphi)$ обчислюються, як:

$$P_j = -m_j \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) = C \cdot \cos \varphi + \lambda \cdot C \cdot \cos 2\varphi = P_{jI} + P_{jII} , \text{ Н};$$

де складова рівняння сили інерції $C = -m_j \cdot r \cdot \omega^2$.

Рушійна сила $P_{dv}=f(\varphi)$ прикладена у центрі поршневого пальця дизеля типу 6ЧН 12,3/15,6 та діє по осі циліндру за схемою рис.2.5. Вона, у свою чергу, теж піддається розкладанню на такі сили, як:

$$N = P_{\Sigma} \cdot \operatorname{tg} \beta, \text{ Н}; \quad Q = P_{\Sigma} \cdot \frac{1}{\cos \beta}, \text{ Н}; \quad Z = P_{\Sigma} \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}; \text{ Н}; \quad T = P_{\Sigma} \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\sin \beta}, \text{ Н}.$$

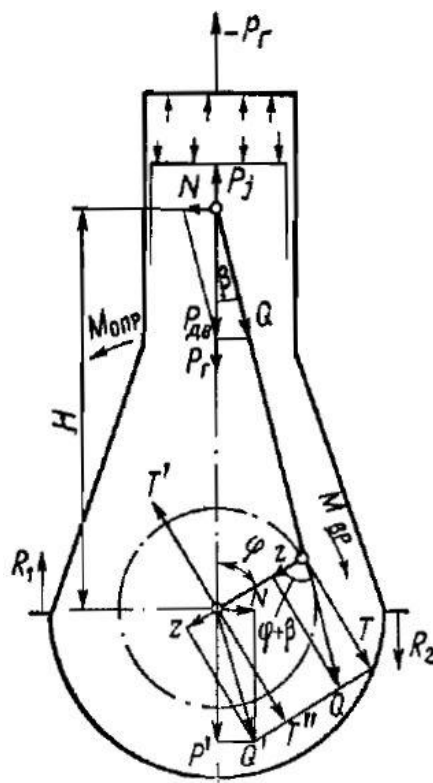


Рисунок 2.5 – Схема дії сил дизеля типу 6ЧН 12,3/15,6

Динамічний розрахунок автомобільного дизеля типу 6ЧН 12,3/15,6 виконується у програмі Microsoft Excel, а результати наводяться у табл. 2.13 та рисунках 2.6 й 2.7.

Таблиця 2.13 – Динамічний розрахунок дизеля типу 6ЧН 12,3/15,6

φ°	p_r , МПа	P_r , Н	P_j , Н	P_{dv} , Н	N , Н	Z , Н	T , Н
0	0,235	2792,3	-20861,6	-19257,5	0,0	-19257,5	0,0
5	0,235	2792,3	-20727,6	-19123,6	-595,3	-18998,9	-2259,8
10	0,235	2792,3	-20327,8	-18723,7	-1163,0	-18237,3	-4396,6
15	0,235	2792,3	-19667,8	-18063,7	-1676,2	-17014,4	-6294,3
20	0,235	2792,3	-18757,3	-17153,2	-2110,2	-15397,0	-7849,7
25	0,235	2792,3	-17610,1	-16006,0	-2442,9	-13474,0	-8978,4
30	0,235	2792,3	-16244,1	-14640,0	-2655,9	-11350,7	-9620,1
35	0,235	2792,3	-14681,4	-13077,3	-2735,8	-9143,1	-9741,8
40	0,235	2792,3	-12948,4	-11344,3	-2674,6	-6971,0	-9340,9
45	0,235	2792,3	-11075,7	-9471,7	-2471,0	-4950,2	-8444,8

50	0,235	2792,3	-9097,8	-7493,8	-2130,6	-3184,8	-7110,1
55	0,235	2792,3	-7052,4	-5448,3	-1666,1	-1760,2	-5418,7
60	0,235	2792,3	-4979,6	-3375,5	-1097,4	-737,4	-3472,0
65	0,235	2792,3	-2920,8	-1316,7	-450,2	-148,4	-1383,6
70	0,235	2792,3	-917,0	687,0	244,7	5,1	729,3
75	0,235	2792,3	992,6	2596,7	953,9	-249,4	2755,1
80	0,235	2792,3	2773,0	4377,0	1643,8	-858,8	4596,0
85	0,235	2792,3	4394,5	5998,5	2282,6	-1751,1	6174,6
90	0,235	2792,3	5834,6	7438,6	2842,9	-2842,9	7438,6
95	0,235	2792,3	7078,9	8683,0	3304,0	-4048,2	8361,9
100	0,235	2792,3	8121,4	9725,5	3652,4	-5285,7	8943,5
105	0,235	2792,3	8964,3	10568,4	3882,5	-6485,5	9203,4
110	0,235	2792,3	9617,3	11221,4	3996,0	-7593,0	9177,9
115	0,235	2792,3	10096,0	11700,1	4000,8	-8570,6	8913,1
120	0,235	2792,3	10420,6	12024,7	3909,2	-9397,8	8459,1
125	0,235	2792,3	10614,0	12218,1	3736,3	-10068,6	7865,4
130	0,235	2792,3	10700,3	12304,4	3498,3	-10589,0	7177,0
135	0,235	2792,3	10703,4	12307,5	3210,9	-10973,1	6432,3
140	0,235	2792,3	10646,1	12250,2	2888,2	-11240,6	5661,8
145	0,235	2792,3	10548,8	12152,9	2542,4	-11413,3	4888,0
150	0,235	2792,3	10429,8	12033,9	2183,1	-11513,2	4126,3
155	0,235	2792,3	10304,5	11908,6	1817,5	-11561,0	3385,6
160	0,235	2792,3	10185,6	11789,7	1450,4	-11574,7	2669,4
165	0,235	2792,3	10083,1	11687,2	1084,5	-11569,6	1977,3
170	0,235	2792,3	10004,7	11608,7	721,0	-11557,6	1305,8
175	0,235	2792,3	9955,6	11559,6	359,8	-11547,0	649,0
180	0,235	2792,3	9938,8	11542,9	0,0	-11542,9	0,0
185	0,230	2737,1	9955,6	11504,5	-358,1	-11491,9	-645,9
190	0,231	2750,1	10004,7	11566,5	-718,4	-11515,6	-1301,0
195	0,233	2771,9	10083,1	11666,8	-1082,6	-11549,5	-1973,9
200	0,236	2803,1	10185,6	11800,5	-1451,7	-11585,4	-2671,8
205	0,239	2844,3	10304,5	11960,6	-1825,4	-11611,5	-3400,4
210	0,244	2896,3	10429,8	12137,9	-2202,0	-11612,8	-4162,0
215	0,249	2960,3	10548,8	12320,9	-2577,5	-11571,1	-4955,6
220	0,256	3037,6	10646,1	12495,5	-2946,0	-11465,8	-5775,2
225	0,263	3130,2	10703,4	12645,4	-3299,0	-11274,4	-6608,9
230	0,273	3240,0	10700,3	12752,1	-3625,6	-10974,3	-7438,2
235	0,284	3370,0	10614,0	12795,8	-3913,0	-10544,8	-8237,3
240	0,297	3523,5	10420,6	12755,9	-4146,9	-9969,3	-8973,5
245	0,312	3704,8	10096,0	12612,6	-4312,8	-9239,1	-9608,2
250	0,330	3919,1	9617,3	12348,3	-4397,3	-8355,5	-10099,6
255	0,351	4173,2	8964,3	11949,4	-4389,8	-7333,0	-10406,0
260	0,377	4475,5	8121,4	11408,7	-4284,6	-6200,6	-10491,4
265	0,407	4836,8	7078,9	10727,5	-4082,0	-5001,4	-10330,9
270	0,444	5271,0	5834,6	9917,4	-3790,3	-3790,3	-9917,4
275	0,488	5796,2	4394,5	9002,5	-3425,6	-2628,0	-9266,8
280	0,542	6436,2	2773,0	8021,0	-3012,3	-1573,7	-8422,2
285	0,608	7222,6	992,6	7027,1	-2581,5	-674,8	-7455,8
290	0,690	8198,1	-917,0	6092,9	-2169,7	45,0	-6467,5
295	0,793	9420,6	-2920,8	5311,7	-1816,3	598,7	-5581,6
300	0,923	10970,2	-4979,6	4802,4	-1561,3	1049,1	-4939,6
305	1,091	12958,4	-7052,4	4717,8	-1442,7	1524,2	-4692,1
310	1,308	15542,2	-9097,8	5256,2	-1494,4	2233,8	-4987,1
315	1,594	18944,3	-11075,7	6680,4	-1742,8	3491,4	-5956,1
320	1,976	23479,1	-12948,4	9342,6	-2202,7	5741,0	-7692,6
325	2,490	29584,7	-14681,4	13715,1	-2869,2	9589,1	-10217,0

330	3,185	37843,7	-16244,1	20411,4	-3702,9	15825,4	-13412,5
335	4,120	48949,8	-17610,1	30151,5	-4601,8	25381,7	-16913,2
340	5,344	63499,9	-18757,3	43554,4	-5358,1	39095,2	-19931,5
345	6,850	81396,5	-19667,8	60540,5	-5617,9	57023,6	-21095,5
350	8,476	100710,1	-20327,8	79194,1	-4918,9	77136,8	-18596,1
355	9,820	116675,8	-20727,6	94760,0	-2949,8	94142,3	-11197,5
360	10,355	123031,9	-20861,6	100982,1	0,0	100982,1	0,0
365	15,045	178763,8	-20727,6	156847,9	4882,6	155825,5	18534,2
370	15,045	178763,8	-20327,8	157247,8	9767,0	153162,8	36924,4
375	15,045	178763,8	-19667,8	157907,8	14653,1	148734,7	55023,4
380	13,489	160269,8	-18757,3	140324,3	17262,9	125957,5	64215,6
385	10,692	127043,9	-17610,1	108245,6	16520,6	91121,9	60719,3
390	8,498	100968,4	-16244,1	83536,1	15154,6	64767,1	54892,3
395	6,821	81045,5	-14681,4	65175,9	13634,8	45568,4	48552,3
400	5,549	65934,5	-12948,4	51797,9	12212,2	31829,7	42650,2
405	4,582	54438,7	-11075,7	42174,8	11002,8	22041,9	37602,2
410	3,840	45621,0	-9097,8	35335,0	10046,3	15017,0	33525,8
415	3,264	38785,7	-7052,4	30545,2	9340,9	9868,4	30378,8
420	2,813	33426,9	-4979,6	27259,1	8861,9	5954,9	28038,0
425	2,456	29178,1	-2920,8	25069,1	8572,2	2825,6	26343,1
430	2,169	25773,1	-917,0	23667,8	8428,3	174,9	25123,1
435	1,937	23017,1	992,6	22821,5	8383,9	-2191,6	24213,8
440	1,748	20766,1	2773,0	22350,8	8393,9	-4385,2	23468,8
445	1,592	18912,4	4394,5	22118,7	8416,6	-6456,8	22768,1
450	1,462	17374,9	5834,6	22021,3	8416,2	-8416,2	22021,3
455	1,354	16091,3	7078,9	21982,0	8364,6	-10248,6	21169,3
460	1,264	15013,9	8121,4	21947,1	8242,3	-11928,1	20182,4
465	1,187	14105,2	8964,3	21881,4	8038,5	-13427,9	19055,3
470	1,122	13336,0	9617,3	21765,1	7750,7	-14727,4	17801,6
475	1,067	12683,0	10096,0	21590,8	7382,9	-15815,8	16447,8
480	1,021	12127,5	10420,6	21359,9	6944,1	-16693,7	15026,2
485	0,981	11654,7	10614,0	21080,5	6446,5	-17372,0	13570,6
490	0,947	11252,6	10700,3	20764,7	5903,7	-17869,8	12111,8
495	0,918	10911,2	10703,4	20426,5	5329,0	-18211,9	10675,5
500	0,894	10622,9	10646,1	20080,8	4734,4	-18426,0	9280,9
505	0,874	10381,0	10548,8	19741,7	4129,9	-18540,3	7940,3
510	0,857	10180,5	10429,8	19422,1	3523,4	-18581,8	6659,7
515	0,843	10017,1	10304,5	19133,4	2920,2	-18574,9	5439,5
520	0,832	9887,5	10185,6	18884,9	2323,3	-18540,6	4275,9
525	0,824	9789,2	10083,1	18684,2	1733,8	-18496,3	3161,1
530	0,818	9720,3	10004,7	18536,8	1151,4	-18455,1	2085,0
535	0,815	9679,5	9955,6	18446,9	574,2	-18426,7	1035,7
540	0,814	9666,0	9938,8	18416,7	0,0	-18416,7	0,0
545	0,200	2376,4	9955,6	11143,7	-346,9	-11131,6	-625,7
550	0,200	2376,4	10004,7	11192,9	-695,2	-11143,6	-1259,0
555	0,200	2376,4	10083,1	11271,3	-1045,9	-11158,0	-1906,9
560	0,200	2376,4	10185,6	11373,8	-1399,2	-11166,4	-2575,2
565	0,200	2376,4	10304,5	11492,7	-1754,0	-11157,2	-3267,3
570	0,200	2376,4	10429,8	11618,0	-2107,7	-11115,4	-3983,7
575	0,200	2376,4	10548,8	11737,0	-2455,4	-11022,8	-4720,8
580	0,200	2376,4	10646,1	11834,3	-2790,1	-10859,0	-5469,6
585	0,200	2376,4	10703,4	11891,6	-3102,4	-10602,4	-6215,0
590	0,200	2376,4	10700,3	11888,5	-3380,1	-10231,1	-6934,4

595	0,200	2376,4	10614,0	11802,2	-3609,2	-9725,9	-7597,6
600	0,200	2376,4	10420,6	11608,8	-3774,0	-9072,8	-8166,5
605	0,200	2376,4	10096,0	11284,2	-3858,6	-8266,0	-8596,3
610	0,200	2376,4	9617,3	10805,5	-3847,9	-7311,6	-8837,8
615	0,200	2376,4	8964,3	10152,5	-3729,7	-6230,3	-8841,3
620	0,200	2376,4	8121,4	9309,6	-3496,2	-5059,7	-8561,0
625	0,200	2376,4	7078,9	8267,1	-3145,8	-3854,3	-7961,5
630	0,200	2376,4	5834,6	7022,8	-2684,0	-2684,0	-7022,8
635	0,200	2376,4	4394,5	5582,7	-2124,3	-1629,7	-5746,6
640	0,200	2376,4	2773,0	3961,2	-1487,6	-777,2	-4159,3
645	0,200	2376,4	992,6	2180,8	-801,2	-209,4	-2313,8
650	0,200	2376,4	-917,0	271,2	-96,6	2,0	-287,8
655	0,200	2376,4	-2920,8	-1732,6	592,5	-195,3	1820,6
660	0,200	2376,4	-4979,6	-3791,4	1232,6	-828,3	3899,7
665	0,200	2376,4	-7052,4	-5864,2	1793,3	-1894,6	5832,3
670	0,200	2376,4	-9097,8	-7909,6	2248,8	-3361,5	7504,6
675	0,200	2376,4	-11075,7	-9887,5	2579,5	-5167,5	8815,5
680	0,200	2376,4	-12948,4	-11760,2	2772,7	-7226,6	9683,3
685	0,200	2376,4	-14681,4	-13493,2	2822,8	-9433,9	10051,6
690	0,200	2376,4	-16244,1	-15055,9	2731,3	-11673,1	9893,4
695	0,200	2376,4	-17610,1	-16421,9	2506,3	-13824,1	9211,7
700	0,200	2376,4	-18757,3	-17569,1	2161,4	-15770,3	8040,0
705	0,200	2376,4	-19667,8	-18479,6	1714,8	-17406,1	6439,3
710	0,200	2376,4	-20327,8	-19139,6	1188,8	-18642,4	4494,3
715	0,200	2376,4	-20727,6	-19539,4	608,3	-19412,1	2308,9
720	0,235	2792,3	-20861,6	-19257,5	0,0	-19257,5	0,0

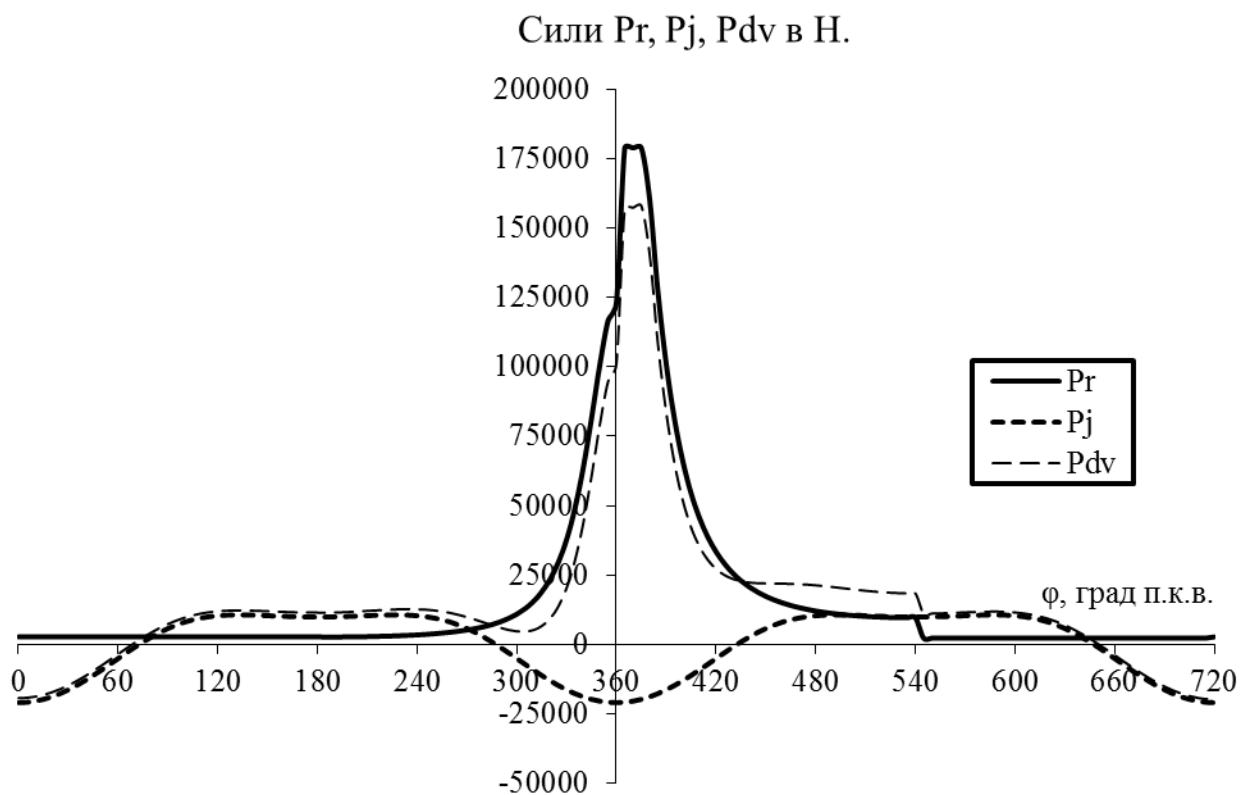


Рисунок 2.6 – Сили P_r , P_j і P_{dv} дизеля типу 6ЧН 12,3/15,6

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227 зм.25.04.02.ПЗ

Аркуш

37

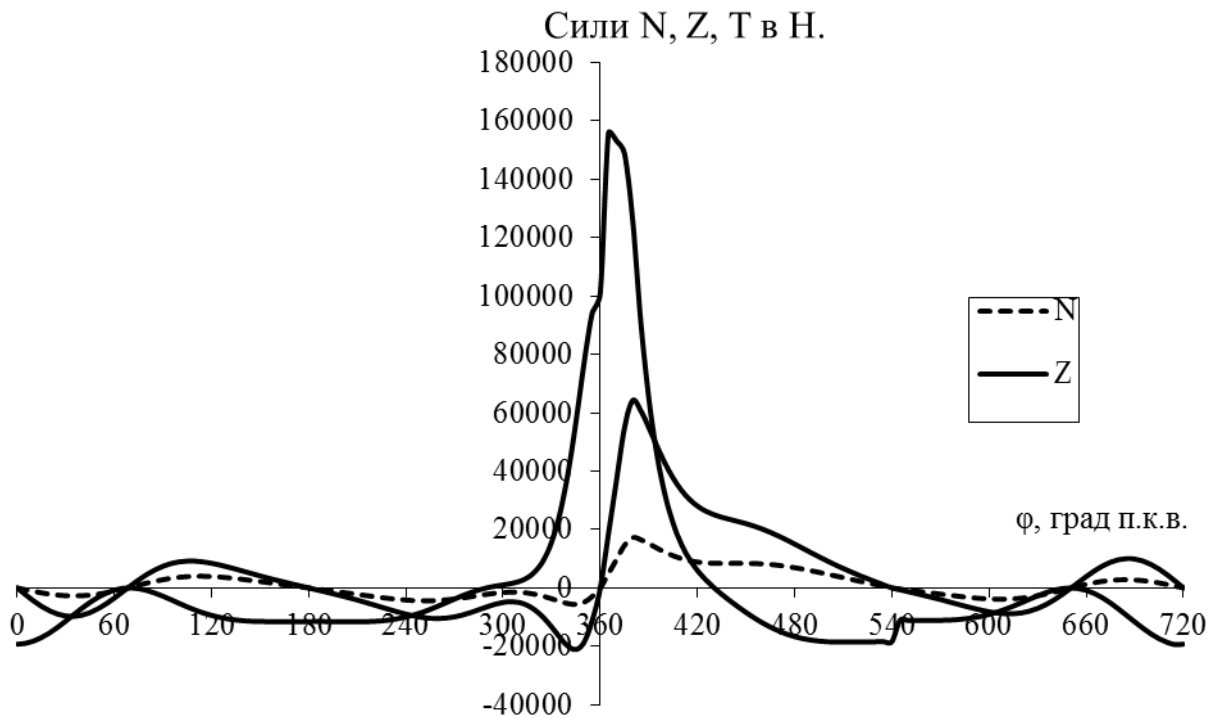


Рисунок 2.7 – Сили N , Z та T дизеля типу 6ЧН 12,3/15,6

Розклавши рушійну силу $P_{dv}=f(\varphi)$ на складові матимемо відповідну пару тангенціальних сил T , а також T' . Ця пара на плечі r утворює крутний момент $M_{кр}=f(\varphi)$ автомобільного дизеля типу 6ЧН 12,3/15,6:

$$M_{кр} = P_{dv} \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot (l_{ш} \cdot \cos \beta + r \cdot \cos \varphi) = P_{dv} \cdot r \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} = M_{опр}, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Сумарна дотична сили $T_{сум}^{\varphi}=f(\varphi)$ дизеля типу 6ЧН 12,3/15,6 та його сумарний крутний момент $M_{кр}^{\varphi}=f(\varphi)$ підраховується, як:

$$T_{сум.сер} = \sum_{\varphi=0}^{\varphi_3-\Delta\varphi} \frac{T_{сум.\varphi} \cdot \Delta\varphi}{\varphi_3}, \text{ Н};$$

$$M_{кр.сер} = T_{сум.сер} \cdot r, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

де φ_3 – кут заклинки колін дизеля типу 6ЧН 12,3/15,6. Для забезпечення рівномірності кут заклинювання для 6-циліндрового дизеля становитиме $\varphi_3 = 120$ град.

На рис. 2.8 зображено отриману залежність сумарної дотичної сили $T_{сум}^{\varphi}=f(\varphi)$ дизеля типу 6ЧН 12,3/15,6, а у таблиці 2.14 її розрахунки, які виконано у Microsoft Excel.

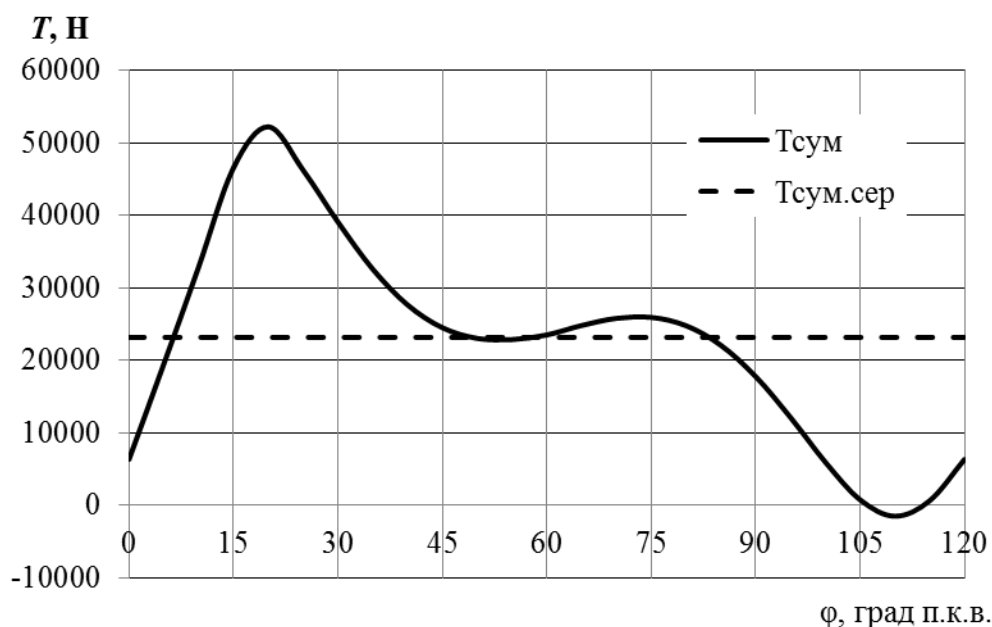


Рисунок 2.8 – Сили $T_{\text{сум}} = f(\varphi)$ та $T_{\text{сум.сер}} = f(\varphi)$ автомобільного дизеля типу 6ЧН 12,3/15,6

Таблиця 2.14 – $T_{\text{сум}} = f(\varphi)$ та $T_{\text{сум.сер}} = f(\varphi)$ автомобільного дизеля типу 6ЧН 12,3/15,6

Кут ПКВ, φ°	Значення $T(\varphi)$ по куту ПКВ, Н					
	1-й цил.	2-й цил.	3-й цил.	4-й цил.	5-й цил.	6-й цил.
0	0,0	8459,1	-8973,50	0,00	15026,2	-8166,51
5	-2259,8	7865,4	-9608,25	18534,24	13570,6	-8596,26
10	-4396,6	7177,0	-10099,60	36924,36	12111,8	-8837,79
15	-6294,3	6432,3	-10406,02	55023,36	10675,5	-8841,26
20	-7849,7	5661,8	-10491,38	64215,60	9280,9	-8561,04
25	-8978,4	4888,0	-10330,90	60719,34	7940,3	-7961,46
30	-9620,1	4126,3	-9917,38	54892,29	6659,7	-7022,78
35	-9741,8	3385,6	-9266,77	48552,34	5439,5	-5746,56
40	-9340,9	2669,4	-8422,19	42650,19	4275,9	-4159,3
45	-8444,8	1977,3	-7455,76	37602,23	3161,1	-2313,84
50	-7110,1	1305,8	-6467,53	33525,81	2085,0	-287,823
55	-5418,7	649,0	-5581,60	30378,84	1035,7	1820,647
60	-3472,0	0,0	-4939,64	28038,04	0,0	3899,741
65	-1383,6	-645,9	-4692,10	26343,09	-625,7	5832,266
70	729,3	-1301,0	-4987,11	25123,12	-1259,0	7504,644
75	2755,1	-1973,9	-5956,10	24213,76	-1906,9	8815,534
80	4596,0	-2671,8	-7692,62	23468,85	-2575,2	9683,286
85	6174,6	-3400,4	-10216,98	22768,07	-3267,3	10051,64
90	7438,6	-4162,0	-13412,53	22021,26	-3983,7	9893,354
95	8361,9	-4955,6	-16913,19	21169,35	-4720,8	9211,719
100	8943,5	-5775,2	-19931,49	20182,41	-5469,6	8040,026
105	9203,4	-6608,9	-21095,49	19055,25	-6215,0	6439,258
110	9177,9	-7438,2	-18596,08	17801,64	-6934,4	4494,291
115	8913,1	-8237,3	-11197,50	16447,77	-7597,6	2308,917
120	8459,1	-8973,5	0,00	15026,19	-8166,5	9,44E-12

2.3. Висновки до розділу

У даному розділі реалізовано тепловий розрахунок робочого циклу автомобільного дизельного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6. Аналітичним шляхом визначено координати теоретичних індикаторних діаграм у різних системах координат $p-V/V_c$, $T-V/V_c$ та $T-S$, а також представлено графічні їх залежності.

Виконано розрахунок кінематики та динаміки автомобільного дизеля типу 6ЧН 12,3/15,6 за результатами якого визначено сили та побудовано ряд відповідних графічних залежностей.

					<i>КРБ.142.4227зст.25.04.02.ПЗ</i>	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ ШАТУНА АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 12,3/15,6

3.1. Основне призначення і умови роботи шатунів

Шатун є важливою складовою частиною кривошипно-шатунного механізму, що перетворює поступальний рух поршня двигуна на відповідно обертальний рух колінчастого валу. Він значною мірою впливає на технічні характеристики двигуна, зокрема на його надійність.

Шатун піддається змінним навантаженням, які виникають внаслідок тиску газів та інерційних сил. Обидва типи навантажень варіюються протягом робочого циклу і можуть досягати значних значень. Руйнування шатунів, що відбуваються під час експлуатації, зазвичай мають втомний характер.

Для максимального забезпечення необхідної надійності шатуни повинні відповідати таким вимогам:

- мати досить високу міцність під час дії циклічних й статичних навантажень, включаючи періодичні допустимі перевантаження за частотою обертання двигуна. Міцність повинна бути гарантована в усіх режимах роботи без виникнення втомних тріщин;
- забезпечувати необхідну жорсткість, яка виключає неприпустимі деформації форми, які можуть порушити нормальне функціонування шатунних підшипників;
- зберігати стабільність усіх розмірів й мати низьке зношування опорних поверхонь протягом визначеного терміну служби;
- забезпечувати повну герметичність усіх роз'ємних нерухомих з'єднань, опір сполучених деталей незворотнім змінам та пошкодженням від можливих мікропереміщень (фретинг-корозії) на стикових поверхнях елементів, що утворюються під час наявних циклічних навантажень;
- мати мінімальну масу деталей поршневої групи.

Шатун двигуна внутрішнього згоряння складається зі стрижня 5 (різного перетину, див. рис. 3.1, в), верхньої поршневої головки 7 та нижньої кривошипної голов-

					КРБ.142.4227зст.25.04.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		41

ки 4 (див. рис. 3.1, а). Кривошипна головка шатуна двигуна внутрішнього згоряння оснащена кришкою 3, яка фіксується шатунними болтами 1. У верхній головці встановлений цільний підшипник 6 (у вигляді нерозрізної втулки), а в нижній – розрізний 2. Конструкції шатунів двигунів внутрішнього згоряння мають значну різноманітність, що залежить від типу ДВЗ, обраної компоновальної схеми та інших факторів.

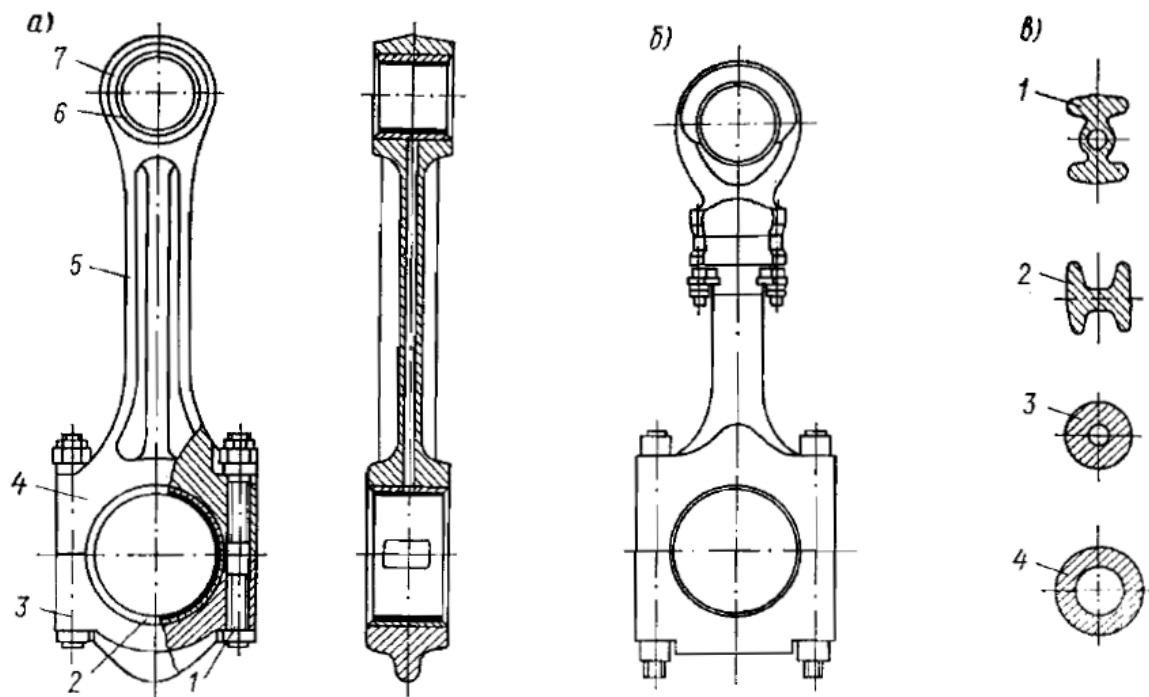


Рисунок 3.1– Загальна конструкція шатуна тронкових двигунів:

а – із цільним (нероз’ємним) стрижнем; б – із роз’ємним стрижнем (для ДВЗ великих розмірів); в – приклади перерізів стрижня шатуна

Їх можна класифікувати за такими конструкційними характеристиками:

- за методом монтажу (складання елементів): нероз’ємні й роз’ємні;
- за типом роз’єму нижньої головки: прямий та косий;
- за способом з’єднання роз’єму нижньої головки: штифтовий, болтовий та бандажний;
- за схемою сприйняттям навантаження в площині роз’єму нижньої головки шатуна: штифтом, болтом, так званий «спліт-роз’єм» й профілюванням відповідної поверхні роз’єму;

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.04.03.ПЗ

Аркуш

42

– за певною можливістю роздільного сприйняття утворених навантажень, коли зовсім різні елементи шатуна двигуна внутрішнього згоряння сприймають різні сили (тобто, принцип сепаратного сприйняття утворених навантажень).

Існують також шатуни для рядних двигунів внутрішнього згоряння та зчленовані, які використовуються в V-, W-подібних й зіркоподібних ДВЗ.

Значна більшість сучасних конструкцій шатунів двигунів внутрішнього згоряння виготовляються роз'ємними, що обумовлене, перш за все, технологією складання та розбирання самого двигуна. Крім того, лише в такому випадку колінвал багатоциліндрового ДВЗ може бути виконаний у цілісному вигляді, що значно підвищує його жорсткість й міцність у порівнянні зі складеним варіантом.

Внаслідок обмеження зовнішніх розмірів кривошипної голівки при діаметрі шатунної шийки колінчастого валу двигуна $d/D > 0,66-0,68$, під час складання поршня й шатуна з колін валом через циліндр (див. рис. 3.2), суттєво зменшується радіальна товщина стінки голівки шатуна в зоні роз'єму, що ускладнює отримання необхідних розмірів поверхні стику. Для максимального підвищення жорсткості кривошипної голівки використовують конструкції з косим роз'ємом, де площина стику розташована під певним кутом φ до осі стрижня шатуна (див. рис. 3.2).

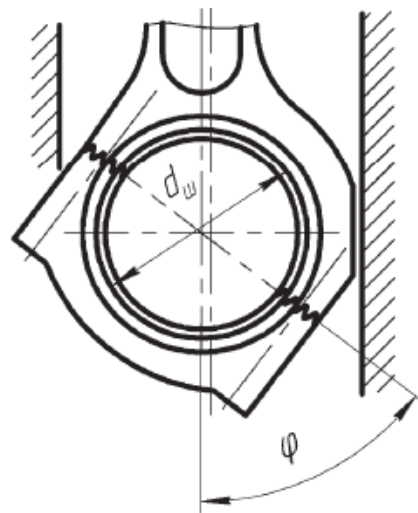


Рисунок 3.2 – Приклад кривошипної головки з косим роз'ємом

Для отримання вдосконаленої форми несучого контуру таких головок шатунні їх болти вкручуються безпосередньо в сам шатун двигуна.

Основними недоліками такої конструкції з косим роз'ємом є фактично відсутність симетрії і, в деяких випадках, підвищена трудомісткість механічної обробки шатуна при його виготовленні.

У зв'язку з виникненням значних змінних сил зсуву під дією навантажень, стикові поверхні нижньої голівки виконуються профільованими, що дозволяє створити несучі замкнуті елементи для протидії поперечним зусиллям. У конструкціях шатунів використовуються такі з'єднання профільованих стиків шатунів (див. рис. 3.3):

- зубчасте або шліцьове виконане у формі системи трикутних шліців з визначеною щільністю прилягання поверхонь (рис. 3.3, *а*);
- однозубе, що має форму зуба пилки з певним несиметричним узгодженим профілем та силовим замиканням роз'ємну (рис. 3.3, *б*);

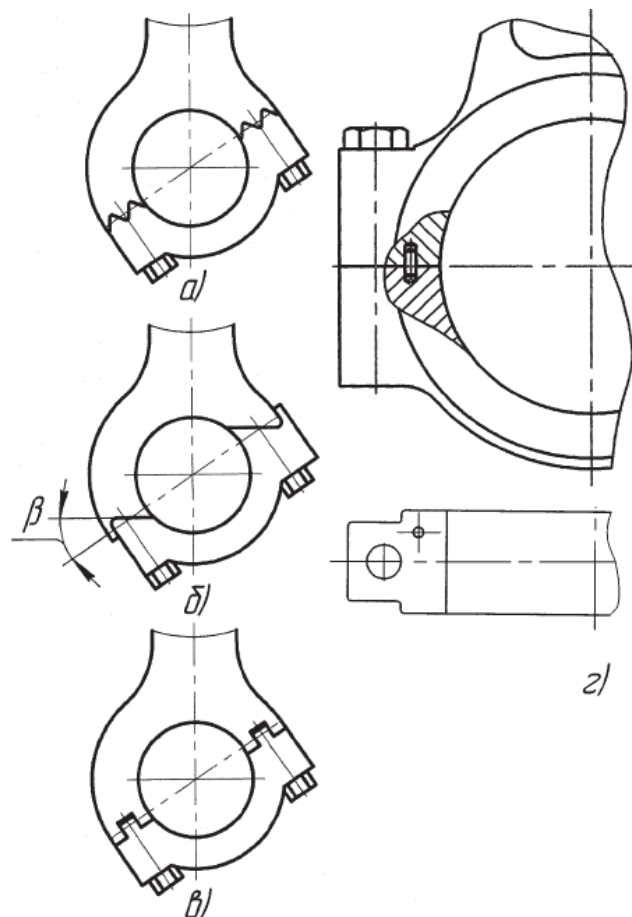


Рисунок 3.3 – Приклади стикових з'єднань мотелевої головки шатуна:

- а* – шліцьове з'єднання; *б* – однозубе з'єднання із силовим замиканням поверхонь; *в* – замкове з'єднання шпонкового типу; *г* – з'єднання стику за допомогою штифта

– замкове, яке складається з чергуючих прямокутних за формою виступів й западин шпонкового типу, з замиканням, що забезпечується початковою посадкою в замку та силами тертя від затягування (рис. 3.3, в).

У сучасних конструкціях шатунів найчастіше застосовують шліцьове з'єднання, яке має підвищену несучу здатність та здатне самозамикатися під час зсуву завдяки затягуванню шатунних болтів. Для зменшення навантаження на болти від зусиль зсуву в стику, які можуть викликати додаткові вигинальні напруження, часто використовують спеціальні штифти (див. рис. 3.3, г). Вони дозволяють створити зазор між стрижнем самого болта та відповідним отвором, що виключає контакт між болтом й шатуном. Це забезпечує їхнє незалежне деформування та знижує додаткові вигинальні напруження в болті.

3.2. Загальні методи підвищення несучої здатності шатунів двигунів, матеріали шатунів

Шатуни зазвичай виготовляють шляхом кування в штампах, після чого проводять термічну та механічну обробку. Найчастіше для їх виготовлення використовують вуглецеву чи леговану сталь.

Для шатунів двигунів з підвищеною потужністю доцільно використовувати леговані сталі, оскільки це забезпечує необхідну циклічну міцність без досить значного збільшення розмірів небезпечних перерізів шатуна, а також дозволяє отримати однорідні властивості матеріалу в деталі після термообробки, що забезпечує рівномірну прожарюваність по перерізах.

Рекомендуються леговані сталі, які підтверджені тривалим досвідом виробництва і експлуатації двигунів внутрішнього згорання, зокрема помірно леговані. Серед них:

– для автомобільних двигунів внутрішнього згорання з іскровим займанням: сталі марок 40Х, 40Г, 40ХН та 45Г2;

– для тракторних й автомобільних дизельних двигунів: сталі марок 40ХН2МА, 18Х2Н4МА та 40ХН3МА; також можливе використання ковкого перлітного чавуну деяких марок;

					КРБ.142.4227зст.25.04.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		45

- для високонавантажених шатунів двигунів з великими перерізами: сталі марок 40ХН2МА, 18Х2Н4МА, 36Х2Н2МФА, 40Х2Н2МА, 40ХФА та 30ХМА;
- для форсованих швидкохідних дизельних двигунів: сталі марок 18Х2Н4МА, 38Х2Н2МА, 40ХН2МА та 30ГМ;
- для стаціонарних і низькообертових судових дизелів: сталі марок 45Х, 40Х, 40ХН та 45Г2.

Вуглецеві сталі використовуються для шатунів невеликих розмірів при помірних навантаженнях, а також для шатунів великих розмірів. Щоб досягти високих міцнісних характеристик легованих сталей, важливо враховувати їх підвищену чутливість до якості та чистоти поверхні, зокрема до макро- та мікрогеометрії, а також стану поверхневого шару. При наявності необробленої поверхні після штампування може бути втрачено 50...70% циклічної міцності самого матеріалу. Це зниження викликане не лише впливом грубої обробки поверхні деталі, але й наявністю ослабленого шару матеріалу, в якому внаслідок високих та повторних нагрівів під час процесу штампування та подальшої термообробки (саме загартування) втрачається значна частина вуглецю, а також легувальних елементів.

Таким чином, товщина так званого знеуглецьованого шару матеріалу після процесу штампування та термообробки шатуна двигуна пропорційна часу, протягом якого заготовка перебуває у нагрівальній печі, і залежить від її розмірів (для шатунів масою 100...150 кг ця товщина може становити 1,0...1,5 мм).

Шатуни двигунів, виготовлені з легованих сталей, потребують механічної обробки (або зачищення) для видалення знеуглецьованого шару, чи їх слід нагрівати перед процесом штампуванням у захисному середовищі. Якщо товщина шару становить до 0,3...0,4 мм, що залишається після зачистки чи утворюється на попередньо обробленій поверхні деталі після нагрівання перед загартуванням, негативний вплив знеміцнення може бути повністю компенсовано процесом обдуванням поверхні деталі сталевим дробом (наклепом дробом).

При розтягувальних напруженнях у стрижні шатуна, що перевищують 20 МПа, які характерні для шатунів чотиритактних двигунів внутрішнього згорання з підвищеною швидкістю, суттєво зростає ризик виникнення втомних тріщин у поверхне-

вому шарі металу ослабленого та ушкодженого, що може призвести до подальших поломок деталей. Тому важливо практично повністю видалити знеуглецьований шар і провести компенсуючу обробку чистої поверхні шатуна двигуна сталевим дробом, щоб усунути можливий вплив залишків дефектного шару в готовому шатуні.

Особливу увагу також слід звернути на вибір технології обробки стрижнів головних шатунів V-подібних двигунів внутрішнього згоряння (чотири- та двотактних) з урахуванням виникнення значних вигинальних напружень у деяких перерізах внаслідок дії причіпних шатунів двигуна.

Дослідження та досвід експлуатації двигунів внутрішнього згоряння показали, що для шатунних болтів та інших болтових з'єднань, які піддаються значним зусиллям при затягуванні, не рекомендується використовувати леговані сталі марок 20ХНЗА, 18Х2Н4МА й інші з низьким вмістом вуглецю. Це пов'язано з тим, що під час тривалої роботи можуть накопичуватися пластичні деформації (витяжки), що призводить до зниження зусилля затягування.

У двотактних двигунах, де в стрижні присутні лише стиснювальні напруження, послаблювальний ефект «чорної» (необробленої) поверхні практично не виявляється, тому додаткова обробка може бути для них мінімальною (достатньо усунути з поверхонь окалину та очистити).

В окремих випадках шатунів швидкохідних двигунів внутрішнього згоряння виготовляють з легких алюмінієвих сплавів, а рідше – з магнієвих. Вага таких шатунів на 20...25% менша, ніж вага сталевих.

Титанові сплави викликають значний інтерес для виробництва шатунів форсованих двигунів. Вони мають порівнянні з сталями міцнісні характеристики, але їхня щільність майже вдвічі менша. Крім того, втомні властивості титанових сплавів навіть дещо перевищують аналогічні показники сталей.

Нещодавно з'явилися титанові сплави з підвищеним вмістом алюмінію (7,5...14% масових часток у сплаві). У таких сплавах утворюється інтерметалід титану Ti_3Al , який значно зміцнює матеріал та покращує його жорсткісні характеристики. Наприклад, при збільшенні вмісту у складі алюмінію 7,5...14 % масових часток модуль пружності матеріалу E зростає з 120 до 150 ГПа. Оскільки стиснення, яке

					КРБ.142.4227зст.25.04.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		47

діє на шатун, значно перевищує розтягування, підвищена стійкість титанових сплавів до стиснення є ще однією їхньою перевагою.

Серед недоліків титанових сплавів варто зазначити їхню низьку зносостійкість, схильність до деякої повзучості при звичайних температурах, а також значніше зниження межі витривалості в порівнянні зі сталями при збільшенні кількості циклів його навантаження понад 10^7 . До перспективних матеріалів шатунів двигунів можна віднести деякі композиційні матеріали, такі як полімерні волокнисті й металоматричні, зміцнені дисперсно частками кераміки (Si_3N_4 , B_4C , Al_2O_3) розміром від 5 до 20 мкм, які можуть становити від 5 до 30 % об'єму усього матеріалу.

Шатунні болти для роз'ємних головок шатунів досить сучасних двигунів внутрішнього згоряння зазвичай виготовляють з легованих конструкційних сталей. Для МОД, зокрема двотактних, використовують вуглецеві конструкційні сталі таких марок, як 40, 35, 45 та інші, а також хромонікелеві середньовуглецеві сталі. Ці ж матеріали застосовуються для виготовлення штоків поршня малообертових дизелів. Сталі марок 50,45, а також хромомолібденові й хромонікелеві середньовуглецеві марки використовують для виробництва поперечок, які підлягають подальшій термічній обробці. Повзуни для МОД виготовляються литтям зі сталей марок 20Л-50Л.

Шатунні болти для тепловозних дизелів та високообертових форсованих двигунів робляться з найміцніших та найв'язкіших хромонікельмолібденових, а також хромонікельмолібденованадієвих марок сталей, таких як, наприклад 35ЧЦ, 30Х, 40Х2Н2МА, 40ХН2МА, 36Х2Н2МФА, 38ХНЗМА. Для автомобільних й тракторних дизелів використовують леговані сталі марок 45Х, 40Х, 30ХМА, 40ХН2МА, 35ХМ, 40ХНМА. Втулки верхніх головок шатунів двигунів й зовнішніх обойм голчастих підшипників робляться зі сталей марок ШХ15Ш чи ЕІ 347 (8Х4В9Ф2Ш).

В якості антифрикційних матеріалів для виготовлення втулок використовують такі види бронзи: алюмінієво-залізисту БрАЖ9-4 (НВ 110); олов'янисто-фосфористу БрОФ7,0-0,2 (НВ 75...90), яка витримує максимальні навантаження аж до 90 МПа; олов'янисто-цинкову БрОЦ10-2 (НВ 110); а також бронзу МЦХТ, леговану цинком, хромом і титаном, що має твердість НВ > 130. Основні механічні властивості деяких з цих матеріалів представлені в таблиці 3.1.

					КРБ.142.4227 зм. 25.04.03.ПЗ	Аркуш
						48
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 – Основні показники матеріалів для виготовлення шатунів двигунів

Найменування	Сталь марки 40XH	Сталь марки 40XH2MA (SAE-4349)	Сталь марки 18X2H4MA	Титановий сплав Ti-6Al-4V (США)	Алюмінієвий сплав марки Д16Т	Композит Д16Т + 16 % SiC
Щільність матеріалу ρ , г/см ³	7,85	7,85	7,95	4,43	2,80	2,90
Твердість матеріалу, HB	200...320	217...333	262...400	255...340	105	–
Межа міцності при розтягуванні матеріалу σ_b , МПа	910	1000	940...1470	≥ 930	460	547
Межа плинності при розтягуванні матеріалу $\sigma_{0,2}$, МПа	710	850	710...1170	≥ 862	300	465
Межа плинності матеріалу при стисненні $\sigma_{0,2}$, МПа	710	850	710-1170	917	285	–
Модуль нормальної пружності матеріалу при розтягуванні $E \cdot 10^{-3}$, МПа	204	204	150	105...115	71	110
Межа витривалості матеріалу σ_{-1} , МПа	392...490	447	475...774	560	135	–
Питома міцність матеріалу при розтягуванні $\sigma_{0,2}/\gamma^* \cdot 10^{-3}$, М	8,30	10,80	8,30...14,70	19,46	10,70	16
Питома міцність матеріалу при стисненні $\sigma_{0,2}/\gamma^* \cdot 10^{-3}$, М	8,3	10,8	8,30...14,70	20,7	10,18	–
Питома жорсткість матеріалу $E/\gamma^* \cdot 10^{-3}$, М	2600	2600	1890	2370...2600	2530	3800
Питома витривалість матеріалу $\sigma_{-1}/\gamma^* \cdot 10^{-3}$, М	5,00...6,24	5,70	6,00...9,70	12,64	4,80	–
Примітка: $\gamma = \rho g$, де ρ – густина матеріалу; $g = 9,81$ м/с ² .						

3.3. Розрахунок на міцність шатуна автомобільного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6

Розрахунок напружено-деформованого стану шатуна двигуна внутрішнього згоряння може бути здійснений з різним рівнем деталізації конструктивних особливостей й умов його навантаження. Для цього використовуються математичні

моделі, які варіюються за глибиною та повнотою відображення форми шатуна, умов його навантаження, властивостей обраних матеріалів тощо.

Ескізне проектування шатуна двигуна базується на статистичних даних про конструкції, подібні до розроблюваної. Сучасний розрахунок шатуна двигуна передбачає застосування як простих методів опору матеріалів в рамках одновимірної теорії розрахунку, так і більш складних математичних моделей, що вирішують плоскі та просторові задачі теорії пружності за допомогою чисельних методів (моделі другого та третього рівнів складності). У процесі експлуатації шатун двигунів піддається впливу змінних сил, які можуть варіюватися в широких межах. При цьому навантаження на шатун двигуна в площині його обертання (схема виглядає, як балка з шарнірними опорами) та в площині, що перпендикулярна до неї (схема виглядає, як балка з закріпленими кінцями), відрізняються. З огляду на це, розрахункова схема для визначення міцності стрижня шатуна двигуна може бути представлена у вигляді, показаному на рис. 3.4.

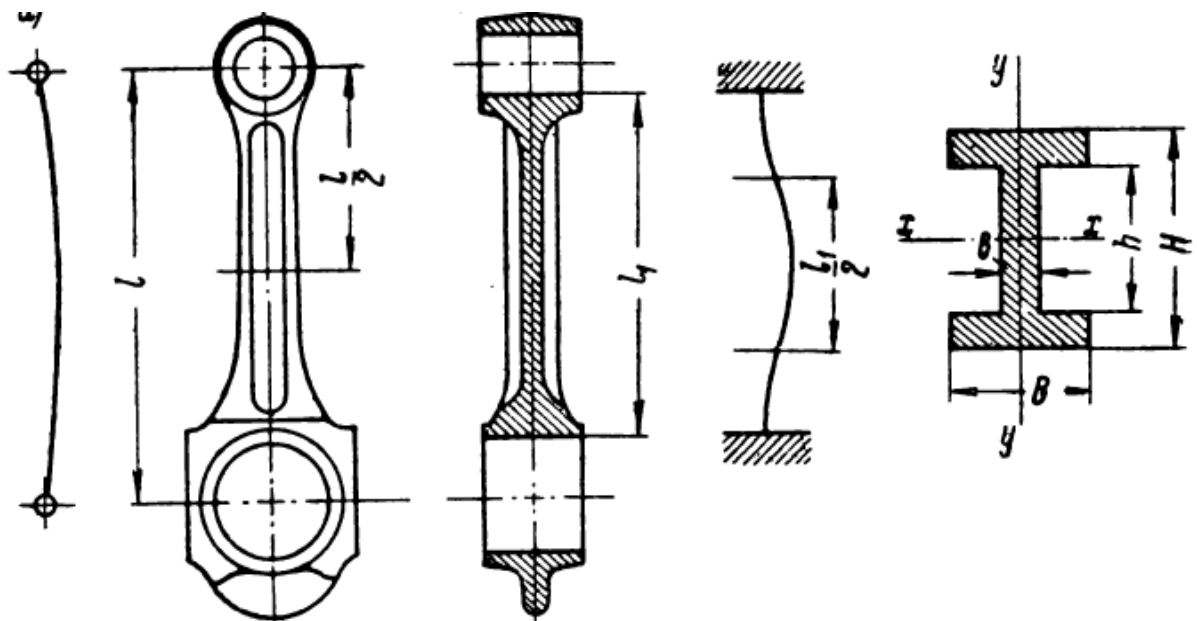


Рисунок 3.4 – Принципова розрахункова схема стрижня

У високообертових дизелях сили інерції створюють значні напруження в стрижні шатуна. Тому важливо провести додаткову перевірку міцності стрижня шатуна за схемою рис. 3.5.

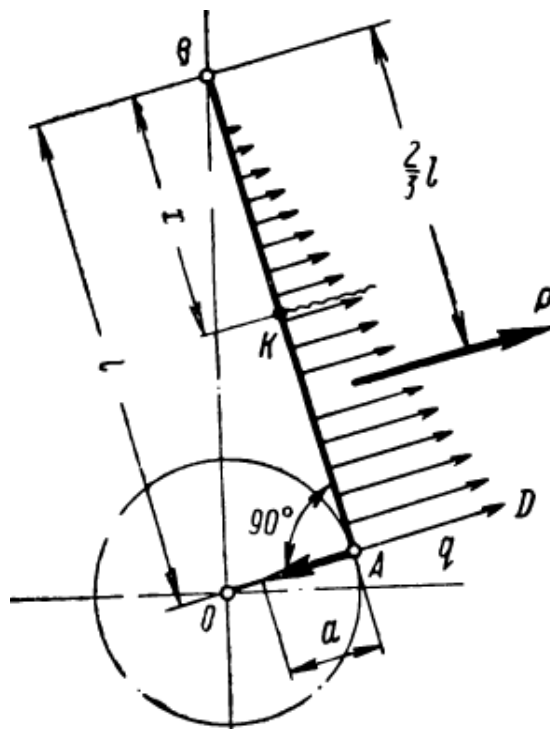


Рисунок 3.5 – Принципова розрахункова схема стрижня при вигині силами інерції рухомих мас

Розрахунок конструкції шатуна на міцність автомобільного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6 виконується в середовищі MathCAD за принциповими розрахунковими схемами рис. 3.4–3.6, а результати надаються у таблицях 3.2 й 3.3.

Таблиця 3.2 – Вихідні дані для розрахунку на міцність шатуна автомобільного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6

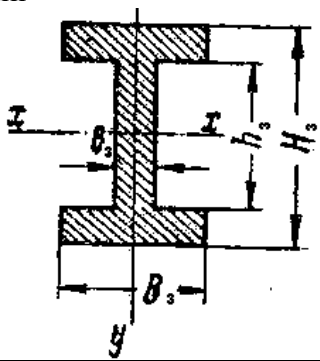
№ з.п.	Параметр	Позначення / розмірність	Значення
Параметри дизеля			
1.	Діаметр робочого циліндра	$D_{ц}$, мм	123
2.	Максимальний тиск згоряння	P_z , МПа	15,045
3.	Частота обертання	n , хв ⁻¹	1900
4.	Середній індикаторний тиск	P_i , МПа	1,755737
5.	Радіус кривошипа	r , мм	78
Основні конструктивні розміри шатуна			
6.	Діаметр поршневого пальця	d_p , мм	50
7.	Внутрішній діаметр верхньої голівки	$d_{в}$, мм	54
8.	Зовнішній діаметр верхньої голівки	$d_{н}$, мм	78
9.	Довжина верхньої голівки шатуна	$l_{в}$, мм	50
10.	Діаметр шатунної шийки	$d_{ш}$, мм	77
11.	Висота кришки нижньої голівки	l_3 , мм	26
12.	Товщина стінки вкладиша	t , мм	2

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.04.03.ПЗ

Аркуш

51

13.	Відстань між шатунними болтами	l_{δ} , мм	107
14.	Довжина нижньої головки шатуна	l_n , мм	56
15.	Розміри двутаврового перетину в середній частині 	H , мм B , мм b , мм h , мм	51 38 32 18
16.	Довжина шатуна	l , мм	228
17/	Довжина фаски вкладиша верхньої голівки шатуна	l_f , мм	0,25

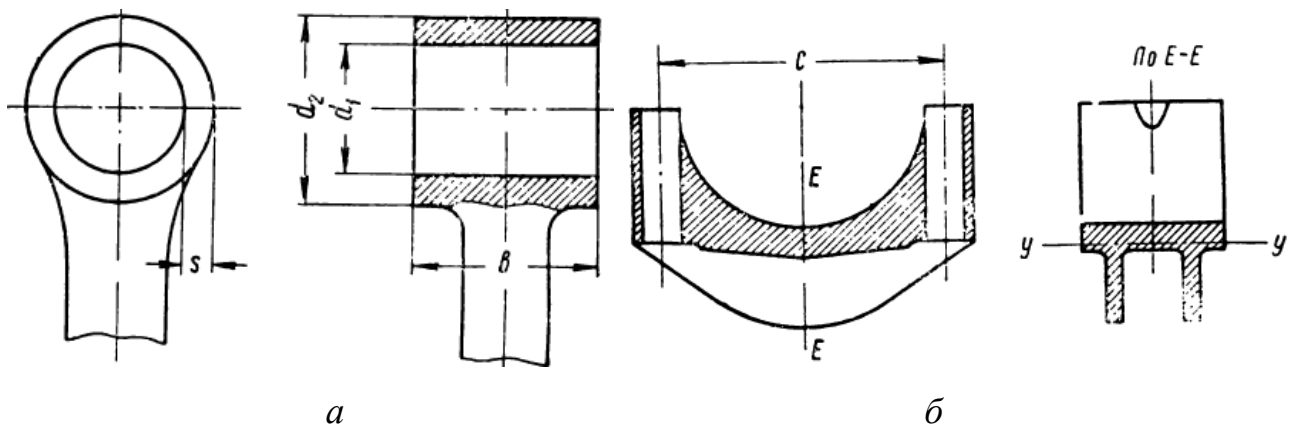


Рисунок 3.6 – Принципові розрахункові схеми елементів шатуна двигуна:

a – верхня головка; b – нижня головка

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку на міцність шатуна автомобільного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
Розрахунок на міцність стрижня шатуна				
1.	Момент інерції середнього перетину стрижня	мм ⁴	$I_x = \frac{B \cdot H^3 - (B - b) \cdot h^3}{12}$ $I_y = \frac{B^3 \cdot H - (B - b)^3 \cdot h}{12}$	4,171 · 10 ⁵ 2,329 · 10 ⁵
2.	Площа середнього перетину стрижня	мм ²	$f = B \cdot H - (b \cdot h)$	1,362 · 10 ³
3.	Напруги в площині хитання шатуна	МПа	$\sigma_x := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f} + 0.000526 \cdot \frac{\left[P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot l^2 \right]}{I_x}$	142,973

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227зст.25.04.03.ПЗ

Аркуш

52

4.	Довжина стрижня в площині перпендикулярній площині хитання шатуна	мм	$l_1 = l - \left(\frac{d_B}{2} + \frac{d_{\text{ш}}}{2} \right)$	162,5
5.	Напруги в площині перпендикулярній площині хитання шатуна	МПа	$\sigma_y = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f} + 0.000526 \cdot \frac{\left[P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{l_1^2}{2} \right]}{l_y}$	136,586
6.	Питома вага сталі	кг/м ³	—	7850
7.	Сила інерції елементів стрижня шатуна	Н/м	$q = f \cdot 10^{-9} \cdot \gamma \cdot r \cdot \left(\frac{3.14n}{30} \right)^2$	$3,298 \cdot 10^4$
8.	Максимальний момент вигину	Н·м	$M_m = \frac{q \cdot \left(\frac{l}{1000} \right)^2}{16}$	107,156
9.	Момент опору перерізу шатуна, відповідного максимальному моменту від згинання	м ³	$W_3 = \frac{B_3 \cdot H_3^3 + (B_3 - b_3) \cdot h_3^3}{6 \cdot H_3} \cdot 10^{-9}$	$1,659 \cdot 10^{-5}$
10.	Напруга від згинання у стрижні шатуна	МПа	$\sigma_u = \frac{M_m}{W_3} \cdot 10^{-6}$	6,46
11.	Сумарні умовні напруги	МПа	$\sigma_{\Sigma} = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f} + \sigma_u$	137,715

Розрахунок верхньої та нижньої голівки шатуна

12.	Площа небезпечного перерізу верхньої голівки шатуна	мм ²	$f_b = (d_H - d_B) \cdot l_B$	$1,200 \cdot 10^3$
13.	Напруги верхньої голівки шатуна від розтягування. Допустимі напруги розтягування складає 40 МПа.	МПа	$\sigma_p = \frac{P_j \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f_b}$	17,385
14.	Середній діаметр верхньої голівки	мм	$d_s = \frac{(d_H + d_B)}{2}$	66
15.	Модуль пружності легованої сталі	МПа	—	$2,1 \cdot 10^5$
16.	Момент інерції перетину верхньої голівки	мм ⁴	$I = 0.01 \cdot l_B \cdot (d_H - d_B)^3$	$6,912 \cdot 10^3$
17.	Відносна деформація верхньої голівки шатуна	мм/мм	$\delta_{\text{вв}} = 0.017 \cdot \frac{P_j \cdot d_s^2}{E \cdot I}$	$8,957 \cdot 10^{-8}$
18.	Робоча довжина вкладиша	мм	$l_{\text{вк}} = l_B - (2 \cdot l_f)$	49,5
19.	Максимальний питомий тиск на вкладиш верхньої голівки шатуна	МПа	$K = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{l_{\text{вк}} \cdot d_p}$	58,651
20.	Площа небезпечного перерізу нижньої го-	см ²	$F_{\text{вв}} = l_3 \frac{l_H}{100}$	14,56

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227 зм. 25.04.03.ПЗ

Аркуш

53

	лівки шатуна			
21.	Момент опору небезпечного перерізу нижньої голівки	см ³	$W_H = \frac{\left(\frac{l_3}{10}\right)^2 \cdot \frac{l_H}{10}}{6}$	6,309
22.	Сумарні напруги нижньої голівки шатуна від згинання та стиску	МПа	$\sigma'_\Sigma = \left(\frac{0.0236 \cdot \frac{l_6}{10}}{W_H} + \frac{0.5}{F} \right) \cdot \left[P_j \cdot \left[3.14 \cdot \frac{\left(\frac{D}{10}\right)^2}{4} \right] \right]$	15,50606
23.	Момент інерції небезпечного перетину нижньої голівки	мм ⁴	$I = \frac{[l_H \cdot \left(\frac{l_3}{10}\right)^3]}{12}$	8,202 · 10 ⁴
24.	Відносна деформація нижньої голівки шатуна	мм/мм	$\delta_{\Sigma\Sigma} = 0.017 \cdot \frac{P_j \cdot l_6^2}{E \cdot I}$	1,984 · 10 ⁻⁸

3.4. Висновки до розділу

У цьому розділі розглядаються призначення та умови експлуатації шатунів дизельних двигунів. Проведено аналіз усіх навантажень, що діють на шатунну групу двигуна, а також визначені й систематизовані матеріали, які використовуються в двигунобудуванні для виготовлення шатунів різного призначення.

Було виконано розрахунок міцності шатуна і його нижньої кришки. За результатами аналізу елементів шатунної групи автомобільного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6 встановлено, що сумарні умовні напруги в стрижні становлять 137,715 МПа. Ці напруження відповідають межам міцності при використанні якісної легированої сталі (табл. 3.1) для виготовлення шатуна невеликих конструктивних розмірів. Також було визначено, що відносна деформація верхньої головки шатуна автомобільного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6 становить приблизно $8,957 \cdot 10^{-8}$ мм/мм, а нижньої – $1,984 \cdot 10^{-8}$ мм/мм, що значно менше встановлених норм для даного типу дизелів (0,0005 мм/мм).

Отже, за результатами проведених розрахунків можна зробити висновок, що всі напруги для шатуна та нижньої кришки автомобільного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6 в даному конструктивному виконанні цього елемента знаходяться в межах допустимих значень.

РОЗДІЛ 4

АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

4.1. Аналіз заходів безпеки під час ремонтування та технічного обслуговування автотранспорту

При реалізації робіт з ремонтування та технічного обслуговування автотранспорту з дизельними та бензиновими двигунами необхідно бути обережними щодо наступних *небезпечних і шкідливих факторів*:

- рухомі елементи (наприклад, крильчатка вентилятора системи охолодження двигуна);
- раптове падіння підвішеного самого автомобіля або його вузлів;
- висока напруга у електричному колі силової частини;
- висока температура в робочій зоні моторного відсіку у разі виконання дій з гарячим двигуном;
- досить гострі краї, можливі задирки та шорсткості на поверхнях деталей двигуна, інструменту і обладнання, що застосовують при ремонті;
- недостатнє чи навпаки надмірне (осліплююче) освітлення в робочій зоні моторного відсіку;
- етилований бензин, змащувальні масла, охолоджуючі рідини, миючі засоби та інші небезпечні, а також досить токсичні рідини та випаровування;
- наявність вибухонебезпечних і пожежонебезпечних газів, рідин, або випаровувань рідин в робочій зоні моторного відсіку.

Характерні вимоги щодо охорони праці під час ремонтування та технічного обслуговування автотранспорту:

1. До самостійного ремонтування та технічного обслуговування автотранспорту допускаються лише особи з відповідною кваліфікацією. Вони повинні пройти повний медичний огляд, вступний (загальний) та первинний інструктажі, а також кваліфіковане навчання і стажування на подібному робочому місці. Крім того, особи повинні пройти ретельну та об'єктивну перевірку знань базових

					КРБ.142.4227зст.25.04.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		55

вих вимог охорони праці та правил керування і експлуатування вантажопідіймальними механізмами ремонтного приміщення.

2. Під час ремонтування та технічного обслуговування відповідальна за це особа зобов'язана:

- послідовно та методично виконувати лише ті завдання, які зазначені в робочій інструкції на проведення робіт;

- завжди чітко та не уклінно дотримуватися усіх вимог охорони праці та правил внутрішнього трудового розпорядку на робочому місці;

- правильно та чітко використовувати надані засоби індивідуального, а також колективного захисту;

- безвідкладно повідомляти свого безпосереднього керівника або керівника вищого рангу про будь-які позаштатні ситуації, що загрожують здоров'ю або навіть життю людей, про кожен встановлений нещасний випадок, а також про можливе погіршення свого здоров'я чи самопочуття, включаючи явні прояви ознак гострих професійних захворювань чи отруєнь;

- періодично проходити відповідні навчання з безпечних методів й прийомів виконання ремонтних робіт, а також надання першої безвідкладної допомоги постраждалим, проходити періодичний та обов'язків інструктаж з охорони праці та перевірку цих знань;

- своєчасно та відповідально проходити обов'язкові періодичні медичні огляди у строго відведені строки;

- своєчасно та відповідально проходити позачергові огляди за направленням керівника або роботодавця у випадках, визначених Трудовим кодексом та іншими нормативними положеннями;

- вміти якісно та правильно надавати першу долікарську допомогу постраждалим від різноманітних нещасних випадках;

- вміти ефективно та правильно використовувати засоби первинного пожежогасіння різних типів.

3. Під час виконання запланованого ремонту і технічних робіт з обслуговування двигуна працівник обов'язково має бути забезпечений відповідним для

					КРБ.142.4227зст.25.04.04.ПЗ	Аркуш
						56
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

цього спеціальним одягом, взуттям та іншими засобами індивідуального захисту (наприклад, захисними окулярами, печатками тощо).

4. У разі виникнення травми у людини або погіршення її самопочуття слід негайно зупинити усю роботу, повідомити керівнику про це та обов'язково звернутися до медичного пункту, а за потреби до закладу більш високого рівня.

5. За невиконання та порушення цієї інструкції особи, відповідальні за це, будуть притягнуті до адміністративної чи навіть кримінальної відповідальності відповідно до законодавства України.

Характерні вимоги охорони праці у разі виникнення аварійних або позаштатних ситуацій:

1. У випадку аварій або позаштатної ситуації, які можуть призвести до пошкодження майна чи навіть гірше – нещасних випадків, слід:

- терміново зупинити усі виконувані роботи та безвідкладно й терміново повідомити про це керівника чи відповідальну за безпеку людину;

- під безпосереднім керівництвом керівника чи відповідальної за безпеку людини вжити оперативних та максимально можливих заходів для усунення причин аварій або потенційно небезпечних позаштатних ситуацій.

2. У разі пожежі або утворення задимлення необхідно терміново та безвідкладно:

- зателефонуйте на номер «101» для виклику пожежної служби, сповістіть про це своїх колег, повідомити керівника чи відповідальну за безпеку людину про загоряння (задимлення);

- відкрийте усі наявні запасні та пожежні виходи з будівлі, вимкнути електроживлення (у приміщенні наявного утворення пожежі), закрийте вікна та зачиніть (але не замикають) двері;

- якщо це не загрожує вашому життю, спробувати самотійно загасити утворену пожежу (осередок задимлення) первинними засобами;

- забезпечити зустріч для пожежної команди та надати їм чіткі пояснення;

- залиште охоплену вогнем або задимленням будівлю та перебувайте в зоні евакуації персоналу.

					КРБ.142.4227зст.25.04.04.ПЗ	Аркуш
						57
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

3. У випадку виникнення нещасного випадку при виконанні ремонтування та технічного обслуговування автотранспорту:

- терміново надати максимально можливу першу допомогу постраждалому та, за необхідності, організувати його транспортування до спеціалізованого медичного закладу у най стислі терміни;

- вжити термінових та максимально можливих заходів для запобігання розвитку та розповсюдження на інші об'єкти аварійної або іншої надзвичайної ситуації, а також вжити усі потрібні дії для захисту інших присутніх осіб від травмуючих факторів;

- зберегти наявну та цілісну обстановку на місці події до початку можливого розслідування, якщо це безумовно не загрожує життю та здоров'ю інших людей і не призводить до ще більшої катастрофи, розповсюдження аварії чи інших надзвичайних та неконтрольованих обставин. Якщо зберегти наявну та цілісну обстановку ні як неможливо, необхідно її чітко та ретельно зафіксувати (скласти усі можливі схеми, провести інші заходи, наприклад фотографування чи відеозапис місця події).

4.2. Забезпечення норм рівня шуму та вібрації

Транспорт є ключовим елементом сучасного суспільства, оскільки забезпечує зв'язок між людьми й організаціями, а також сприяє економічному розвитку. Проте його функціонування також викликає ряд екологічних проблем, зокрема забруднення оточуючого середовища людини токсичними викидами, шумом, а також негативно впливає на використання природних ресурсів.

Транспортно-дорожній сектор економіки становить досить серйозну загрозу для світової екології, оскільки є одним з головних джерел утворення забруднення навколишнього середовища. Автомобільний транспорт і відповідно підприємства дорожньо-будівельної галузі відповідають за 89% усіх шкідливих викидів, що у кількісному підрахунку становить тридцять п'ять мільйонів тонн.

Відпрацьовані гази двигунів внутрішнього згорання містять більше ніж двісті видів шкідливих речовин, серед яких є канцерогени. Нафтопродукти, від-

					КРБ.142.4227зст.25.04.04.ПЗ	Аркуш
						58
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

працьовані автомобільні шини та їх гальмівні колодки, а також сипучі й пилові матеріали, разом із хлоридами, що використовуються для обробки доріг, забруднюють дорожнє узбіччя та водні об'єкти планети.

Утворений шум, поряд із наявним забрудненням повітря відпрацьованими газами, став досить серйозною та нагальною проблемою, що виникла внаслідок технічного прогресу та розвитку світової транспортної інфраструктури. Транспортний шум негативно впливає на навколишнє середовище перебування людини, а особливо на її умови життя та праці. За статистикою, значна частина населення України стикається з шумовими незручностями, причому половина з таких людей піддається впливу шуму, що перевищує значення у 65 дБ.

Шум у працюючому автомобілі виникає з різних джерел, таких як двигун, трансмісія, системи впуску та випуску, колеса (при контакті з дорожнім покриттям), кузов й підвіска, а також при взаємодії кузова автомобіля з зустрічним повітряним потоком. Поверхня двигуна внутрішнього згоряння може створювати рівень шуму від 90 до 115 дБ на відстані одного метра. Загалом, можна відзначити, що рівень акустичної потужності на відстані одного метра від працюючого двигуна може досягати від 104 аж до 120 дБ.

Оціночний розрахунок рівня шуму та вібрації дизельного ДВЗ 6ЧН 12,3/15,6

Рівень шуму знаходимо за формулою:

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

де n_n – номінальна частота обертання (згідно з даними заводу виробника – $n_n = 1900$ об/хв); n – робоча частота обертання (згідно з даними заводу виробника – $n = 1300$ об/хв); N_e – номінальна ефективна потужність (згідно з даними заводу виробника – $N_e = 303$ кВт).

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(1900 + 303^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{1300}{1900}\right) \right] = 81,9 \text{ дБ}$$

Рівень шуму дизельного ДВЗ 6ЧН 12,3/15,6 згідно рис. 4.1 має припустимі значення.

					КРБ.142.4227зст.25.04.04.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

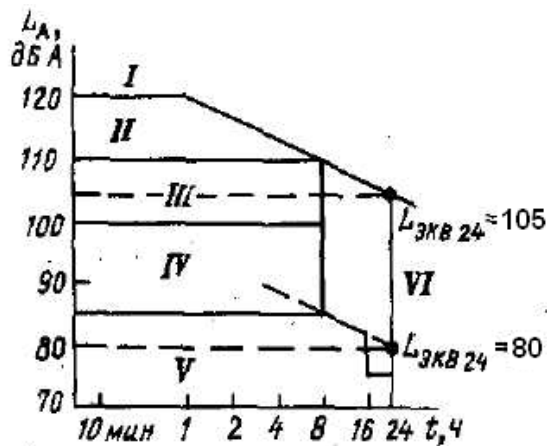


Рисунок 4.1 – Межі характерних зон припустимої дії шуму

Рівень вібрації знаходимо за формулою:

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

де m – маса дизеля 6ЧН 12,3/15,6 (без генератора), $m = 970$ кг.

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{1900 \cdot 303^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 303}{970} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{970}{303}} \right) + 30 \lg \left(\frac{1300}{1900} \right) = 85,39 \text{ дБ}$$

Рівень вібрації від дизельного ДВЗ 6ЧН 12,3/15,6 не перевищує санітарних норм.

4.3. Висновки до розділу

У даному розділі було виконано аналіз заходів безпеки під час ремонтування та технічного обслуговування автотранспорту з двигунами внутрішнього згоряння. Розраховано рівень вібрації та шуму від високообертового дизельного ДВЗ 6ЧН 12,3/15,6, який застосовується у складі вантажних автомобілях. В результаті було встановлено, що рівень шуму та вібрації від двигуна 6ЧН 12,3/15,6 входять в допустимі санітарні межі й складають відповідно 81,9 дБ, а також 85,39 дБ.

ВИСНОВКИ

Бакалаврська робота: «*Розрахунок автомобільного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6*» має усі базові розділи та присвячена здійсненню комплексного розрахунку автомобільного дизельного двигуна.

Представлено детальний опис конструкції автомобільного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6, здійснено моделювання його робочого циклу, а також кінематичний й динамічний розрахунки. За результатами здійснених розрахунків було одержано ряд відповідних залежностей (індикаторна діаграма у $p-V/V_c$, $T-V/V_c$, $T-S$; сил P_r , P_{dv} , P_j , Z , N , T , та $T_{сум}$, $T_{сум.сер}$ від кута повороту колінчастого валу).

Розглянуто призначення та умови експлуатації шатунів дизельних двигунів. Проведено аналіз усіх навантажень, що діють на шатунну групу двигуна, а також визначені й систематизовані матеріали, які використовуються в двигунобудуванні для виготовлення шатунів різного призначення. Виконано розрахунок міцності шатуна і його нижньої кришки. За результатами аналізу елементів шатунної групи автомобільного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6 встановлено, що сумарні умовні напруження в стрижні становлять 137,715 МПа. Ці напруження відповідають межах міцності при використанні легованої сталі для виготовлення шатуна невеликих конструктивних розмірів. Також було визначено, що відносна деформація верхньої головки шатуна автомобільного двигуна типу 6ЧН 12,3/15,6 становить приблизно $8,957 \cdot 10^{-8}$ мм/мм, а нижньої – $1,984 \cdot 10^{-8}$ мм/мм, що значно менше встановлених норм.

Виконано аналіз заходів безпеки під час ремонтування та технічного обслуговування автотранспорту з двигунами внутрішнього згоряння. Розраховано рівень вібрації та шуму від високообертового дизельного ДВЗ 6ЧН 12,3/15,6, який застосовується у складі вантажних автомобілях.

					КРБ.142.4227зст.25.04.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		61

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 2. Доводка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 288 с.
2. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 384 с.
3. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія: Підручник / В.Г. Дяченко; За ред. А. П. Марченка. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.
4. Основи теорії та динаміки автомобільних двигунів : підручник / В. Ф. Шапко, С. В. Шапко. – Харків : Точка, 2016. – 232 с.
5. Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підручник. – К.: Арістей, 2004. – 474 с.
6. Абрамчук Ф. І., Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.6 Надійність ДВЗ / Ф. І. Абрамчук, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 324 с.
7. Шапко В. Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії двигунів внутрішнього згоряння: підручник. Кременчук: Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського, 2023. 180 с.
8. Шапко В. Ф., Шапко С. В. Основи теорії та динаміки автомобільних двигунів: підручник. Харків: Точка, 2016. 232 с
9. Гутаревич Ю.Ф. Транспортні енергетичні установки (традиційні, нетрадиційні та альтернативні), принцип роботи та особливості будови: Навчальний посібник. / Ю.Ф. Гутаревич, Л.П. Мержиєвська, О.В. Сирота, Д.М. Тріфонов – К.: НТУ, 2015. – 244 с.
10. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.

					КРБ.142.4227зст.25.04.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		62