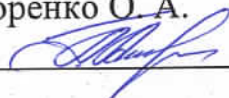


Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

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


« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВІДКЛЮЧЕННЯ ЦИЛІНДРІВ ДЛЯ
ПІДВИЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ДИЗЕЛЬ-ПОТЯГА

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Здобувач освіти




О. А. Гогоренко

О. О. Марцоха

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

« » 20 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Марцохі Олександр Олександровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження ефективності відключення циліндрів для підвищення паливної економічності дизель-потяга

2. Керівник роботи канд. техн. н., доцент Гогоренко О. А.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ 01 ” 10 2024 року № 1032-уч

4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 750 кВт; частота обертання колінчатого валу – 1500 хв⁻¹; ступінь стиску – 11; коефіцієнт надлишку повітря – 2,7.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Особливості впровадження системи відключення циліндрів; Моделювання робочого циклу двигуна; Створення системи відключення циліндрів для двигуна; Економічна доцільність використання системи відключення циліндрів; Аналіз і розробка заходів для забезпечення вимог з охорони праці та охорони навколишнього середовища

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Дизель-потяг; Поперечний та повздовжній перерізи двигуна; Двомасовий маховик;
Розподільний вал; Індикатора діаграма та діаграми динаміки; Характеристики
двигуна на різних режимах роботи

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка

Здобувач освіти

Керівник роботи

(підпис)

(підпис)

/О. О. Марцоха/

(прізвище та ініціали)

/О. А. Гогоренко/

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі наведено результати дослідження теплового стану турбокомпресора типу ТКР-7С, який застосовується у складі системи наддуву дизельного двигуна Д-245.12С потужністю 110 кВт при номінальній частоті обертання колінчастого вала 2600 хв⁻¹. Робота присвячена підвищенню ефективності наддуву шляхом оптимізації теплових процесів у компресорній частині.

Кваліфікаційна робота викладена українською мовою на 92 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 14 джерел інформації. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

Ключові слова: турбокомпресор, система наддуву, тепловий стан, двигун Д-245, паливна економічність, оптимізація.

The qualification project presents the results of research on the thermal state of the turbocharger ТКР-7С, used in the boost system of the D-245.12C diesel engine with a power output of 110 kW at a nominal crankshaft speed of 2600 rpm. The study focuses on improving boost efficiency through optimization of heat transfer processes in the compressor section.

The qualification project is written in Ukrainian and consists of 92 pages of explanatory and calculation notes. A total of 14 information sources were used. The graphical part is presented on 5 A1-size drawings.

Keywords: turbocharger, boost system, thermal state, D-245 engine, fuel efficiency, optimization.

					КРМ.142.6221мз.07.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. Особливості впровадження системи відключення циліндрів на двигуні 12ЧН 18/20 у складі дизель-потяга	7
1.1 Загальна характеристика дизель-потяга	7
1.2 Машинне відділення дизель-потяга	10
1.3 Режими роботи двигунів дизель-потягів	11
1.4 Обґрунтування доцільності проведення модернізації.....	12
РОЗДІЛ 2. Моделювання робочого циклу двигуна типу 12ЧН 18/20.....	15
2.1 Технічна характеристика двигуна, сфера його застосування.....	15
2.2 Порівняння двигунів-прототипів.....	17
2.3 Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна.....	18
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми.....	29
2.5 Динамічний розрахунок двигуна.....	31
2.6 Висновок до розділу.....	40
РОЗДІЛ 3. Створення системи відключення циліндрів для двигуна типу 12ЧН 18/20.....	41
3.1 Вступ.....	41
3.2 Побудова характеристики споживача.....	41
3.3 Моделювання двигуна типу 12ЧН 18/20 без відключення циліндрів згідно з характеристикою споживача для п'яти режимів.....	43
3.4 Моделювання роботи двигуна типу 12ЧН 18/20 з вимкненням чотирьох циліндрів згідно з характеристикою споживача для п'яти режимів роботи	49
3.5 Порівняння основних параметрів двигуна.....	56
3.6 Розробка конструктивних рішень для реалізації відключення частини циліндрів та забезпечення ефективної роботи двигуна з активними вісьмома циліндрами	62

3.7	Висновки до розділу.....	69
РОЗДІЛ 4. Економічна доцільність використання системи відключення		
	циліндрів для двигуна типу 12ЧН 18/20.....	71
4.1	Обґрунтування доцільності застосування системи відключення	
	циліндрів.....	72
4.2	Розрахунок економічної ефективності впровадження в	
	експлуатацію двигуна із системою відключення частини циліндрів..	73
4.3	Висновок до розділу.....	75
РОЗДІЛ 5. Аналіз і розробка заходів для забезпечення вимог з охорони		
	праці та охорони навколишнього середовища	77
5.1	Охорона праці.....	77
5.2	Охорона навколишнього середовища.....	87
5.3	Висновок до розділу.....	92
ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ.....		93
ЛІТЕРАТУРА.....		95

ВСТУП

У межах комплексу заходів, спрямованих на підвищення ефективності залізничного транспорту з техніко-економічної точки зору, ключовим завданням є вирішення проблеми підвищення паливної економічності. Поліпшення ефективності використання палива тепловозами є одним із найважливіших напрямів у розробці технологій раціонального використання ресурсів на залізниці.

Одним із перспективних шляхів досягнення цієї мети є впровадження системи відключення окремих циліндрів тепловозного двигуна під час роботи на часткових режимах навантаження. Реалізація такого конструктивного рішення в умовах реальної експлуатації дасть змогу значно оптимізувати витрати пального, зменшити собівартість виробництва енергії та скоротити викиди шкідливих речовин в атмосферу.

У цьому дослідженні розглянуто проблеми, які виникають під час експлуатації тепловозних дизелів у режимах часткового навантаження. Представлено результати аналізу, який включає розрахунки потенційної економії пального та зниження витрат завдяки впровадженню системи відключення циліндрів.

Дослідження проведено на прикладі двигуна типу 12ЧН 18/20, що широко використовується у дизель-поїздах серії ДР1. Цей двигун має номінальну потужність 750 кВт при частоті обертання колінчастого валу 1500 хв^{-1} . Розроблена система керування циліндрами дозволяє відключати окремі циліндри під час роботи двигуна при невеликих навантаженнях, що забезпечує зменшення споживання палива, зниження рівня токсичних викидів та покращення екологічної ситуації.

Однак існують і недоліки, такі як збільшення вібрації та шуму, а також нерівномірне навантаження на окремі елементи двигуна, що потребує додаткових конструктивних заходів для вирівнювання роботи.

Аналіз літературних джерел свідчить, що дизель-поїзди використовують максимальну потужність двигунів лише близько 30 % часу роботи. Протягом решти часу двигуни працюють на неповному навантаженні, що супроводжується значними втратами енергії та ресурсів. Це робить впровадження системи відк-

лючення циліндрів особливо актуальним для багатоциліндрових двигунів, таких як 12ЧН 18/20.

Технічна реалізація системи передбачає припинення подачі пального та закриття впускних і випускних клапанів у відключених циліндрах. Хоча відключення форсунок є відносно нескладним завданням, вирішення питання із відключенням клапанів потребує впровадження інноваційних конструктивних рішень.

Для створення ефективної системи було адаптовано ідею, запропоновану компаніями Volkswagen і Audi. У ній відключаються лише впускні клапани за допомогою спеціальних "нульових" кулачків, що встановлюються на розподільному валу. Чотири з дванадцяти кулачків на впускному розподільчому валу можуть переміщуватися за командою блоку управління, забезпечуючи перехід від звичайних кулачків до «нульових». Система працює у діапазоні частоти обертання колінчатого валу $900 \dots 1500 \text{ хв}^{-1}$ і забезпечує зниження споживання пального на $0,002 \dots 0,004 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год.})$ при відключенні чотирьох циліндрів.

Крім того, розроблено ряд конструктивних заходів для забезпечення стабільності роботи двигуна у режимі роботи на восьми циліндрах. Такі вдосконалення сприятимуть не лише підвищенню паливної економічності, а й продовженню терміну служби двигуна за умов інтенсивної експлуатації.

					КРМ.142.6221мз.07.ПЗ	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

Особливості впровадження системи відключення циліндрів на двигуні 12ЧН 18/20 у складі дизель-потяга

1.1 Загальна характеристика дизель-потяга

Дизель-потяг (рис. 1.1) включає два моторних вагони з кабінами управління та один, два або чотири причіпні вагони [1, 2]. Також можливе трьохвагонне компонування: один моторний вагон з кабіною управління, один звичайний причіпний вагон і один причіпний вагон із кабіною управління. Конструкція передбачає можливість експлуатації потягів за системою двох одиниць.

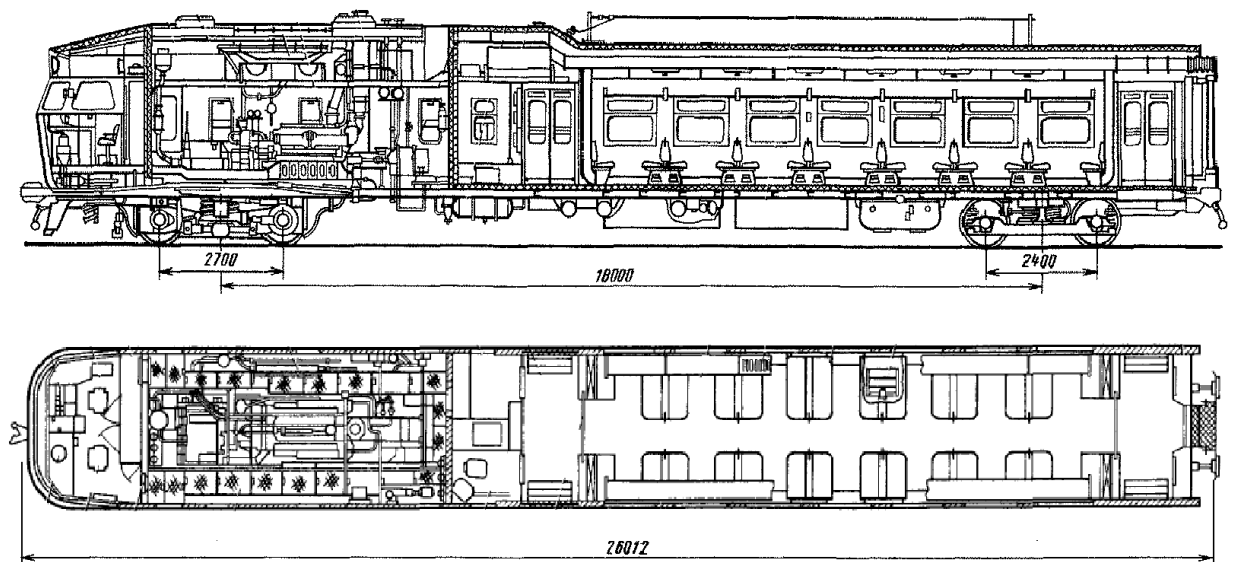


Рис. 1.1. Дизель-потяг

Енергетичною установкою дизель-потягу є двигун М-756Б, розроблений як високошвидкісний дизель для потреб дизель-потягів. У парі з двигуном використовується гідропередача ГДП-1000, які разом змонтовані на спільній рамі та встановлені у машинному відділенні моторного вагона на амортизаторах.

Гідропередача ГДП-1000 оснащена двома гідротрансформаторами ТП100 і зубчастими передачами, які забезпечують передатні відношення: на першій ступені – 1:1,78, на другій – 1:0,99. З'єднання валів дизеля та гідропе-

редачі здійснюється за допомогою гнучкої муфти. Редуктор передає крутний момент із передатним відношенням 32:26 (1,233). Від роздаткового редуктора гідропередачі до осьових редукторів передача моменту здійснюється карданними валами.

Осьові редуктори мають двоступеневу конструкцію: перший ступінь – із циліндричними зубчастими колесами (передатне відношення $38:38 = 1$), другий – із конічними зубчастими колесами, що забезпечує загальне передатне відношення 1:3,06.

Двигун також приводить у дію допоміжні агрегати, зокрема компресор ПК-1,5/9, генератор постійного струму та вентилятор системи охолодження через гідростатичний привід.

Система автоматичного перемикання швидкостей на дизель-потязі реалізована з використанням електричних і гідравлічних пристроїв, які взаємодіють через електрогідравлічні вентилі. Перехід між ступенями швидкості контролюється тахогенератором, що приводиться в дію від колісних пар. Режим роботи дизеля регулюється машиністом за допомогою контролера, що має 16 позицій. Залежно від обраної позиції змінюється опір у ланцюзі збудження тахогенератора.

Система управління дизель-потягом функціонує на постійному струмі з напругою 75 В. Електроенергія постачається від генератора під час роботи дизеля або від акумуляторної батареї в разі його зупинки. Також передбачена можливість управління двома зчепленими дизель-потягами з одного пульта керування.

Для живлення систем освітлення на моторних вагонах встановлено дизель-генератори, що складаються з дизеля 6Р4-7Д і генератора ГМ-20А трифазного струму 50 Гц із напругою 230/400 В і потужністю 20 кВт. Крім того, у вагонах передбачено підігрівач і котел обігріву, конструкція якого аналогічна котлу тепловоза ТЕР60.

Маса моторного вагона становить 53,5 т, а причіпного – 33,7 т (без урахування пасажирів, але з повною екіпіровкою). Кількість місць для сидіння у

					КРМ.142.6221мз.07.01.ПЗ	Лист
						8
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

моторному вагоні – 80, а в причіпному – 128. Запас пального в моторному вагоні дорівнює 1830 кг, масла – 480 кг, а води – 200 л. Прискорення потягу на ділянці досягнення швидкості 25 км/год становить 0,54 м/с², тоді як максимальна конструктивна швидкість сягає 120 км/год.

Економічність дизель-потягу значно покращилася завдяки впровадженню двох режимів роботи дизеля М-756 на холостому ходу (650 або 850 об/хв) та зниженню допустимої передпускової температури води й масла.

Додатково були впроваджені більш надійні гальмівні диски. Раніше дизель-потяги серій ДР1П і ДР1А оснащувалися дисками, які мали обмежений термін служби через появу термічних тріщин на робочих поверхнях. У нових дисках робочі поверхні оснащені терморозвантажувальними канавками, що повністю виключають утворення таких тріщин. Це дозволило збільшити термін служби гальмівних дисків у сім разів.

Для підвищення надійності електричної схеми дизель-потяга були впроваджені конструктивні зміни, спрямовані на зниження витрат на ремонт та обслуговування. Зокрема, замість проміжних реле МКУ-48С були застосовані реле ТРПУ-1, які уніфіковані з тепловозними. Корабельні датчики температури КРМ і КРД, що контролювали роботу силової установки, замінені на датчики-реле типу Т-35. Також пожежні датчики були замінені на сповіщувачі типу ІПЛ.

В електричний ланцюг пуску дизеля додатково підключено шунтову обмотку збудження стартера-генератора ЧПСГУ. Це рішення дозволило збільшити момент обертання якоря стартера-генератора, знизити пусковий струм і підвищити ефективність роботи акумуляторної батареї. Крім того, введення додаткового ізоляційного листа між корпусом ящика і акумуляторними батареями підвищило надійність роботи батарей.

Термін служби дизеля М-756Б був збільшений з 12 до 14 тис. годин. На новій моделі дизель-потяга встановлено дизель 1984 року випуску з посиленою рамою в зоні носка додаткового відбору потужності. В конструкцію також внесено зміни для зменшення корозії: внутрішні порожнини втулок зов-

					КРМ.142.6221мз.07.01.ПЗ	Лист
						9
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

нішніх розсувних дверей покриті антикорозійною фарбою, а вхідні сходи сконструйовані так, щоб виключити накопичення під ними снігу, бруду і вологи, що мінімізує корозію кузова.

1.2 Машинне відділення дизель-потяга

Кузови вагонів дизель-потягів виготовлені зі суцільнометалевої несучої конструкції, яка складається з поздовжніх і поперечних елементів жорсткості, обшитих тонкими гофрованими листами. Стіни та стеля машинного відділення покриті шаром пінополіуретану товщиною 40 мм для стін і 20 мм для стелі. Тепло- та звукоізоляція захищена алюмінієвими перфорованими листами товщиною 2 мм, які з внутрішнього боку обклеєні склотканиною. Металева підлога машинного приміщення спроектована з урахуванням герметичності та можливості збору й видалення рідин, які можуть потрапити на поверхню.

Під моторним вагоном розміщені ящики для акумуляторних батарей, паливний бак, пневматичне обладнання, трубопроводи, приймальні котушки автоматичної локомотивної сигналізації, путеочистник та інше обладнання.

У дизель-потягах серії ДР1 в машинному приміщенні встановлено допоміжну дизель-електростанцію ЗЕ-16А, яка оснащена чотиритактним дизелем 4Ч 8,5/11 потужністю 20,6 кВт і трифазним генератором змінного струму ГМ-20А потужністю 20 кВт. Система охолодження цієї електростанції об'єднана із системою головного дизеля. Змінний струм напругою 380/220 В, який виробляє електростанція, використовується для живлення систем освітлення, опалення та вентиляції.

Електричний ланцюг управління живиться від генератора КГ 12,5, що виробляє постійний струм напругою 75 В і встановлений у машинному відділенні. У дизель-потягах моделі ДР1П замість допоміжної дизель-електростанції використовується стартер-генератор СТГ-7. Допоміжні електричні ланцюги таких потягів отримують постійний струм напругою 110 В.

					КРМ.142.6221мз.07.01.ПЗ	Лист
						10
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1.3 Режими роботи двигунів дизель-потягів

Двигуни дизель-потягів працюють у різноманітних режимах, що залежать від поточних експлуатаційних умов, таких як навантаження, швидкість руху, профіль колії та вимоги до економічності. Основними режимами роботи є пусковий, холостого ходу, номінальний, перехідний і аварійний.

Пусковий режим. Під час запуску двигуна використовуються стартові системи, що забезпечують початкове обертання колінчастого вала. У дизель-потягах зазвичай застосовуються стартер-генератори, які дозволяють обертати вал дизеля до досягнення швидкості, достатньої для самостійного запалювання паливної суміші. У цьому режимі важливим є забезпечення мінімального зносу компонентів та стабільного пуску за різних температур навколишнього середовища.

Режим холостого ходу. Холостий хід двигуна характеризується мінімальною частотою обертання колінчастого вала, яка забезпечує роботу систем двигуна без передачі потужності на трансмісію. Для дизелів типу М-756 передбачено два рівні холостого ходу – 650 та 850 хв⁻¹. Це дозволяє адаптувати роботу двигуна до різних експлуатаційних умов, зменшуючи витрату палива та рівень шуму при простой потяга.

Номінальний режим. Номінальний режим роботи досягається при максимальному навантаженні двигуна, коли він розвиває свою потужність на повній частоті обертання. Цей режим використовується під час руху потягу на максимальній швидкості або під час подолання затяжних підйомів. У таких умовах важливо підтримувати стабільну роботу системи охолодження та мастила, щоб уникнути перегріву і надмірного зносу.

Перехідний режим. Під час зміни швидкості руху або навантаження двигун працює в перехідному режимі. У цей час відбувається регулювання подачі палива, зміна частоти обертання і моменту, що створюється двигуном. Ефективність роботи в перехідних режимах залежить від якості автоматизації системи керування, зокрема від точності налаштування паливної апаратури та швидкодії регуляторів.

					КРМ.142.6221мз.07.01.ПЗ	Лист
						11
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Аварійний режим. У разі виникнення несправностей або небезпечних ситуацій двигун переходить в аварійний режим. Наприклад, це може бути обмеження частоти обертання або примусове вимкнення для запобігання серйозним пошкодженням. Аварійний режим супроводжується поданням сигналів у кабіну машиніста та зупинкою руху потягу до усунення проблеми.

Сучасні дизель-потяги оснащуються системами автоматичного керування, які оптимізують роботу двигунів у залежності від умов експлуатації. Наприклад, впровадження електронних регуляторів дозволяє підтримувати точний баланс між потужністю та економічністю, знижуючи витрату палива та рівень шкідливих викидів. Крім того, використання декількох режимів холостого ходу та можливість вибору оптимального передавального числа трансмісії сприяє зменшенню експлуатаційних витрат.

Узгодження режимів роботи двигуна з іншими системами дизель-потяга, такими як гідропередача та генераторна установка, забезпечує високу ефективність та надійність роботи транспортного засобу в цілому. Таким чином, правильне налаштування та підтримка режимів роботи двигунів є важливим елементом експлуатації дизель-потягів.

1.4 Обґрунтування доцільності проведення модернізації

Основною метою модернізації є значне зменшення витрат палива шляхом тимчасового відключення окремих циліндрів при низьких та середніх навантаженнях [3].

Система керування циліндрами забезпечує зміну робочого об'єму двигуна за рахунок відключення деяких циліндрів. Впровадження цієї системи дозволяє знизити витрату палива на 20 % та зменшити шкідливі викиди відпрацьованих газів.

Розробка системи управління циліндрами була обумовлена типовим режимом роботи дизеля, коли максимальна потужність використовується лише до 30 % часу його експлуатації. Таким чином, більшу частину часу двигун працює на неповному навантаженні. В умовах низького навантаження дросе-

					КРМ.142.6221мз.07.01.ПЗ	Лист
						12
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

льна заслінка майже закрита, і двигун повинен всмоктувати необхідну кількість повітря для роботи, що призводить до збільшення енергетичних витрат на насосні хода та зниження ефективності.

Система керування циліндрами дозволяє відключити частину циліндрів при малому навантаженні, а для підтримки необхідної потужності відкривається дросель. Зазвичай система відключення циліндрів використовується в багатоклітинних потужних двигунах (6, 8, 12 циліндрів), робота яких особливо неефективна при низькому навантаженні.

Для відключення конкретного циліндра необхідно виконати дві умови: перекрити доступ повітря і відпуск відпрацьованих газів (закрити впускні та випускні клапани) та припинити подачу палива в циліндр.

Примусова деактивація циліндрів, окрім переваг, має й недоліки, серед яких додаткові навантаження на двигун, вібрації та небажаний шум.

Для уникнення додаткових навантажень у камері згоряння відключеного циліндра залишається залишковий заряд відпрацьованих газів від попереднього робочого циклу. Гази стискаються під час руху поршня вгору і тиснуть на поршень при його русі вниз, що забезпечує компенсаційний ефект.

Для зменшення вібрацій використовуються спеціальні гідравлічні опори або двомасовий маховик, зображений на рис. 1.3.



Рис. 1.3. Двомасовий маховик

Зниження рівня шуму здійснюється в випускній системі, де підібрані оптимальні довжини труб і використано передні та задні глушники з резонаторами різних розмірів.

У системі застосовуються муфти з кулачками різних форм, розташовані на розподільному валу. За допомогою виконавчого механізму (рис. 1.4) ці муфти здатні переміщатися по валу, що забезпечує необхідне регулювання.

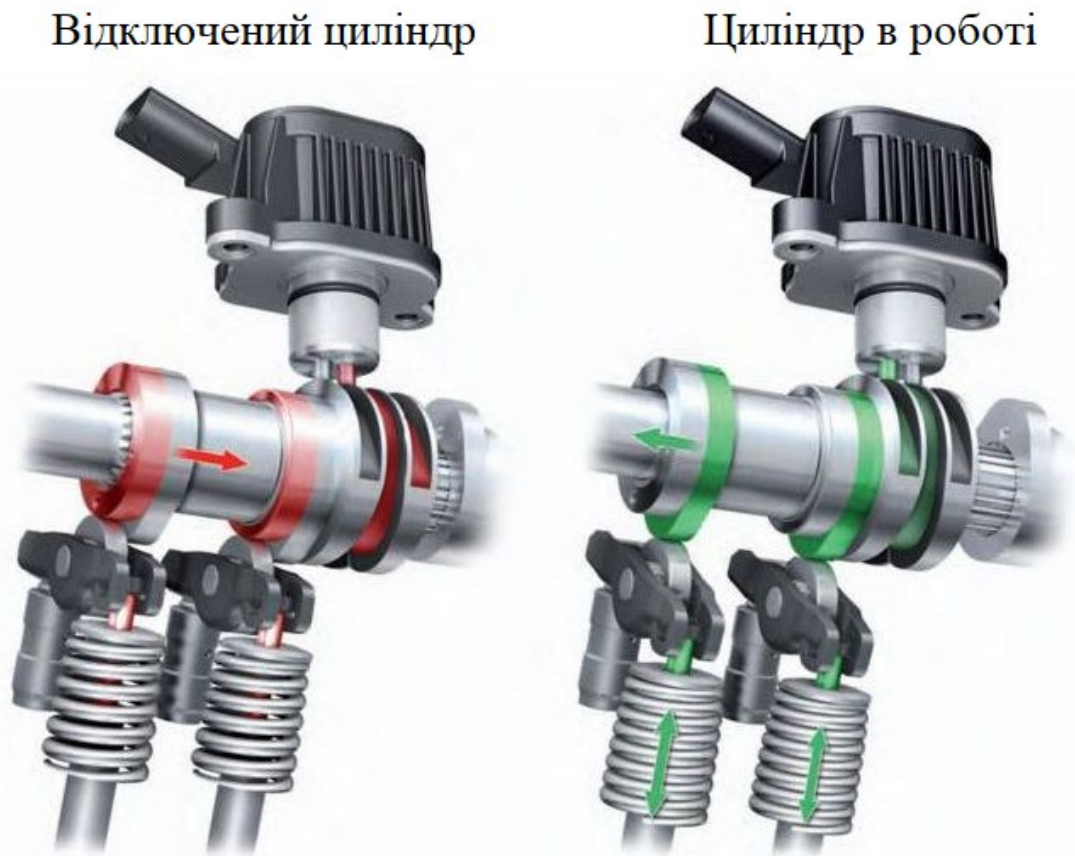


Рис. 1.4. Система відключення циліндрів

Кулачки та муфта утворюють блок кулачків. Блоки кулачків переміщуються за допомогою чотирьох виконавчих механізмів. Для переміщення блоку в кожному виконавчому механізмі є стрижень, який ковзає по спіралевидній канавці блоку, забезпечуючи його переміщення. Виконавчі механізми активуються за командою блоку управління двигуна.

РОЗДІЛ 2

Моделювання робочого циклу двигуна типу 12ЧН 18/20

2.1 Технічна характеристика двигуна, сфера його застосування

Двигун типу 12ЧН 18/20 (заводське маркування М756) є дизельним, чотиритактним, 12-циліндровим двигуном з безпосереднім уприскуванням палива, V-подібним розташуванням циліндрів під кутом 60°, з водяним охолодженням та газотурбінним наддувом від одного турбокомпресора. Двигун застосовується для приводу генератора і зображений на рис. 2.1 та 2.2.

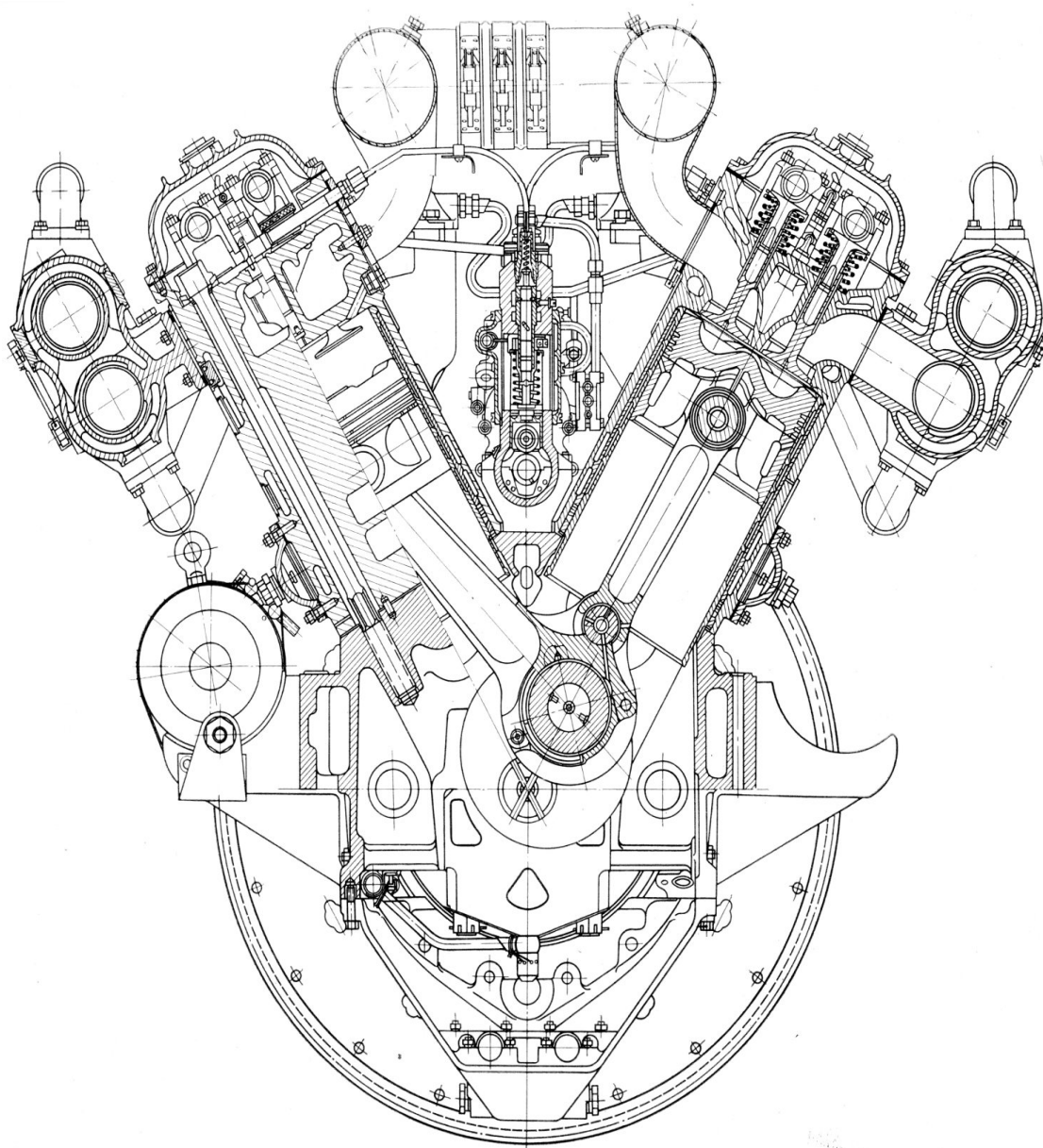


Рис. 2.1. Поперечний розріз двигуна М756

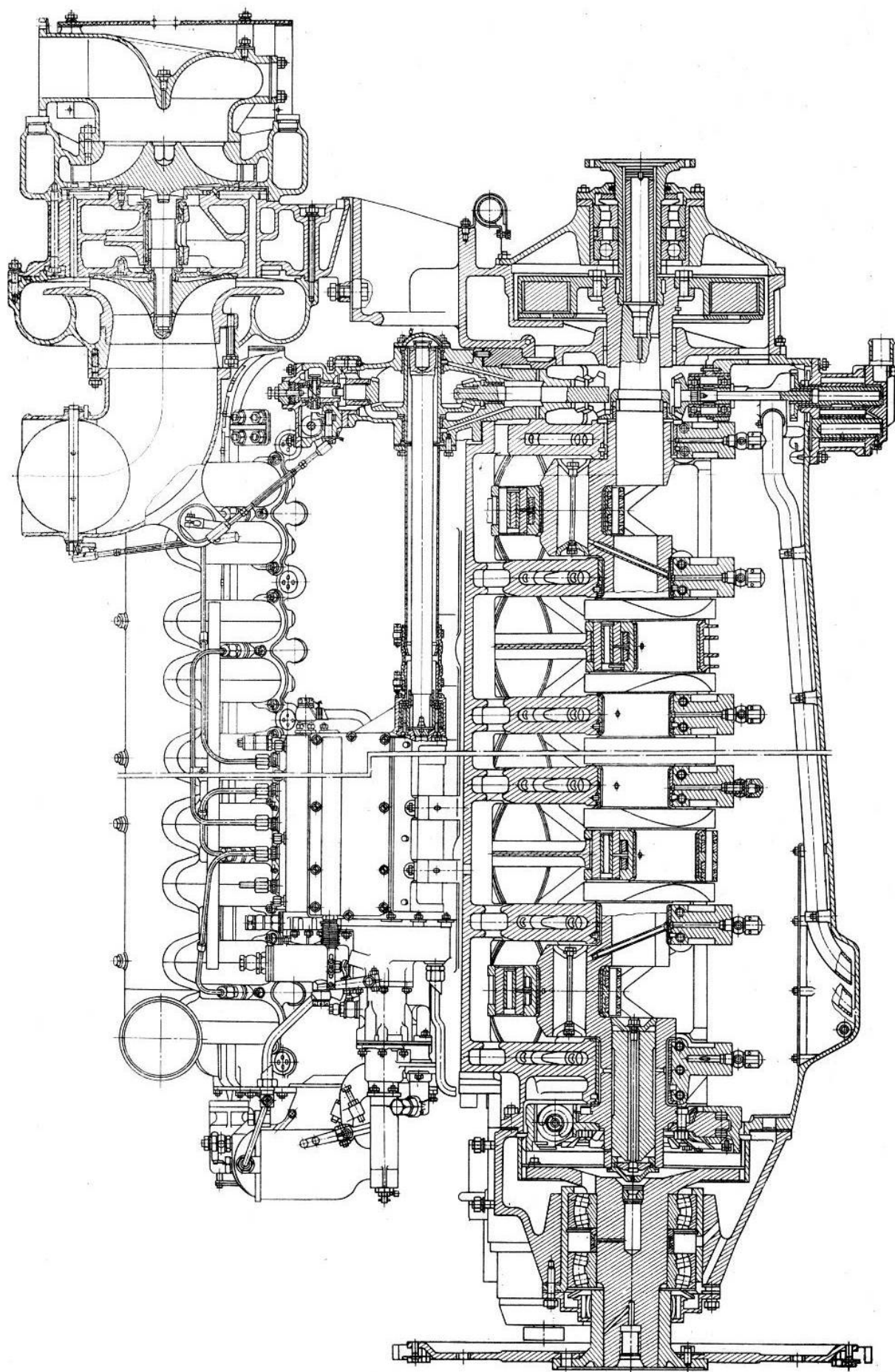


Рис. 2.2. Повздовжній переріз двигуна М756

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221МЗ.07.02.ПЗ

Лист

16

2.2 Порівняння двигунів-прототипів

Нижче наведена табл. 2.1, в якій представлені основні техніко-економічні показники проектового дизеля (12ЧН 18/20 потужністю 750 кВт) та зарубіжних аналогів від фірм Deutz-MWM (Німеччина), Mitsubishi (Японія), SKL (Німеччина).

Таблиця 2.1. *Техніко-економічні характеристики проектового дизеля і його аналогів*

Основні характеристики	Проектований дизель	Deutz-MWM (Німеччина)	Mitsubishi (Японія)	SKL (Німеччина)
Тип дизеля	12ЧН 18/20	TBD 604 L6	96М-ТК	VD 18/16 AL-2
Агрегатна потужність, кВт	750	500	600	600
Частота обертання, хв ⁻¹	1500	1200	1500	1500
Діаметр циліндра, мм	180	160	160	160
Хід поршня, мм	200	185	180	180
Розташування циліндрів	V-подібне	рядне	рядне	рядне
Середній ефективний тиск, МПа	1,0	1,9	2,0	2,0
Середня швидкість поршня, м/сек.	7,9	7,4	9,0	9,0
Питома витрата палива, кг/(кВт·год)	0,235	0,195	0,196	0,200
Питома витрата масла на угар, кг/(кВт·год)	0,00095	0,00090	0,00095	0,00090
Питома маса двигуна, кг/кВт	5,47	4,50	—	5,6
Ресурс до першого перебирання, год.	11000	15000	14000	9000
Ресурс до капітального ремонту, год.	29000	50000	55000	40000

2.3 Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна

Для визначення основних параметрів і показників робочого процесу, які характеризують ефективність і економічність роботи дизеля, необхідно провести розрахунок робочого циклу двигуна на номінальному режимі.

У розрахунковому циклі ДВЗ змінюються кількість робочого тіла, його склад та фізичні характеристики. Завдяки кінцевій швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння хімічна енергія, що міститься в паливі, виділяється не миттєво. Під час розширення відбувається догоряння палива та відновлення дисоційованих газів з виділенням теплоти. Оскільки температура та склад газів у циліндрі змінюються, у розрахунковому циклі не можна припускати постійну теплоємність. Також слід враховувати теплові та аеродинамічні втрати. У зв'язку з цим, потрібно зазначити, що реальний цикл, який відбувається у працюючому двигуні, теоретично неможливо точно описати через недосконалість розрахункових методик та складність процесів, що відбуваються в ньому.

Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми проводиться за допомогою комп'ютерної програми, розробленої в середовищі MathCAD на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ. Для розрахунку обирається модель з вільним турбокомпресором. Програма використовує розрахунковий цикл, оснований на класичному методі теплового розрахунку, розробленому професором В. І. Гриневецьким у 1907 році.

Метод теплового розрахунку ґрунтується на основних положеннях термодинаміки та термохімії і дає достатньо точне уявлення про теплові явища, що відбуваються в робочому циліндрі, представляючи собою інженерно-аналітичне дослідження.

Розрахунковий цикл ДВЗ складається з п'яти послідовних процесів: наповнення, стиск, згоряння палива, розширення та випуск.

Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна.

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 313$ К (за умови всмоктування повітря із машинного відділення дизель-поїзду).

					КРМ.142.6221мз.07.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		18

Тиск атмосферного середовища p_0 . У всіх випадках варто приймати $p_0 = 0,103$ МПа (що відповідає стандартним атмосферним умовам) [5].

Ступінь стиску ε . При обранні ступеня стиску слід враховувати розміри циліндру, а також спосіб сумішоутворення. Для ВОД при нерозділеній камері згоряння $\varepsilon = 10 \dots 16$ [5]. Приймаємо $\varepsilon = 11$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт так само, як і ε залежить від способу сумішоутворення і розмірів циліндра. При нерозділеній камері згоряння і $D_{\text{ц}}$ більше за 150 мм, α буде знаходитись у межах $1,8 \dots 2,8$ [5]. Приймаємо $\alpha = 2,7$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . На значення цього коефіцієнту впливають тип двигуна, особливості повітропостачання та газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$ [5].

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня вдосконалення двигуна. Найдоцільніше ці величини визначати після аналізу теплового балансу двигунів, що є схожими на проєктований. Для нових моделей ВОД ці коефіцієнти знаходяться в межах: $\xi_z = 0,85 \dots 0,92$; $\xi_b = 0,90 \dots 0,95$; [5].

Приймаємо $\xi_z = 0,88$; $\xi_b = 0,92$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні палива λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = 1,2 \dots 1,5$ [5]. Приймаємо $\lambda = 1,3$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина становить $5 \dots 20$ К для ДВЗ із наддувом і $10 \dots 25$ К для ДВЗ без наддуву [5].

Приймаємо $\Delta T_a = 20$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту обирають на підставі експериментальних даних, звертаючи увагу на тип двигуна і особливості системи газообміну. Для чотиритактних двигунів $\zeta = 0,92 \dots 0,97$ [5]. Приймаємо $\zeta = 0,96$.

Механічний ККД двигуна η_m . Для ВОД з $D_{\text{ц}}$ до 300 мм та ρ_k більше 0,2 η_m знаходиться в межах від 0,84 до 0,88 [5]. Приймаємо $\eta_m = 0,87$.

Падіння тиску в охолоджувачі наддувного повітря $\Delta P_{\text{ох}}$. Охолоджувач

					КРМ.142.6221мз.07.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		19

наддувного повітря чинить опір під час руху повітря, тому в ньому відбувається зниження тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{\text{ох.}} = 0,004 \text{ МПа}$ [5].

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться в межах від 600 до 900 К. Приймаємо $T_r = 800 \text{ К}$ [5].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу [5]: $C = 0,87 \text{ кг}$ – кількість вуглецю;

$H = 0,126 \text{ кг}$ – кількість водню;

$O = 0,004 \text{ кг}$ – кількість кисню;

$S = 0 \text{ кг}$ – кількість сірки.

Коефіцієнт тактності Z – це кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчатого валу. Для чотиритактних двигунів $Z = 0,5$ [5].

Приймаємо нищу теплоту згоряння палива $Q_n = 42664,4 \text{ кДж/кг}$.

Ступінь підвищення тиску в компресорі Π_k . Для даного типу компресора приймаємо $\Pi_k = 2,3$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку ϕ_p . Для чотиритактних двигунів ця величина дорівнює нулю [5].

Розрахунок робочого циклу двигуна типу 12ЧН 18/20 виконаний за методикою, розробленою в середовищі MathCAD і приведений далі на роздрукуванні.

Данні необхідні для побудови теоретична індикаторної діаграми розраховані та наведені в табл. 2.2, а сама діаграма представлена на рис. 2.3.

Розрахунок робочого циклу

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N'_e = 750$
1.2 Частота обертання, хв ⁻¹	$n = 1500$
1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0.103$
1.4 Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 313$
1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі	$P_k = 2.3$
1.6 Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1.02$
1.7 Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0.04$
1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z	$\xi_z = 0.88$
1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\xi_b = 0.92$
1.10 Ступінь стиску	$\varepsilon_{\text{ww}} = 11$
1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1.3$
1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К	$\Delta T_a = 20$
1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку	$\phi_n = 0$
1.14 Коефіцієнт скрутлення індикаторної діаграми	$\zeta = 0.96$
1.15 Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0.87$
1.16 Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} = 0.75$
1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа	$\Delta P_{ox.} = 0.004$
1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря	$\eta_o = 0.9$
1.19 Температура залишкових газів, К	$T_r = 800$
1.20 Масовий склад палива (кг/кг):	$C_{\text{ww}} = 0.87$ $H_{\text{ww}} = 0.126$ $S_{\text{ww}} = 0$ $O = 0.004$
1.21 Нижча теплота згорання палива, (кДж/кг)	$Q_H = 42664.4$
1.22 Кількість циліндрів	$i = 12$
1.23 Діаметр циліндру, м	$D_c = 0.18$
1.24 Хід поршня, м	$S_c = 0.20$
1.25 Коефіцієнт тактності	$z = 0.5$

1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.7$

1.27 Показник адіабати для повітря $k_B = 1.4$

1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.97$

1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.74$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.237$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 425.254$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 324.225$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 361.755$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.233$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.226$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_H = 0.92$$

3. Розрахунок процесу стиску

3.1 Середня мольна ізохорна теплоємність повітря, кДж/(моль*К)

$$c'_{\nu} = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

3.2 Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згоряння кДж/(моль*К)

$$c''_{\nu} = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

3.3 Теплоємність суміші повітря та залишкових газів на ході стиску кДж/(моль*К)

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



$$b_c = 0.002516 \quad a_{\nu c} = 19.277$$

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{\nu c} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_1 - 1})} \quad n_1 = 1.364$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad P_c = 5.942$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 864.978$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.336$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0237$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0228$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.957$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.022$$

4.6 Середня мольна ізохорна теплоємність в точці z, кДж/(моль*К)

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

де $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad \Delta M = 0.0316$

$$L_0 = 0.495 \quad \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$$

$$m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1.064$$

$$a_{vz} = 19.70604$$

$$b_z = 0.00291$$

4.7 Середня мольна ізохорна теплоємність в точці b, кДж/(моль*К)

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

$$a_{vb} = 19.7251$$

$$b_b = 0.002923$$

4.8 Максимальна температура згоряння, К
- знаходимо з наступного рівняння:

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

$$\text{звідки: } T_z = 1640.614$$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 7.724$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.491$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 7.379$$

5.3 Середній показник політропи розширення та температура в кінці процесу розширення, К. (знаходимо зі слідуючої системи рівнянь, методом послідовних наближень):

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

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

$$n_2 = 1.289$$

$$T_b = 921.069$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 0.588$$

					КРМ.142.6221МЗ.07.02.ПЗ	Лист
						25
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 1.177$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P_i = 1.13$$

6.3 Індикаторна питома витрата палива, кг/(кВт*г)

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

$$b_i = 0.189$$

6.4 Індикаторний ККД

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

$$\eta_i = 0.445$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 0.983$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

$$\eta_e = 0.388$$

7.3 Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт*г)

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

$$b_e = 0.2177$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

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

$$N_e = 750.848$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$$

$$\Delta N = 0.113 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

8. Визначення дійсного P_k компресора на даном режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

-Універсальна газова стала для повітря $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 1.792$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 1.838$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.225$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 742.783$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.368$$

8.6 Універсальна газова стала для відпрацьованих газів,

$$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.546$$

8.6 Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.38$$

8.9 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{kd} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(0.97 \cdot \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_{kd} = 2.306$$

8.11 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = 0.279 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

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

Дані для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,364
Показник політропи розширення n_2	1,289
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	5,942
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	7,724
Ступінь попереднього розширення p	1,491
Ступінь стиснення ε	11

Таблиця 2.2.

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	7,72	
1,00	5,94	7,72
1,49	3,45	7,72
1,97	2,36	5,41
2,44	1,76	4,09
2,92	1,38	3,25
3,39	1,12	2,68
3,87	0,94	2,26
4,34	0,80	1,95
4,82	0,70	1,70
5,29	0,61	1,51
5,77	0,54	1,35
6,25	0,49	1,22
6,72	0,44	1,11
7,20	0,40	1,02
7,67	0,37	0,94
8,15	0,34	0,87
8,62	0,31	0,80
9,10	0,29	0,75
9,57	0,27	0,70
10,05	0,26	0,66
10,52	0,24	0,62
11,00	0,23	0,59
11,00	0,23	0,23

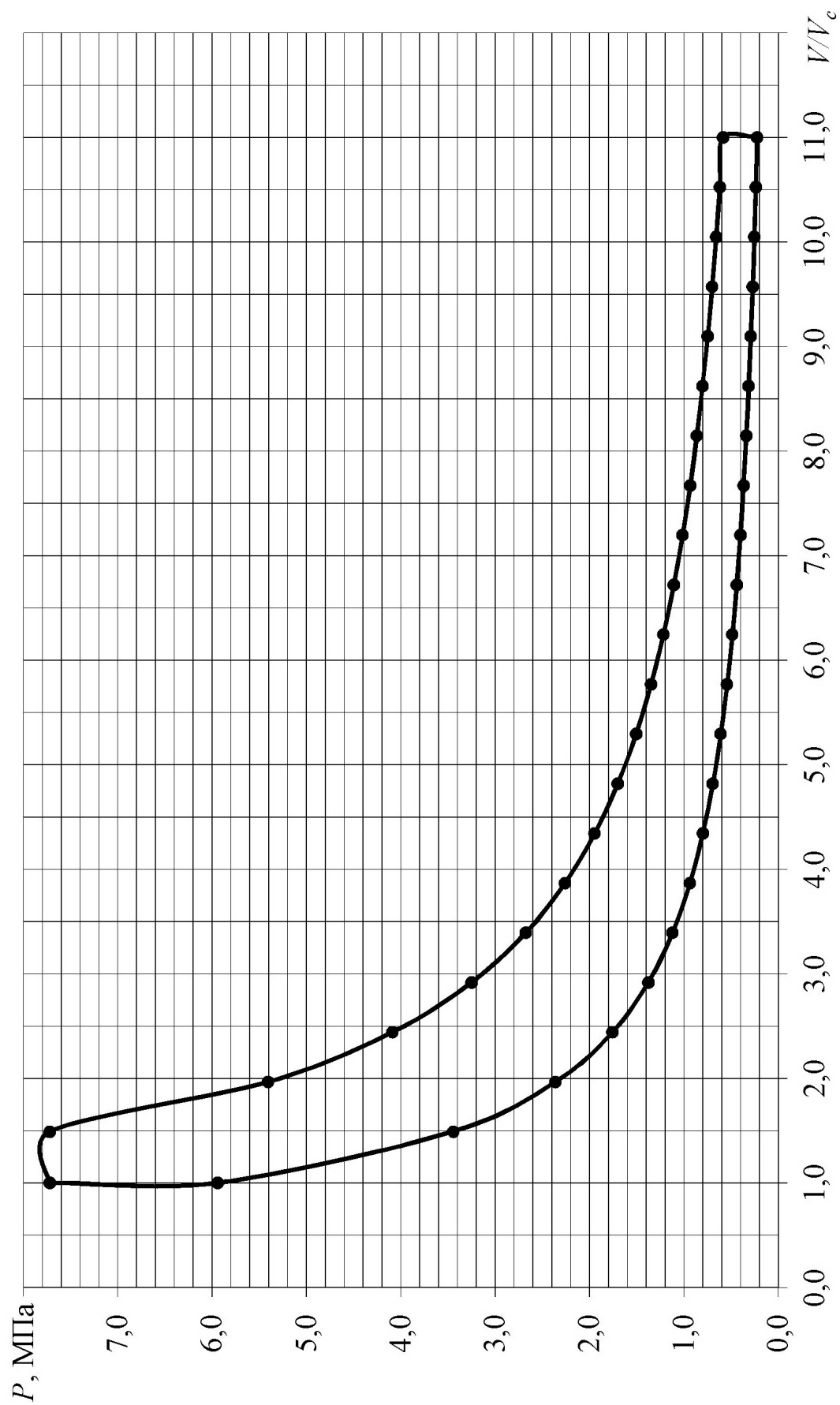


Рис. 2.3. Теоретична індикаторна діаграма двигуна типу 12ЧН 18/20

2.5 Динамічний розрахунок двигуна

У процесі роботи двигуна його деталі зазнають впливу різних сил. Одні деталі піддаються діям постійних сил, інші — змінним силам, що виникають через тиск газів у циліндрі або дії інерційних сил. Однак більшість компонентів двигуна перебувають під комбінованим впливом різноманітних сил. Найважливішим вузлом двигуна є кривошипно-шатунний механізм (КШМ), який з'єднує поршень із колінчастим валом і забезпечує перетворення зворотно-поступального руху поршня на обертальний рух колінчастого вала.

У найзагальнішому випадку кінематика шатуна у V-подібному двигуні з дезаксажем задається вісьмома параметрами: R і r — радіуси кривошипа і причепа; L і l — довжини головного та причіпного шатунів; γ і γ_l кути розвалу циліндрів та причепа; C і C_l — дезаксажі головного та бічного циліндрів (на рис. 2.4 показані додатними).

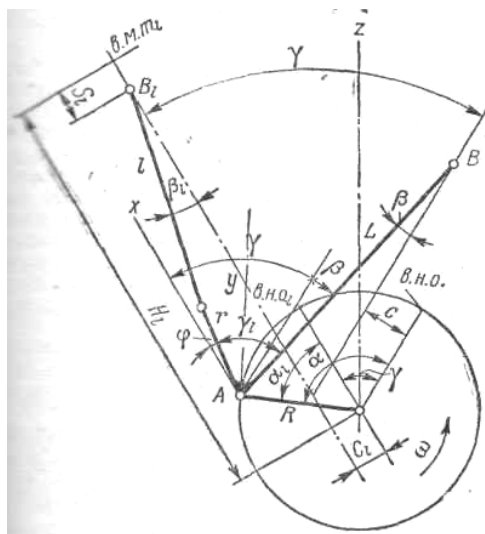
Всі параметри та функції, що відносяться до причіпного механізму, позначені символами із нижнім індексом l .

Для даного двигуна $C = C_l = 0$; $\gamma = 45^\circ$; $\gamma_l = 50^\circ$

Замість абсолютних параметрів C , C_l , L , l , r та R використовуються безрозмірні величини:

$$\lambda = R/L = 0,28; \quad \lambda_l = r/l = 0,27;$$

$$c = C/R = 0; \quad c_l = C_l/r = 0 \quad \rho = R/r = 0,98$$



Під час аналізу КШМ кут повороту кривошипа α відлічується в напрямку його обертання, починаючи від положення верхньої мертвої точки (ВМТ) $\alpha_i = \omega \cdot \tau_i$, рад, приймається незалежною перемінною. Кут $\alpha_{li} = \alpha_i - \gamma$.

Кутова швидкість кривошипа при динамічних та кінематичних розрахунках приймається постійною і дорівнює:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot c^{-1},$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 1500}{30} = 157 c^{-1}.$$

Кутове переміщення кривошипу :

$$\varphi = 6 \cdot n \cdot \tau ;$$

де τ – час переміщення кривошипу на кут φ , с;

Кут відхилення шатуну від осі циліндра обчислюється за формулою:

$$\beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin \alpha)$$

Кут відхилення причіпного шатуну від осі циліндра обчислюється за формулою:

$$\beta_l = \arcsin[\lambda_d \cdot [\sin(\alpha_l + \varepsilon_d) - C_d]],$$

де

$$\operatorname{tg} \varepsilon_d = -\frac{\lambda \cdot \cos \psi \cdot \sin \gamma}{\rho - \lambda \cdot \cos \psi \cdot \cos \gamma};$$

$$\lambda_d = -\frac{\lambda \lambda_l \cos \psi \sin \gamma}{\sin \varepsilon_d};$$

$$C_d = -\frac{\lambda_l}{\lambda_d} \sin \psi .$$

Сили, що діють на КШМ.

Сила віт тиску газів.

На поршень з боку камери згоряння впливає сила, створена тиском газів у циліндрі двигуна. Ця сила прикладена до центру поршневого пальця і спрямована вздовж осі циліндра.

Зовнішній прояв сил тиску газів у двигуні відбувається у формі обертового та перекидаючого моментів. Величина сили тиску газів залежно від кута обертання кривошипа $P_z = f(\alpha)$ визначається за індикаторною діаграмою.

Щоб визначити за індикаторною діаграмою значення в координатах $P - \varphi$ на відрізку від ВМТ до НМТ, у будь-якому місці по висоті проводять півколо з радіусом $\frac{AB}{2}$. Із центра півкола у напрямку НМТ відкладають поправку Брікса.

					КРМ.142.6221мз.07.02.ПЗ	Лист
						32
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$OO_1 = \frac{\frac{AB}{2} \cdot \lambda}{2},$$

де $AB = 12,5 \text{ мм}$ – відстань від ВМТ до НМТ за індикаторною діаграмою

$$OO_1 = \frac{\frac{12,5}{2} \cdot 0,28}{2} = 0,875 \text{ мм};$$

Із точки O_1 (центр) проводимо промені через заздалегідь установлене число градусів до їх перетину з півколом радіуса $\frac{AB}{2}$. Робимо проекцію отриманих точок на перетину на вісь V . Отримаємо значення тиску, яке відповідає цим кутам повороту колінчатого валу.

Бічна сила від тиску газів в циліндрі у першому наближенні може бути прийнята такою, що змінюється за законом головного циліндру.

Приведення мас ланок.

Для розрахунку сил інерції, які виникають у деталях КШМ, його заміняють еквівалентною динамічною моделлю, що зберігає ту саму кінематичну схему. Ланки прийнятої моделі вважаються нематеріальними. Замість дійсних мас розглядаються приведені маси ($\text{кгс} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{см}^{-1}$): M_S – маса деталей, що здійснюють поступальний рух (ПРМ), зосереджена у центрі крейцкопфного чи поршневого пальця; M_R – неврівноважена обертова маса (НОМ), яка зосереджена у центрі шатунної шийки колінчатого валу. Приведені маси обчислюються за формулами

$$M_S = M_{us} + M_{n.n}; \quad M_{IS} = M_{Ius} + M_{In.n};$$

$$M_R = M_{uR} + M_{kR}; \quad M_R^* = M_{uR} + M_{IuR} + M_{kR}.$$

Для центрального і зміщеного КШМ використовуються M_S і M_R , а для механізму V-подібного двигуна із причіпним шатуном – M_S , M_{IS} і M_R^* . В цих виразах: $M_{n.n}$ – маса деталей, що здійснюють поступальний рух разом з поршнем; M_{kR} – маса неврівноважених частин колінчатого валу, приведена до радіусу кривошипа; M_{us} і M_{uR} – маси частин шатуна, віднесені до поршневої і кривошипної голівок, які обчислюються за формулами

$$M_{us} = k_u \cdot M \quad \text{і} \quad M_{uR} = M - M_{us}$$

					КРМ.142.6221мз.07.02.ПЗ	Лист
						33
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

де M – маса шатуна, а $k_{ш}$ – коефіцієнт, який визначає частину маси шатуна, віднесеної до голівки поршня. Останній знаходиться шляхом зважування, будь-яким графічним способом або за емпіричною формулою Терських В. П.

$$k_{ш} = 0,2[(0,001n)^2 + 2]:[(0,001n)^2 + 1] = 0,262$$

де n – частота обертання колінчатого валу двигуна.

Для причіпних шатунів символи, які позначають маси, доповнені індексом l , при цьому, як правило, $M_{lшR} = M_{lшS} = 0,5M_{ш}$.

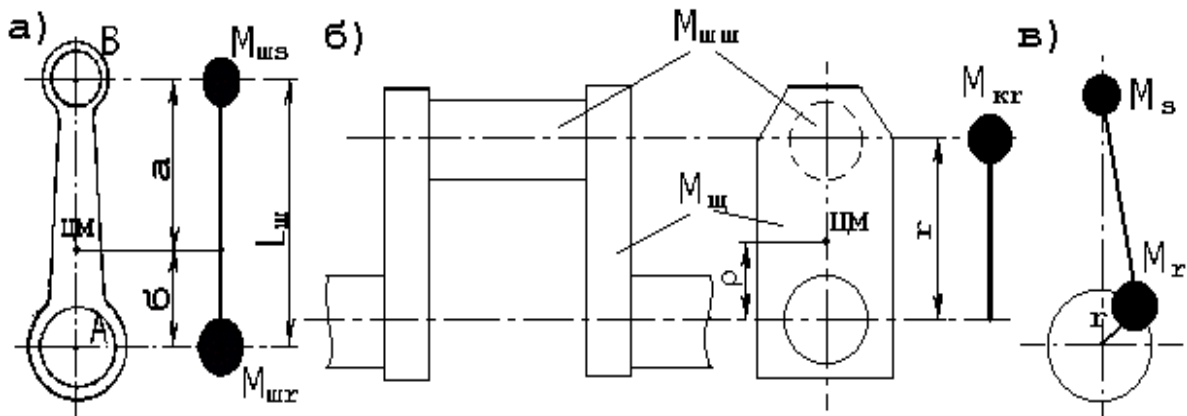


Рис. 2.5. Деталі КШМ та їхні динамічні моделі:

а) шатун; б) кривошип; в) КШМ в зборі

Приблизно маса $M_{шс}$ дорівнює

$$M_{шс} = 0,262 \cdot M_{ш} = 0,262 \cdot 7 = 1,83 \text{ кг};$$

$$M_{шр} = M_{ш} - M_{шс} = 7 - 1,83 = 5,17 \text{ кг},$$

де $M_{ш} = 7 \text{ кг}$ – маса шатуна двигуна.

$$M_{lшR} = M_{lшS} = 0,5M_{ш} = 0,5 \cdot 7 = 3,5 \text{ кг}.$$

Поршень, поршневий палець і поршневі кільця виконують виключно поступальний рух, тому їхня маса не зводиться до еквівалентної моделі.

$$M_S = M_{шс} + M_{п.п} = 1,83 + 0,3 = 1,13 \text{ кг}; \quad M_{IS} = M_{lшс} + M_{л.п} = 3,5 + 0,15 = 3,65 \text{ кг};$$

$$M_R = M_{шр} + M_{кр} = 5,17 + 0,1 = 5,27 \text{ кг};$$

$$M_R^* = M_{шр} + M_{lшр} + M_{кр} = 5,17 + 3,5 + 5,27 = 13,94 \text{ кг}.$$

Для спрощення розрахунків абсолютні маси замінюються на відносні, тобто

$$m = \frac{M}{F_n}, \text{ кг/мм}^2,$$

де F_n – площа головки поршня.

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 180^2}{4} = 25434 \text{ мм}^2;$$

де D – діаметр циліндрової втулки.

$$m_s = 1,13 / 25434 = 44,4 \cdot 10^{-6} \text{ кг/мм}^2$$

$$m_{ls} = 3,56 / 25434 = 139,9 \cdot 10^{-6} \text{ кг/мм}^2$$

Сили інерції.

Під час роботи двигуна на кривошипно-шатунний механізм діє сила інерції, спричинена як поступальним рухом мас, так і неврівноваженим обертальним рухом мас на КШМ.

Сила інерції поступально рухомих мас прикладена до центру поршневого пальця, діє вздовж осі циліндра і дорівнює:

$$q_s = -m_s \cdot R \cdot \omega^2 \cdot j \approx -m_s \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha), \text{ МПа};$$

$$q_{sl} = -m_{ls} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot j_l, \text{ МПа};$$

$$j_l = R \omega^2 [E \cdot \cos(\alpha_l + \Phi) + F \cdot \cos(2\alpha_l - \theta)].$$

Рушійна сила.

Рушійна сила є рівнодіючою всіх сил, що діють на поршень: сили тиску газів у циліндрі, сили тиску повітря в підпоршневій порожнині, сили інерції та сили тяжіння. Вона дорівнює їхній алгебраїчній сумі:

$$P = P_r - P_{пп} + q_s + P_T, \text{ МПа}, \quad P_l = P_{rl} - P_{пп} + q_{sl} + P_{Tl}, \text{ МПа}$$

де P_m – сила атмосферного тиску, якщо підпоршнева порожнина з'єднується із картером.

$$P_T = m_s \cdot g, \text{ МПа} \quad P_{Tl} = m_{sl} \cdot g, \text{ МПа}$$

Рушійну силу можна визначити також графічним способом. Для цього необхідно побудувати діаграму сил тиску газів P_r , діаграму сил інерції та визначити ординати між ними. Сили тяжіння поступально рухомих мас і протитиск повітря в підпоршневій порожнині є постійними величинами. Для СОД і ВОД сили тяжіння та протитиск повітря в підпоршневій порожнині можна не враховувати.

Сила P розкладається на дві складові: нормальну силу, яка діє перпендикулярно до осі циліндра та притискає поршень до втулки

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta, \text{ МПа}, \quad N_l = P_l \cdot \operatorname{tg} \beta_l, \text{ МПа},$$

і тангенціальну силу, яка діє уздовж осі поршня

$$P_u = \frac{P}{\cos \beta}, \text{ МПа} \quad P_{ul} = \frac{P}{\cos \beta_l}, \text{ МПа}.$$

Силу P_u переносимо уздовж лінії її дії до центра шатунної шейки та розкладаємо на дві складові:

радіальну силу, що діє уздовж кривошипа

$$Z = P_u \cdot \cos(\varphi + \beta) = P \cdot \cos(\alpha + \beta) / \cos \beta, \text{ МПа}$$

$$Z_l = P_l \cdot \frac{\cos(\alpha_l + \beta_l)}{\cos \beta_l} - P_l \cdot \frac{r \cdot \sin(\beta - \beta_l - \varphi)}{L \cdot \cos \beta \cdot \cos \beta_l} \cdot \sin \alpha, \text{ МПа}$$

$$Z_\Sigma = Z + Z_l, \text{ МПа}.$$

дотичну силу, яка спричиняє обертальний рух

$$T = P_u \cdot \sin(\varphi + \beta) = P \cdot \sin(\alpha + \beta) / \cos \beta, \text{ МПа}$$

$$T_l = P_l \cdot \frac{\sin(\alpha_l + \beta_l)}{\cos \beta_l} + P_l \cdot \frac{r \cdot \sin(\beta - \beta_l - \varphi)}{L \cdot \cos \beta \cdot \cos \beta_l} \cdot \cos \alpha, \text{ МПа}$$

$$T_\Sigma = T + T_l, \text{ МПа}.$$

Момент обертання кривошипа дорівнює добутку сили, яка діє на кривошип, на радіус важеля (відстань від осі обертання до точки прикладання сили)

$$M_{\text{вр}} = T \cdot R, \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Результати динамічного розрахунку наведено в табл. 2.3.

Графіки зміни сил P_r , P_{dv} , P_j , N , Z , T представлені на рис. 2.6, 2.7.

Таблиця 2.3. Результати динамічного розрахунку

φ°	P_r , МПа	P_j , МПа	P_{dv} , МПа	N , МПа	Z , МПа	T , МПа
0	0,234	-1,2404	-1,0074	0	-1,0074	0
15	0,234	-1,171	-0,938	-0,0681	-0,8884	-0,3085
30	0,234	-0,9749	-0,7419	-0,1048	-0,59	-0,4617
45	0,234	-0,6852	-0,4522	-0,0913	-0,2551	-0,3843
60	0,234	-0,3488	-0,1158	-0,0289	-0,0328	-0,1147
75	0,234	-0,0157	0,2173	0,0611	-0,0026	0,2257
90	0,234	0,2715	0,5045	0,1472	-0,147	0,5045
105	0,234	0,4859	0,7189	0,202	-0,381	0,6422
120	0,234	0,6203	0,8533	0,2134	-0,6112	0,6324
135	0,234	0,6854	0,9184	0,1856	-0,7804	0,5183
150	0,234	0,7037	0,9367	0,1325	-0,8772	0,3537
165	0,234	0,7012	0,9342	0,068	-0,9197	0,1763
180	0,234	0,6979	0,9309	0	-0,9307	0
195	0,2305	0,7012	0,9307	-0,0675	-0,9163	-0,1754
210	0,2416	0,7037	0,9444	-0,1334	-0,8844	-0,3564
225	0,2624	0,6854	0,9468	-0,1911	-0,8046	-0,5341
240	0,297	0,6203	0,9164	-0,2289	-0,6564	-0,6789
255	0,3531	0,4859	0,838	-0,2353	-0,4442	-0,7484
270	0,4454	0,2715	0,7159	-0,2087	-0,2087	-0,7157
285	0,6037	-0,0157	0,587	-0,1648	-0,0073	-0,6094
300	0,8916	-0,3488	0,5418	-0,1353	0,1537	-0,5367
315	1,4517	-0,6852	0,7656	-0,1545	0,432	-0,6505
330	2,582	-0,9749	1,6061	-0,227	1,2774	-0,9996
345	4,552	-1,171	3,38	-0,2455	3,2012	-1,1119
360	5,9517	-1,2404	4,7103	0	4,7103	0
375	7,725	-1,171	6,553	0,4762	6,2065	2,156
390	5,8708	-0,9749	4,8949	0,6922	3,8931	3,0469
405	3,4065	-0,6852	2,7203	0,5496	1,5351	2,3121
420	2,1484	-0,3488	1,7986	0,4496	0,51	1,7824
435	1,4858	-0,0157	1,4691	0,4128	-0,0183	1,5258
450	1,1144	0,2715	1,3848	0,404	-0,4038	1,3848
465	0,8945	0,4859	1,3794	0,3876	-0,7312	1,2321
480	0,7594	0,6203	1,3787	0,3447	-0,9876	1,0217
495	0,6754	0,6854	1,3598	0,2747	-1,1555	0,7673
510	0,6245	0,7037	1,3273	0,1878	-1,2431	0,5012
525	0,5972	0,7012	1,2974	0,0944	-1,2774	0,2448
540	0,5886	0,6979	1,2855	0	-1,2853	0
555	0,226	0,7012	0,9262	-0,0672	-0,9119	-0,1746
570	0,226	0,7037	0,9287	-0,1312	-0,8698	-0,3505
585	0,226	0,6854	0,9104	-0,1838	-0,7736	-0,5136
600	0,226	0,6203	0,8453	-0,2112	-0,6055	-0,6263
615	0,226	0,4859	0,7109	-0,1996	-0,3768	-0,6348
630	0,226	0,2715	0,4965	-0,1447	-0,1447	-0,4963
645	0,226	-0,0157	0,2093	-0,0587	-0,0025	-0,2172
660	0,226	-0,3488	-0,1238	0,0311	-0,035	0,1229
675	0,226	-0,6852	-0,4602	0,0931	-0,2596	0,3913
690	0,226	-0,9749	-0,7499	0,1061	-0,5964	0,4669
705	0,226	-1,171	-0,946	0,0688	-0,896	0,3114
720	0,226	-1,2404	-1,0154	0	-1,0154	0

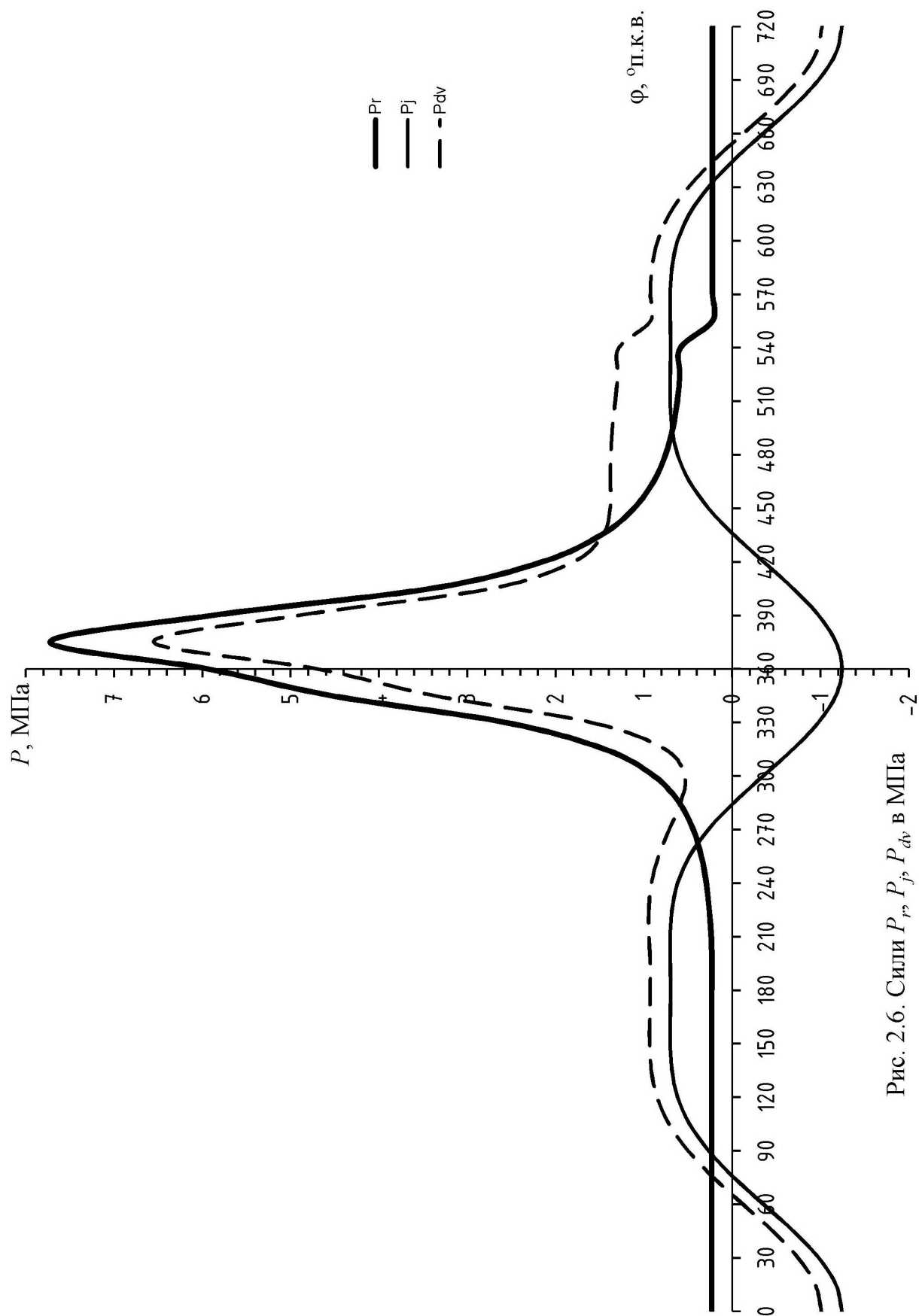


Рис. 2.6. Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа

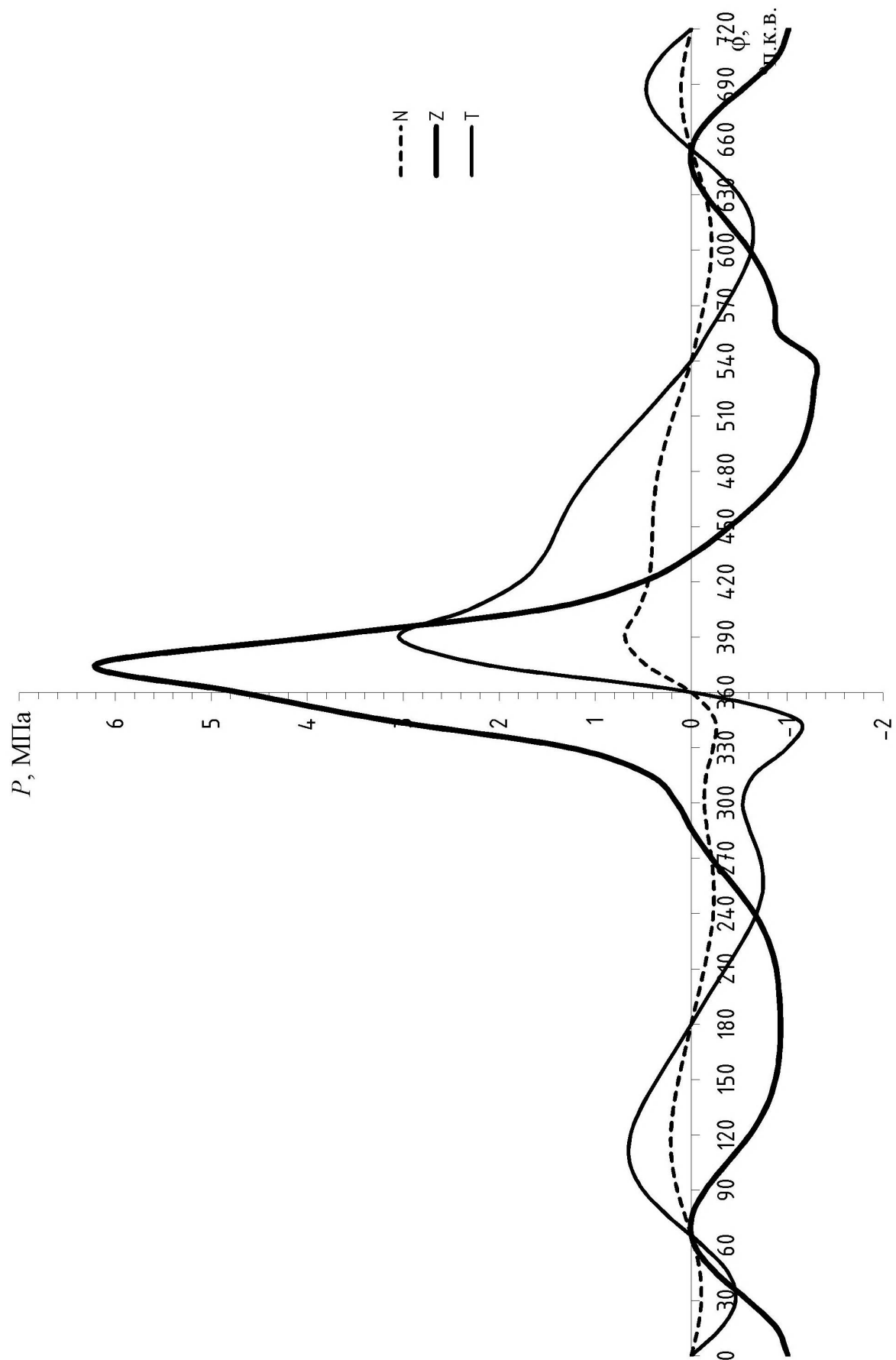


Рис. 2.7. Сили N , Z , T в МПа

2.6 Висновок до розділу

Розрахунок робочого циклу було виконано для номінального режиму роботи двигуна без відключення циліндрів. За результатами перевірного розрахунку робочого циклу двигуна типу 12ЧН 18/20 було отримано основні параметри, що характеризують його роботу.

Показник економічності двигуна, зокрема питома ефективна витрата пального, становить 218 г/(кВт·год.). Це свідчить про те, що двигун відноситься до машин з високим економічним показником і може конкурувати з іншими аналогічними двигунами за потужністю або розмірами.

Середній ефективний тиск двигуна (P_e) дорівнює 0,983 МПа, а ефективний коефіцієнт корисної дії (ККД) двигуна становить 0,388. Максимальний тиск робочого тіла не перевищує 7,7 МПа, а максимальна температура досягає 1640 К, що відповідає класичним рекомендаціям для цих параметрів.

Отримані результати дають важливу інформацію для подальших розрахунків і дозволяють оцінити економічний ефект від використання системи відключення частини циліндрів на часткових режимах навантаження. Ці дані будуть корисні для вдосконалення проектів і оцінки ефективності двигунів у різних режимах експлуатації.

					КРМ.142.6221мз.07.02.ПЗ	Лист
						40
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

Створення системи відключення циліндрів для двигуна типу 12ЧН 18/20

3.1 Вступ

Для визначення доцільності модернізації необхідно здійснити моделювання робочого циклу двигуна за характеристикою споживача для режиму роботи всіх дванадцяти циліндрів, а також для режиму, в якому частина циліндрів відключається на часткових навантаженнях. Після цього результати моделювання слід порівняти. Якщо витрата пального на часткових режимах при частковому відключенні циліндрів буде меншою, ніж при роботі всіх циліндрів, то можна зробити висновок, що модернізація є доцільною та економічно обґрунтованою.

План роботи:

1. Отримання характеристик споживача для моделювання часткових режимів роботи.
2. Моделювання роботи двигуна типу 12ЧН 18/20 без відключення циліндрів за характеристикою споживача для п'яти режимів.
3. Моделювання роботи двигуна типу 12ЧН 18/20 з відключенням чотирьох циліндрів за характеристикою споживача для п'яти режимів.
4. Порівняння основних параметрів двигуна в різних режимах.
5. Розробка конструктивних рішень для відключення частини циліндрів та забезпечення ефективної роботи двигуна на восьми циліндрах.

3.2 Побудова характеристики споживача

Двигун 12ЧН 18/20 використовується для приводу дизель-генератора. Для розрахунку часткових режимів застосовується програма «Розрахунок змінних параметрів», розроблена в середовищі програмування *Excel*. Характеристика споживача (рис. 3.1) будується у відносних координатах [4] на основі результатів розрахунку, представлених у табл. 3.1.

					КРМ.142.6221мз.07.03.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		41

$$N_e/N_{en} = f(n/n_n),$$

де N_e – ефективна потужність на обраному режимі, кВт;

N_{en} – ефективна потужність на номінальному режимі, кВт;

n – частота обертів колінчатого валу на обраному режимі, хв⁻¹;

n_n – частота обертів колінчатого валу на номінальному режимі, хв⁻¹.

Таблиця 3.1. Відносні параметри для побудови навантажувальної характеристики

$n, \%$	100	100	100	100	100
$N_e, \%$	100	90	80	50	20

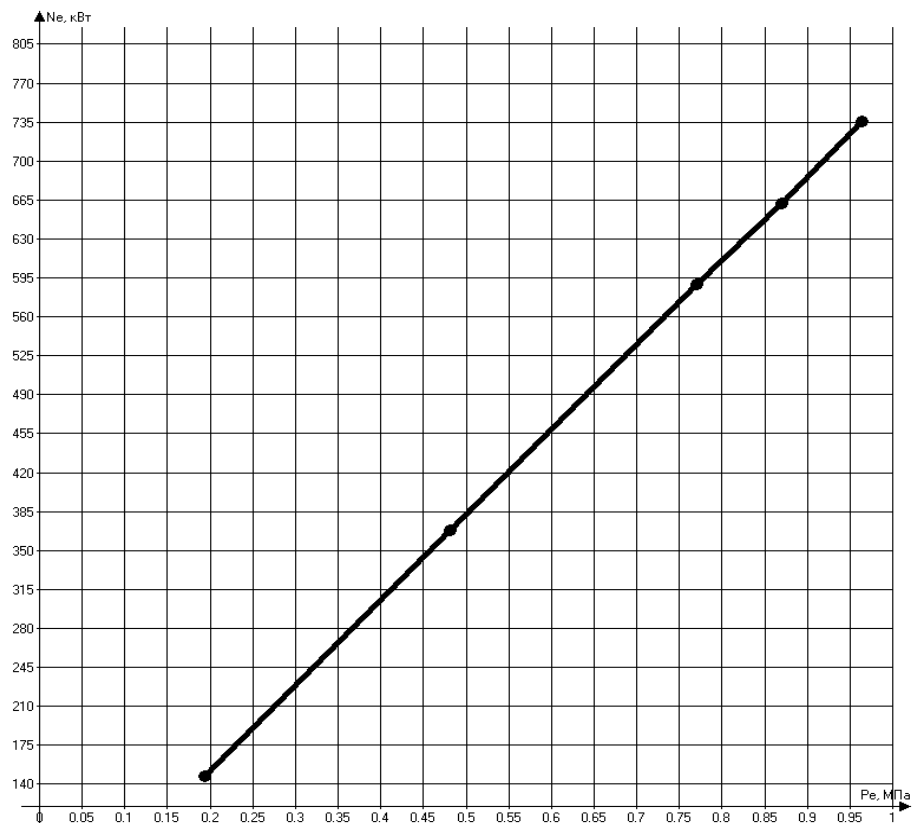


Рис. 3.1. Навантажувальна характеристика

3.3 Моделювання двигуна типу 12ЧН 18/20 без відключення циліндрів згідно з характеристикою споживача для п'яти режимів

Моделювання робочого циклу двигуна типу 12ЧН 18/20 без відключення циліндрів за характеристикою споживача для п'яти режимів виконувалося за тією ж методикою розрахунку, яка описана в другому розділі дипломного проєкту. Під час моделювання часткових режимів значення деяких параметрів вихідних даних змінювалися відповідно до результатів попередніх розрахунків змінних параметрів. Результати розрахунку п'яти режимів роботи двигуна наведено в підсумковій табл. 3.2.

Таблиця 3.2. *Результати моделювання двигуна типу 12ЧН 18/20 без відключення циліндрів*

Параметри, позначення, од. виміру			Значення параметрів				
			n , об/хв				
			1500	1500	1500	1500	1500
Ефективна потужність	N_e	кВт	750	662,3	588,7	367	147,3
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	0,983	0,86	0,774	0,483	0,192
Питома витрата пального	g_e	кг/кВт г	0,2177	0,2348	0,2356	0,2403	0,2866
Ефективний ККД	η_e		0,388	0,358	0,357	0,352	0,293
Індикаторний ККД	η_i		0,445	0,393	0,396	0,413	0,424
Механічний ККД	η_m		0,92	0,9012	0,9018	0,8517	0,6968
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,237	0,1665	0,1562	0,1457	0,1305
Температура повітря в ресивері	T_s	К	324,2	313,6	310,8	307,8	303,1
Тиск газів перед турбіною	P_t	МПа	0,225	0,155	0,16	0,149	0,118
Температура газів перед турбіною	T_t	К	742,8	625	610,7	530,2	445,1
Відношення P_t / P_k	ψ_t		0,92	0,9383	0,9567	1,013	1,0671
Коефіцієнт надлишку повітря	α		2,7	2	2,12	2,99	6,95
Коефіцієнт наповнення	η_n		0,953	0,954	0,953	0,94	0,948
Тиск робочого тіла в точці z	P_z	МПа	7,724	7,474	6,937	6,391	5,598
Температура робочого тіла в точці z	T_z	К	1640	1604	1555	1504	1422
Тиск робочого тіла в точці b	P_b	МПа	0,588	0,472	0,436	0,351	0,273
Температура робочого тіла в точці b	T_b	К	921,1	896,6	866,4	716,8	573,5
Тиск робочого тіла в точці c	P_c	МПа	5,942	5,64	5,293	4,929	4,398
Температура робочого тіла в точці c	T_c	К	864,9	798,9	790,5	781,9	768,5

3.3.1 Побудова графіків залежностей основних параметрів робочого циклу двигуна від умов його експлуатації

На основі результатів розрахунків, представлених у табл. 3.2, будуються графічні залежності основних параметрів двигуна від частоти обертання колінчатого валу, які відображені нарис. 3.2. ... 3.12.

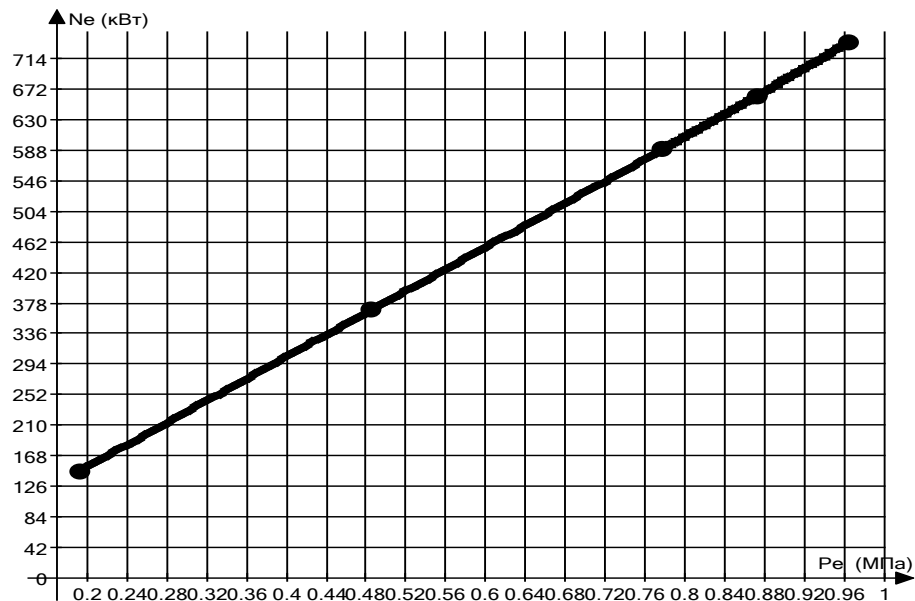


Рис. 3.2. Залежність ефективної потужності від середнього ефективного тиску

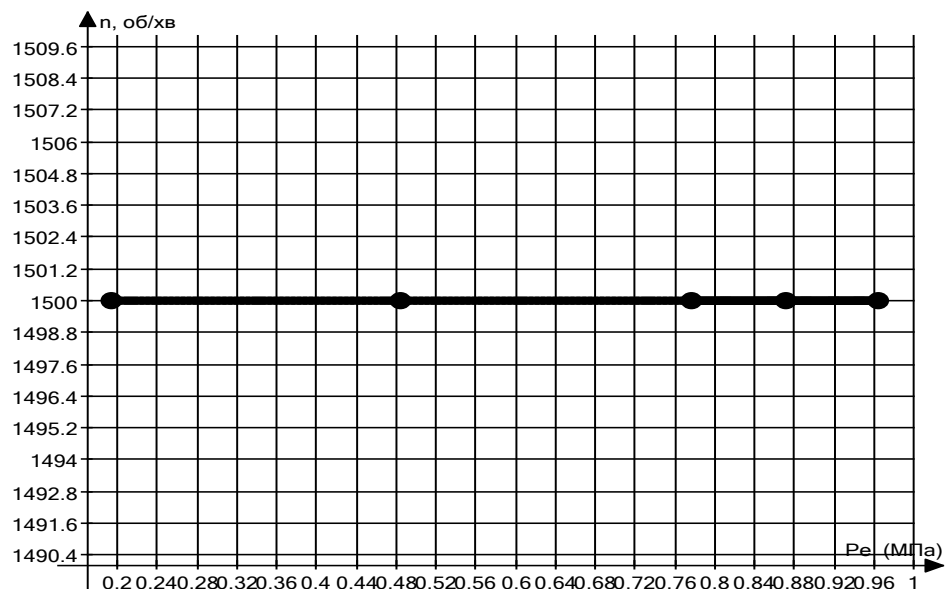


Рис. 3.3. Залежність обертів від середнього ефективного тиску

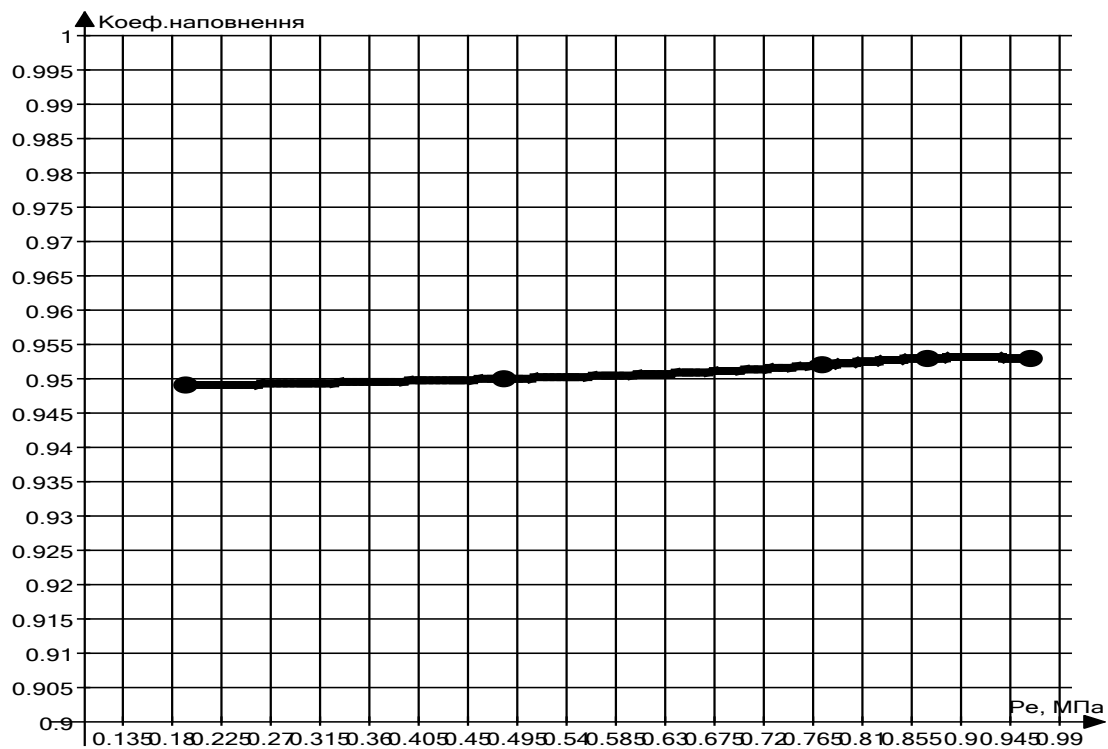


Рис. 3.4. Залежність коефіцієнту наповнення від середнього ефективного тиску

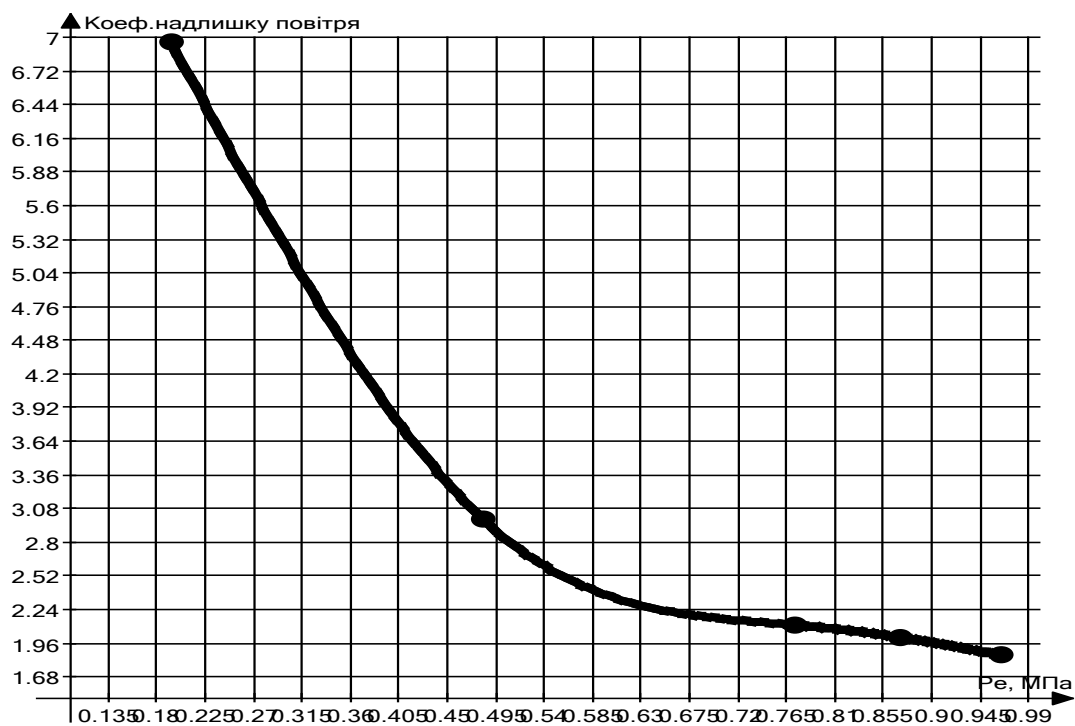


Рис. 3.5. Залежність коефіцієнту надлишку повітря
від середнього ефективного тиску

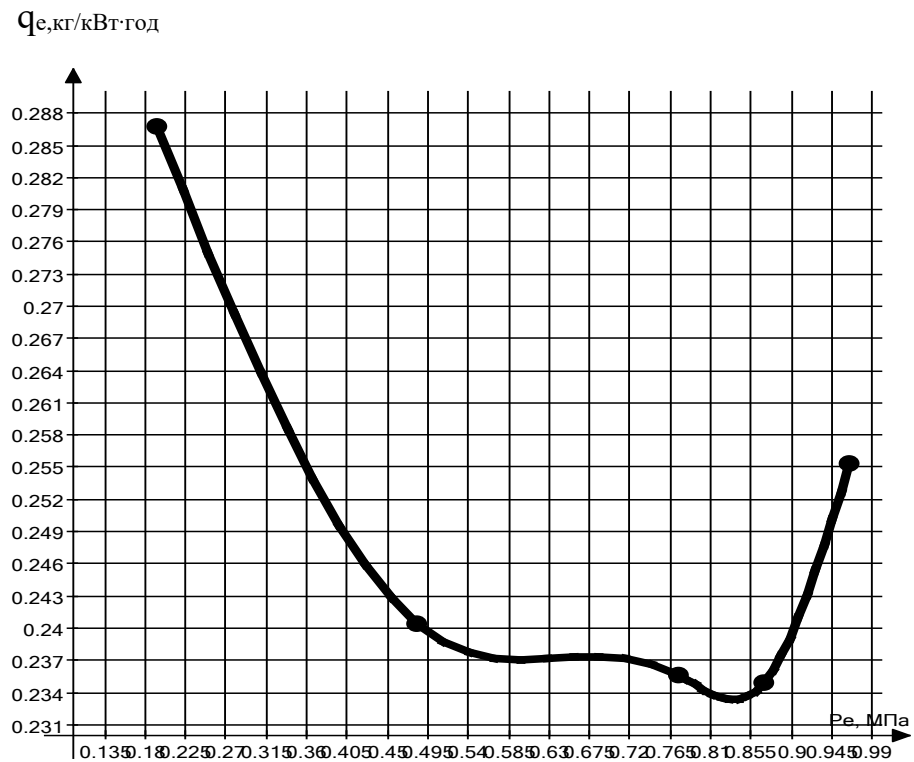


Рис. 3.6. Залежність питомої витрати палива від середнього ефективного тиску

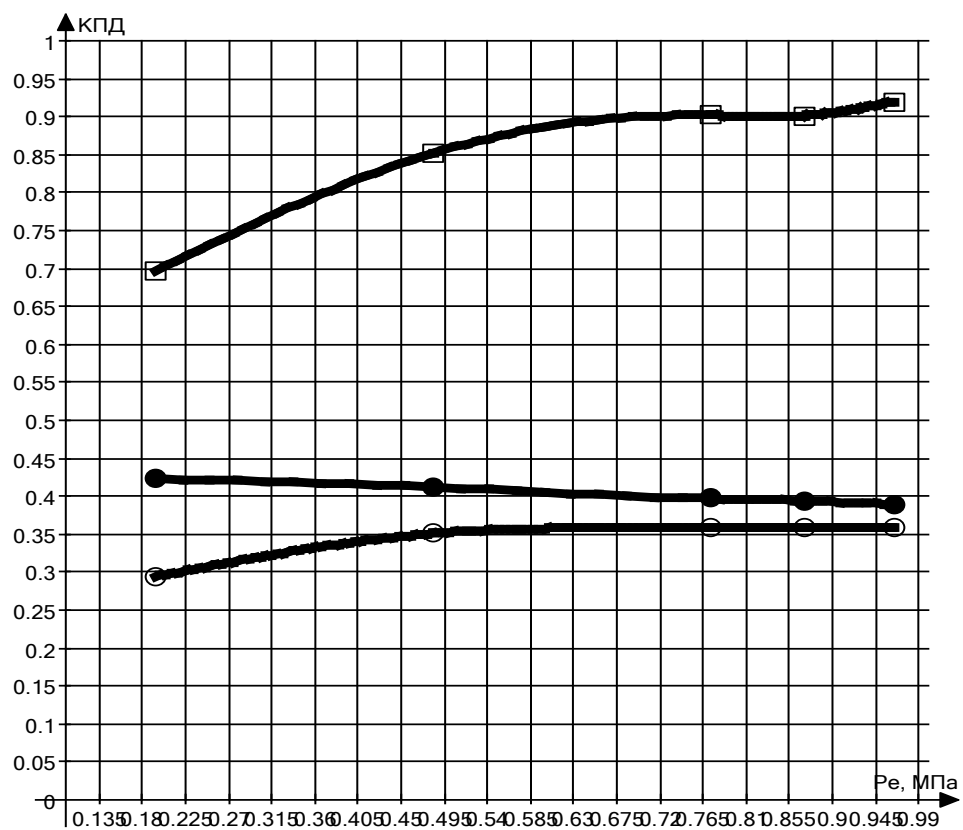


Рис. 3.7. Залежність ККД двигуна від середнього ефективного тиску

η_e — ●—●—, η_i — ○—○—, η_m — □—□—

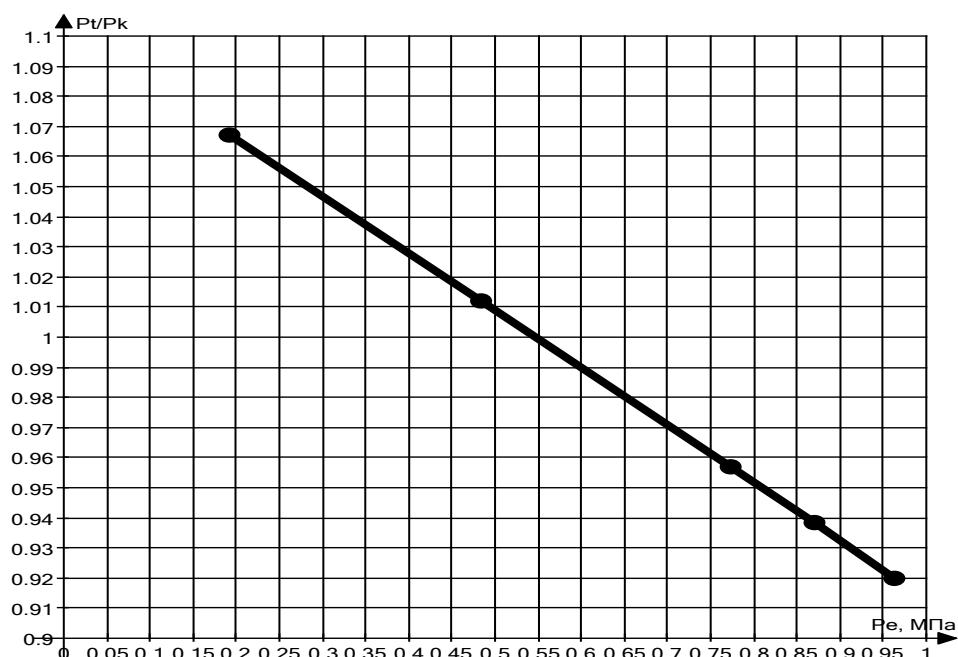


Рис. 3.8. Залежність тиску газів перед турбіною до тиску газів за компресором від середнього ефективного тиску

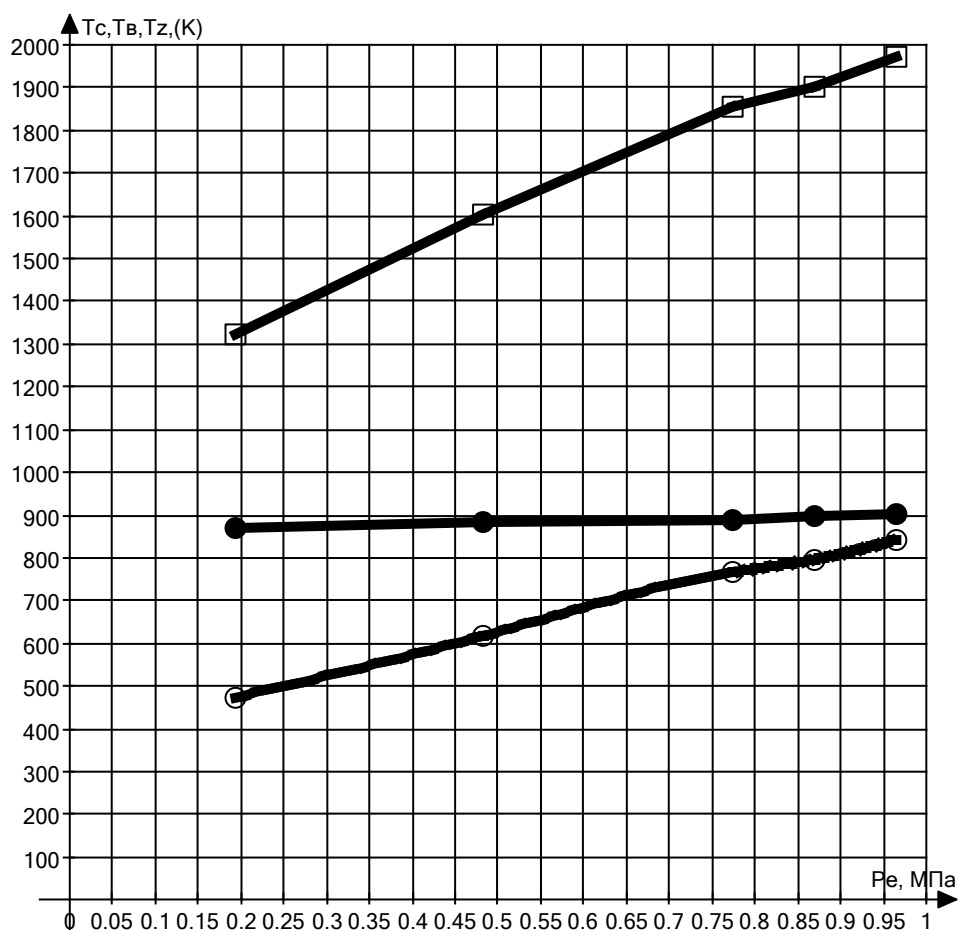


Рис. 3.9. Залежність температурного циклу від середнього ефективного тиску
 T_c — ●—●—, T_b — ○—○—, T_z — □—□—

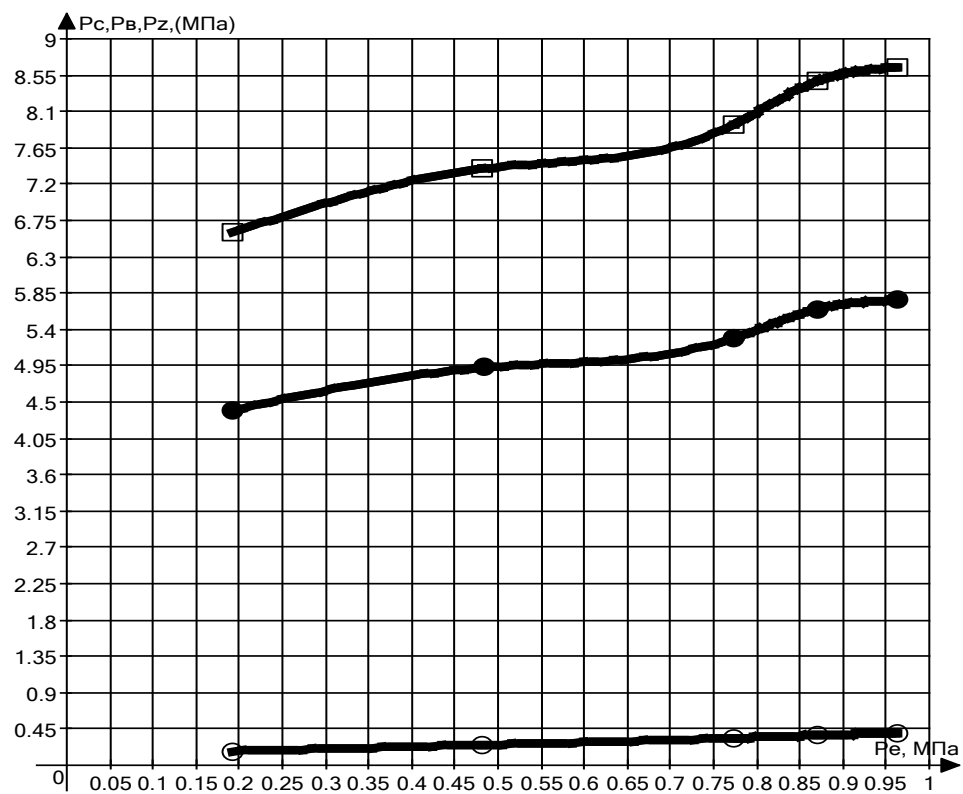


Рис. 3.10. Залежність тиску від середнього ефективного тиску

P_c — ●—●—, P_b — ○—○—, P_z — □—□—

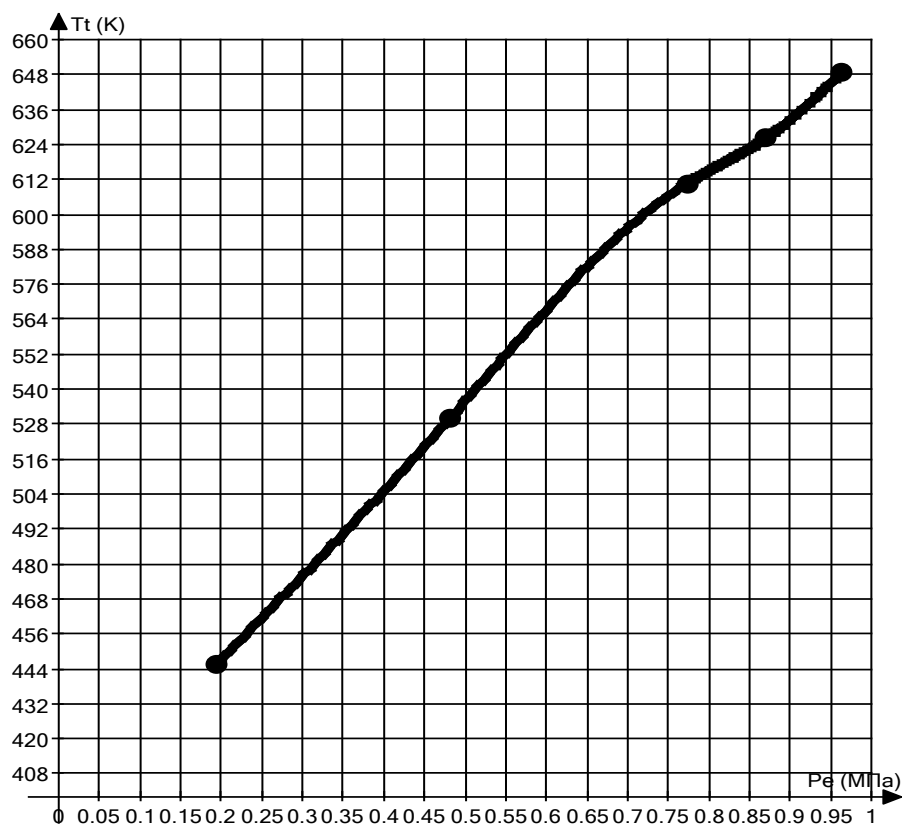


Рис. 3.11. Залежність температури газів перед турбіною від середнього ефективного тиску

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

KPM.142.6221мз.07.03.ПЗ

Лист

48

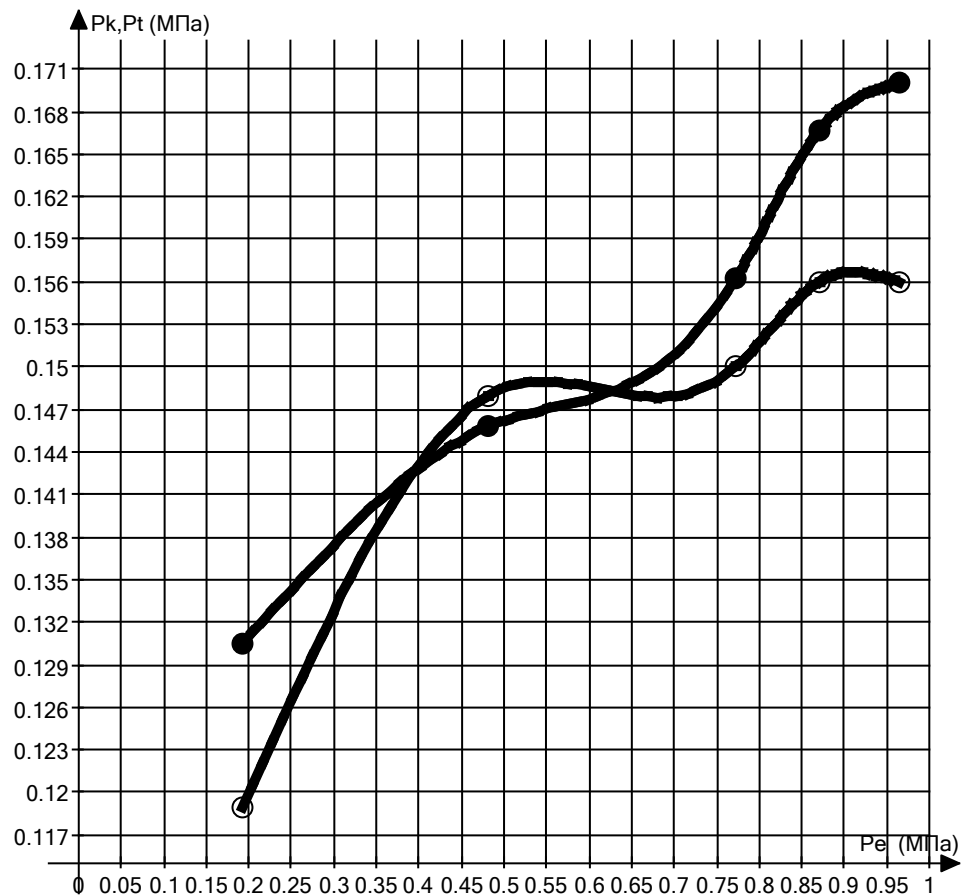


Рис. 3.12. Залежність тиску повітря за комп. і тиску газів перед турбіною від середнього ефективного тиску
 P_k — —●—●—, P_t — —○—○—.

3.4 Моделювання роботи двигуна типу 12ЧН 18/20 з вимкненням чотирьох циліндрів згідно з характеристикою споживача для п'яти режимів роботи

Передбачається, що система керування циліндрами двигуна типу 12ЧН 18/20 на часткових режимах повинна припинити подачу палива до чотирьох циліндрів, що сприятиме зниженню витрати пального. У зв'язку з цим розрахунок для першого номінального режиму залишається незмінним, а моделювання наступних чотирьох режимів виконується для восьми активних циліндрів.

Технічне відключення циліндрів здійснюється шляхом припинення подачі пального та закриття впускних і випускних клапанів. Система управління двигуном може вимикати окремі циліндри для зменшення витрат палива та

зниження рівня вихлопних газів. У вимкнених циліндрах не відбувається впускування палива, а впускні й випускні клапани закриваються таким чином, що не виникають втрати тиску.

Для розрахунку використовуються ті самі програми, що й для аналізу режимів без конструктивних змін (на основі MathCAD та Excel). Результати розрахунків узагальнюються та представлені в табл. 3.3, аналогічно до табл. 3.2.

Таблиця 3.3. Результати моделювання двигуна типу 12ЧН 18/20 із відключенням чотирьох циліндрів

Залежні параметри			Незалежний параметр				
			n , об/хв				
			1500	1500	1500	1500	1500
Ефективна потужність	N_e	кВт	750	443	395	264	98
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	0,963	0,868	0,774	0,484	0,192
Питома витрата палива	g_e	кг/кВт г	0,2352	0,2289	0,2297	0,2342	0,277
Ефективний ККД	η_e		0,357	0,367	0,366	0,359	0,303
Індикаторний ККД	η_i		0,388	0,394	0,397	0,412	0,422
Механічний ККД	η_m		0,919	0,93	0,92	0,871	0,719
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,1699	0,1671	0,1578	0,1466	0,1306
Температура повітря в ресивері	T_s	К	314,5	320,8	317,5	313,2	306,9
Тиск газів перед турбіною	P_t	МПа	0,155	0,156	0,15	0,147	0,138
Температура газів перед турбіною	T_t	К	648,5	618,2	602,8	525,9	442
Відношення P_t / P_k	ψ_t		0,9199	0,9383	0,9567	1,0119	1,0669
Коефіцієнт надлишку повітря	α		1,85	2,08	2,21	3,25	6,23
Коефіцієнт наповнення	η		0,952	0,952	0,951	0,95	0,948
Тиск робочого тіла в точці z	P_z	МПа	8,65	8,505	8,021	7,439	6,603
Температура робочого тіла в точці z	T_z	К	1970	1881	1832	1596	1309
Тиск робочого тіла в точці b	P_b	МПа	0,4	0,365	0,333	0,25	0,171
Температура робочого тіла в точці b	T_b	К	841,5	782,7	752,4	609,8	468,8
Тиск робочого тіла в точці c	P_c	МПа	5,766	5,67	5,347	4,959	4,402
Температура робочого тіла в точці c	T_c	К	901,2	899,2	891,9	882,5	868,6

3.4.1 Порівняння графічних залежностей основних параметрів робочого циклу двигуна від режиму його роботи

На основі результатів розрахунків, представлених у табл. 3.3, будуються графічні залежності основних параметрів двигуна від середнього ефективного тиску, які відображені на рис. 3.13. ... 3.23.

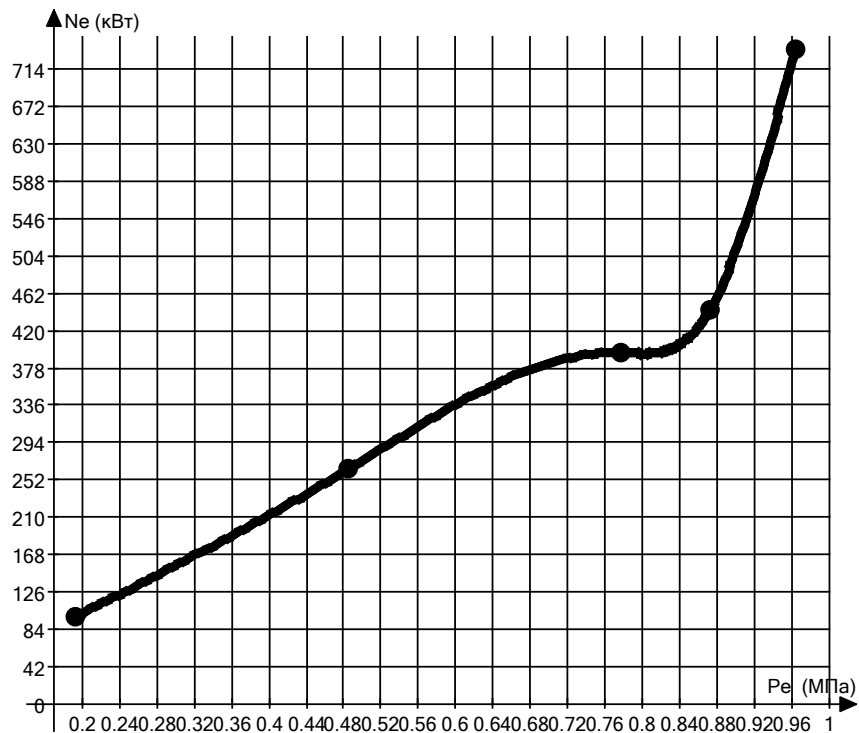


Рис. 3.13. Залежність ефективної потужності від середнього ефективного тиску

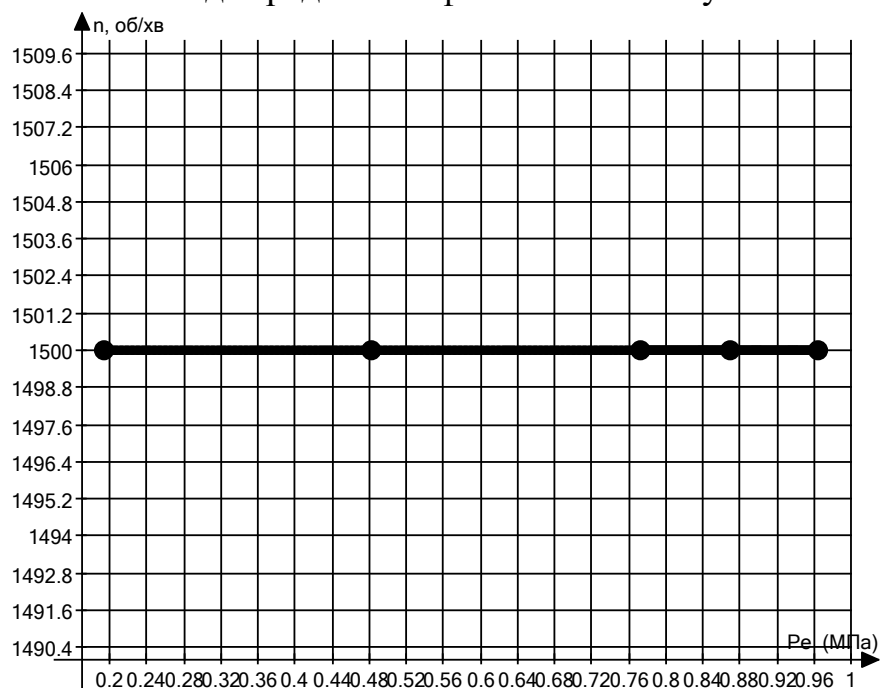


Рис. 3.14. Залежність обертів від середнього ефективного тиску

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

КРМ.142.6221мз.07.03.ПЗ

Лист

51

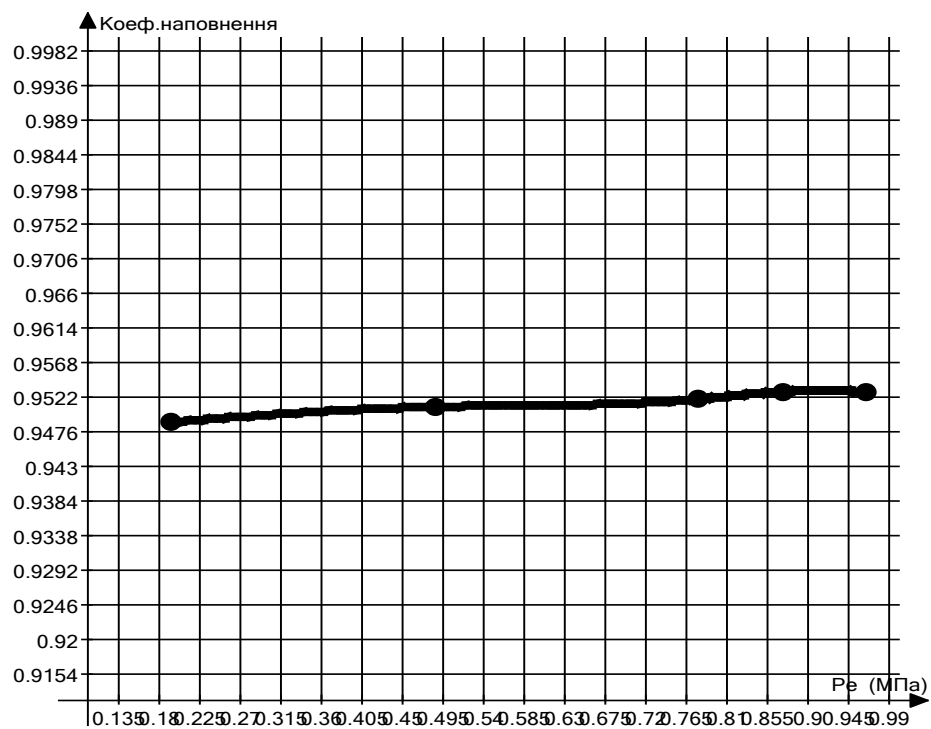


Рис. 3.15. Залежність коефіцієнту наповнення від середнього ефективного тиску

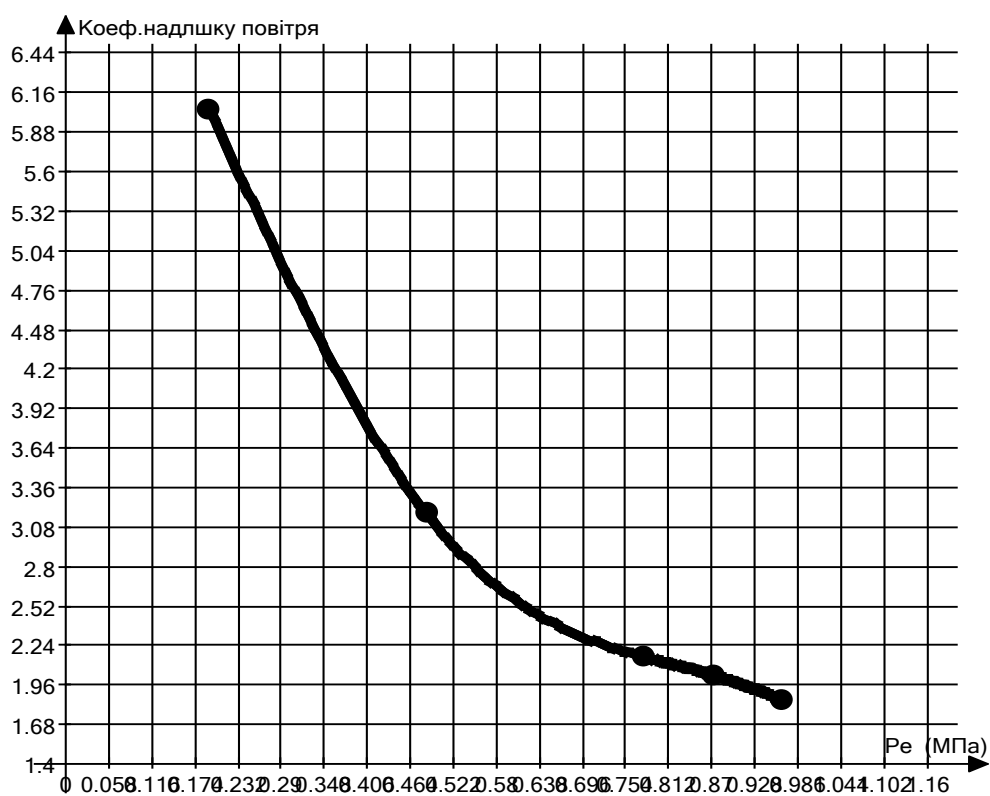


Рис. 3.16. Залежність коефіцієнту надлишку повітря
від середнього ефективного тиску

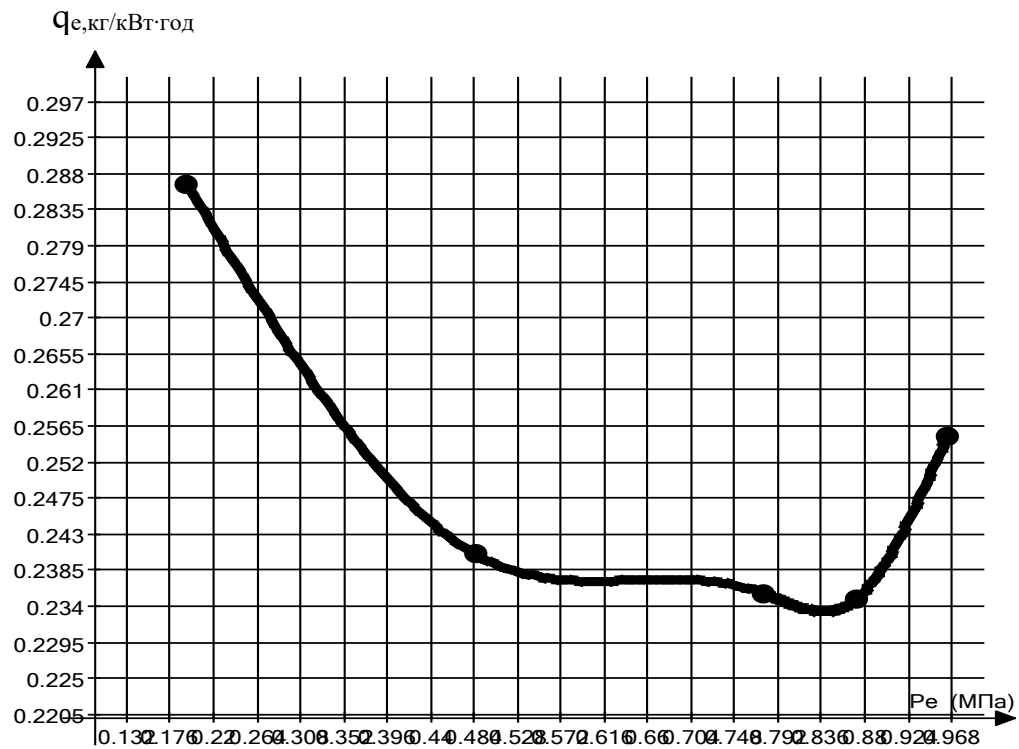


Рис. 3.17. Залежність питомої витрати палива від середнього ефективного тиску

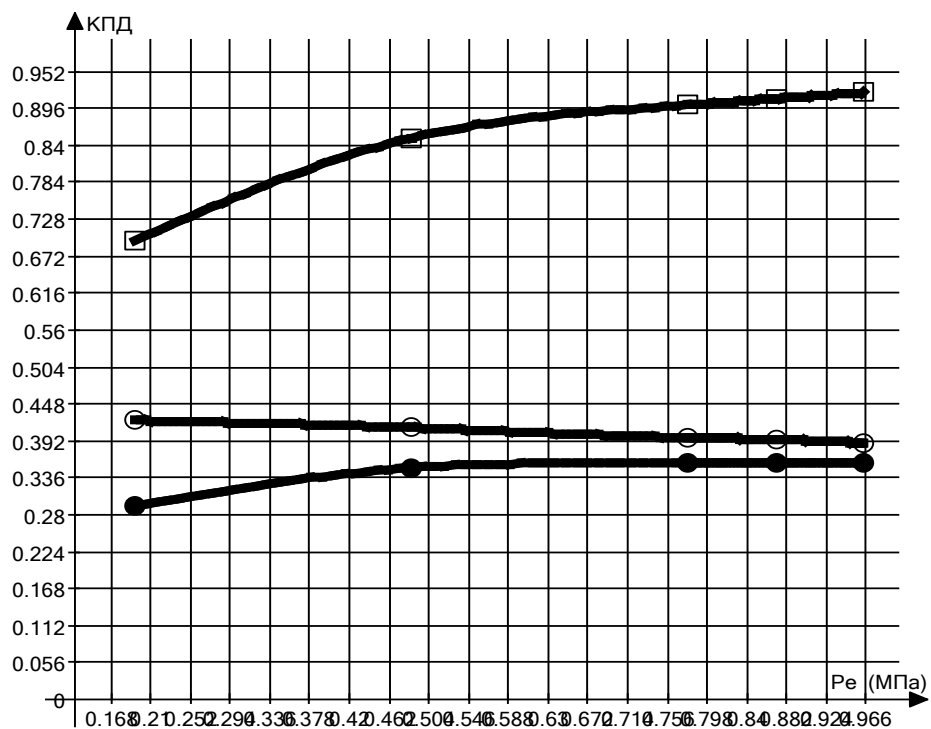


Рис. 3.18. Залежність ККД двигуна від середнього ефективного тиску
 η_e — ●—●—, η_i — ○—○—, η_m — □—□—

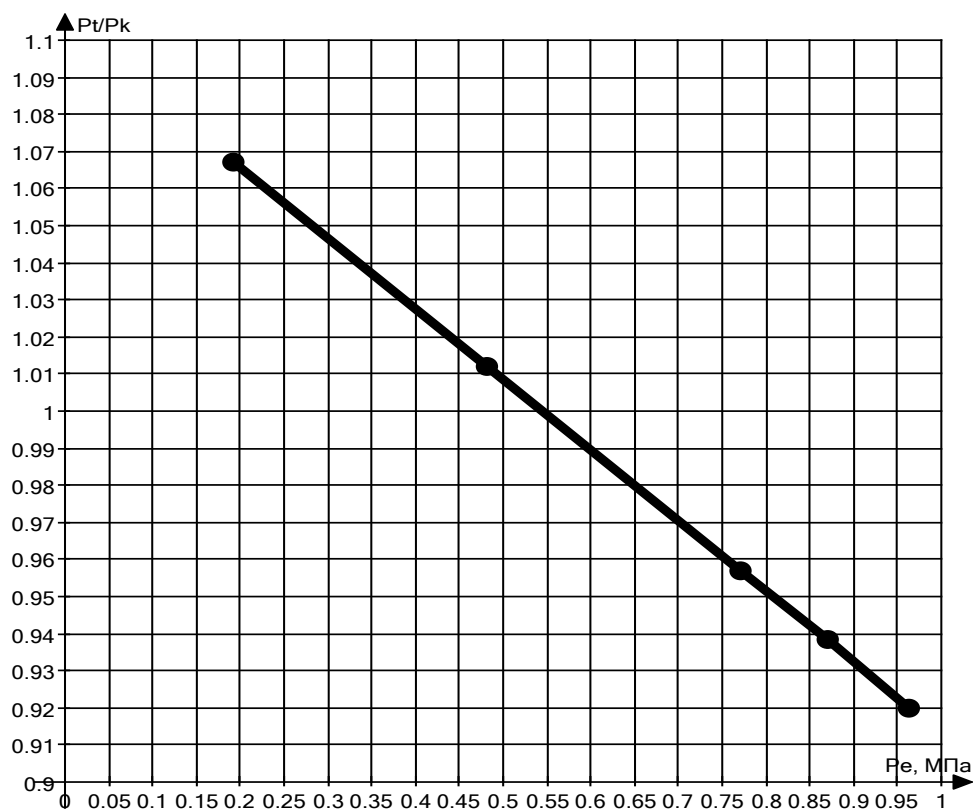


Рис. 3.19. Зал. тиску газів перед турбіною до тиску газів за компресором від середнього ефективного тиску

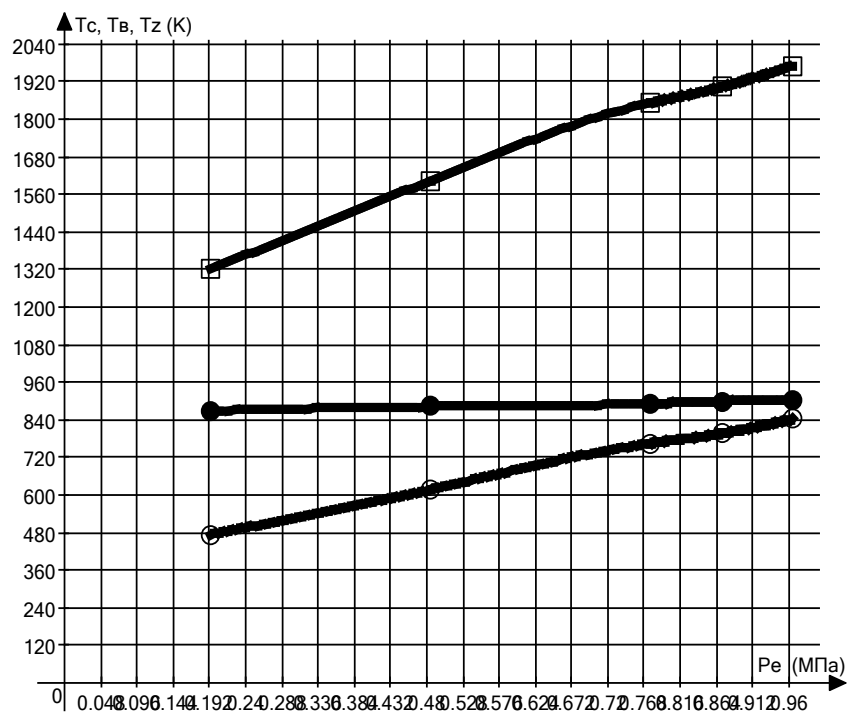


Рис. 3.20. Залежність температурного циклу від середнього ефективного тиску

T_c — —●—●— , T_b — —○—○— , T_z — —□—□—

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

КРМ.142.6221мз.07.03.ПЗ

Лист

54

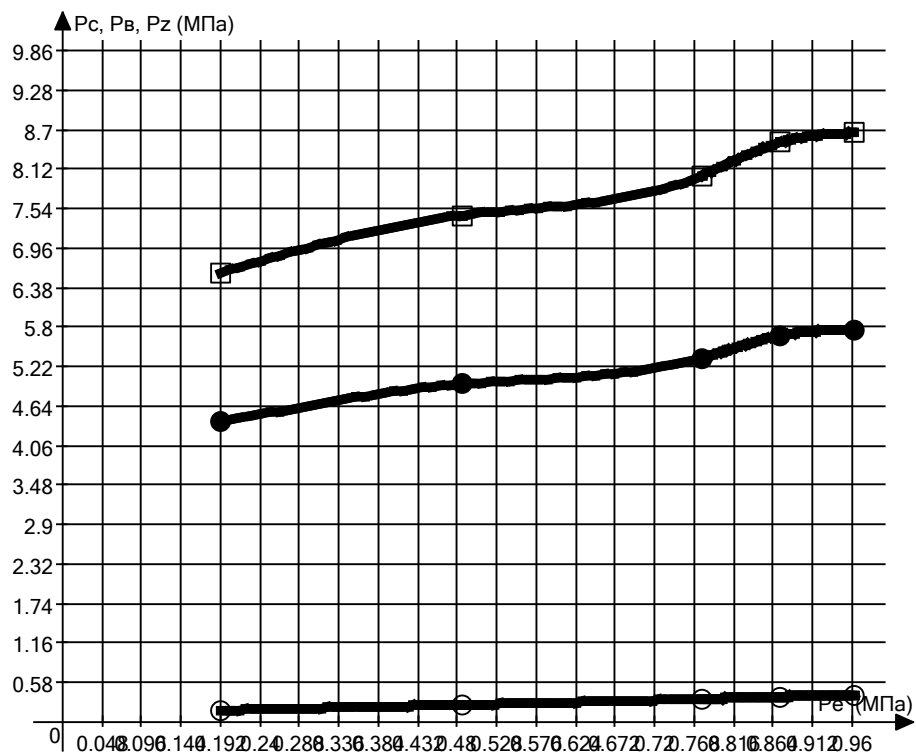


Рис. 3.21. Залежність тиску від серед. ефект. тиску
 P_c — $\blacksquare$ — $\blacksquare$ — , P_b — $\bullet$ — $\bullet$ — , P_z — $\circ$ — $\circ$ —

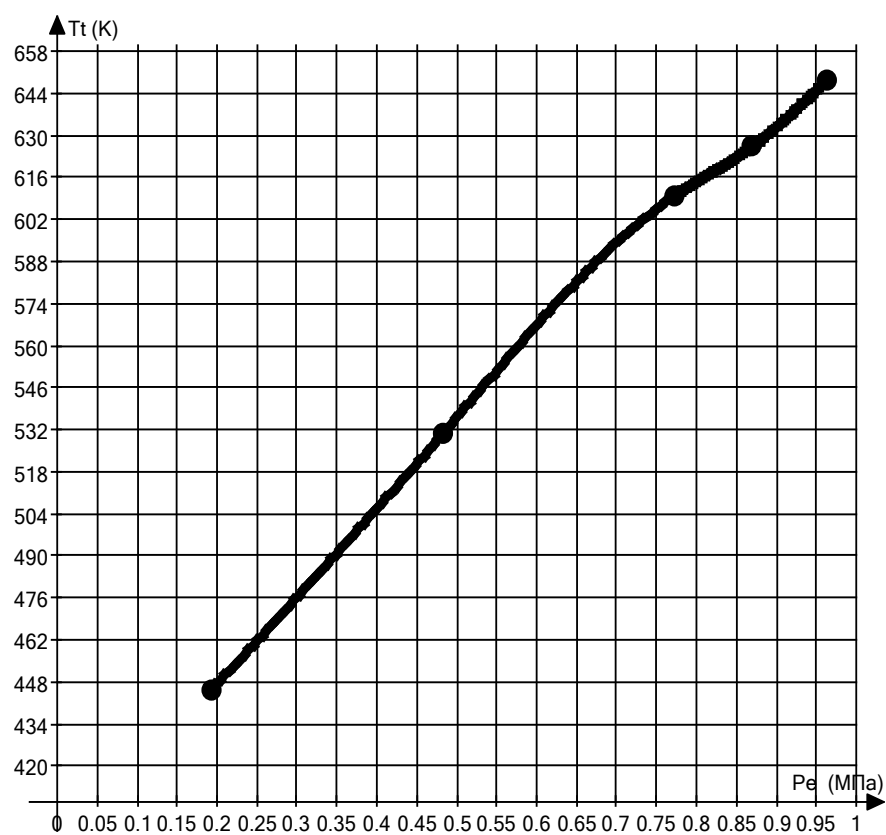


Рис. 3.22. Залежність температури газів перед турбіною
від середнього ефективного тиску

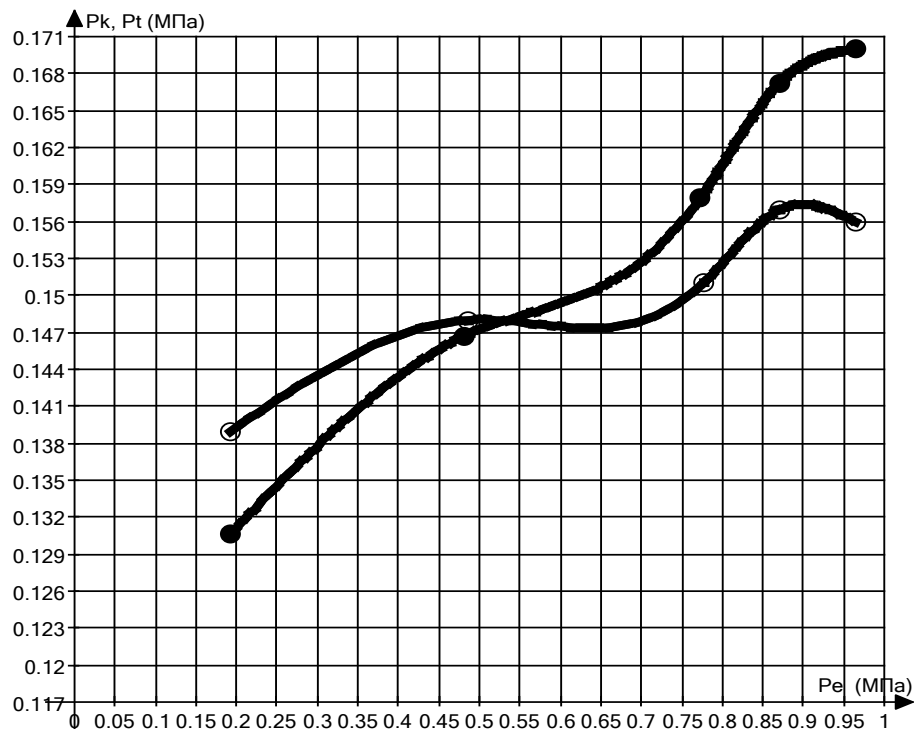


Рис. 3.23. Залежність тиску повітря за компресором і тиску газів перед турбіною від середнього ефективного тиску

P_k — ●—●—●—, P_t — ○—○—○—

3.5 Порівняння основних параметрів двигуна

Найбільший інтерес викликає порівняння показника ефективної питомої витрати пального для режимів часткового навантаження двигуна типу 12ЧН 18/20 із відключенням подачі пального до чотирьох циліндрів та без відключення. Результати порівняння наведені на рис. 3.24.

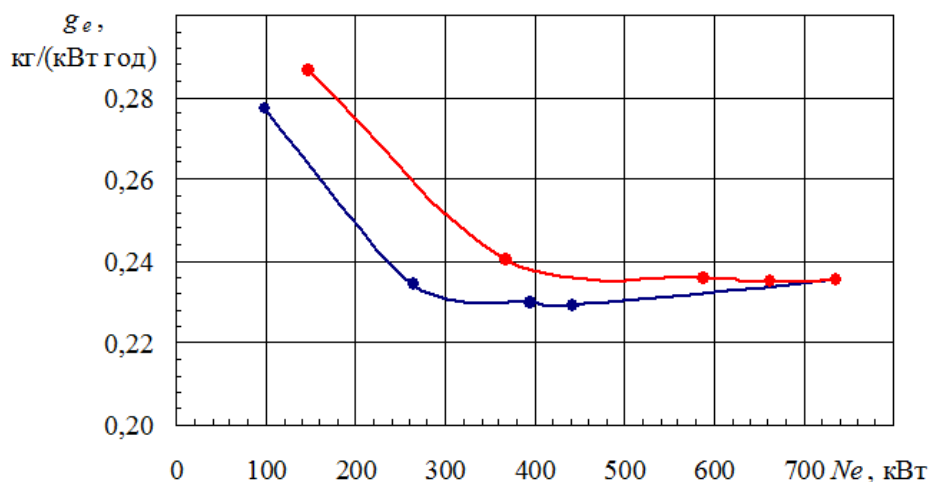


Рис. 3.24. Залежності ефективної питомої витрати пального для двигуна типу 12ЧН 18/20 у всьому діапазоні навантажень

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

КРМ.142.6221мз.07.03.ПЗ

Лист

56

Аналізуючи залежності, представлені на рис. 3.24, можна зробити висновок, що відключення подачі пального до чотирьох циліндрів на режимах часткового навантаження призводить до значного зменшення питомої витрати палива (синя крива на рис. 3.24). Отже, модернізація є доцільною та економічно виправданою.

Далі наводиться порівняння інших параметрів робочого циклу (рис. 3.25...3.33) для роботи двигуна в усіх режимах навантаження із відключенням подачі пального до чотирьох циліндрів та без відключення.

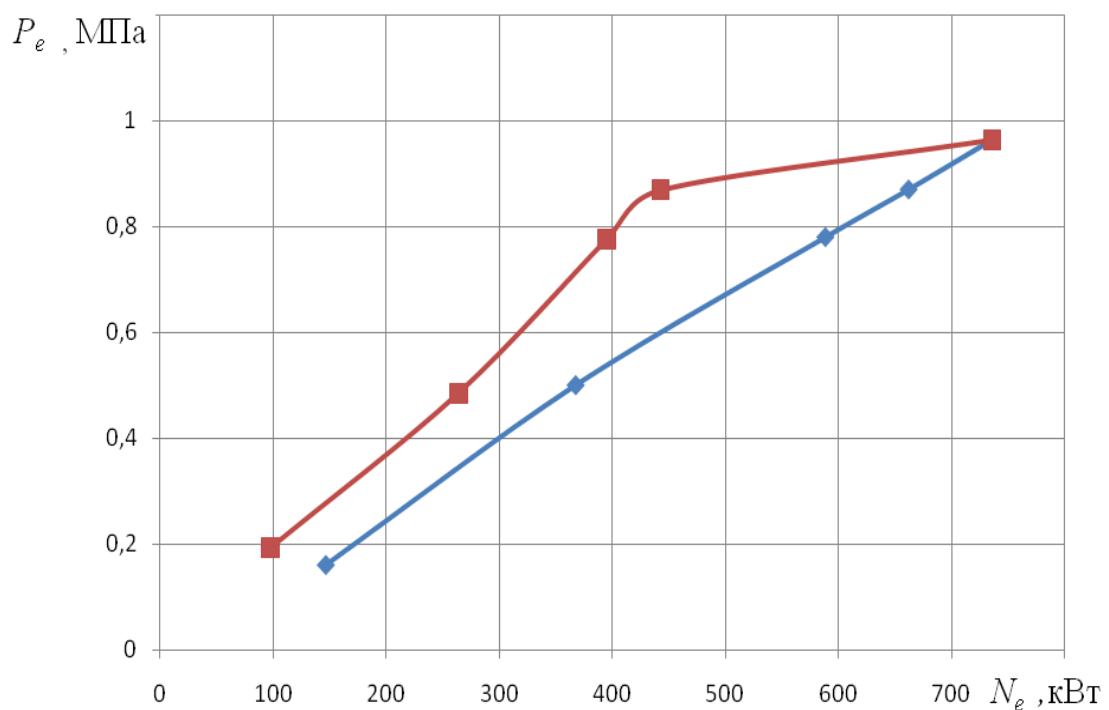


Рис. 3.25. Залежність ефективної потужності для двигуна типу 12ЧН 18/20 у всьому діапазоні навантажень

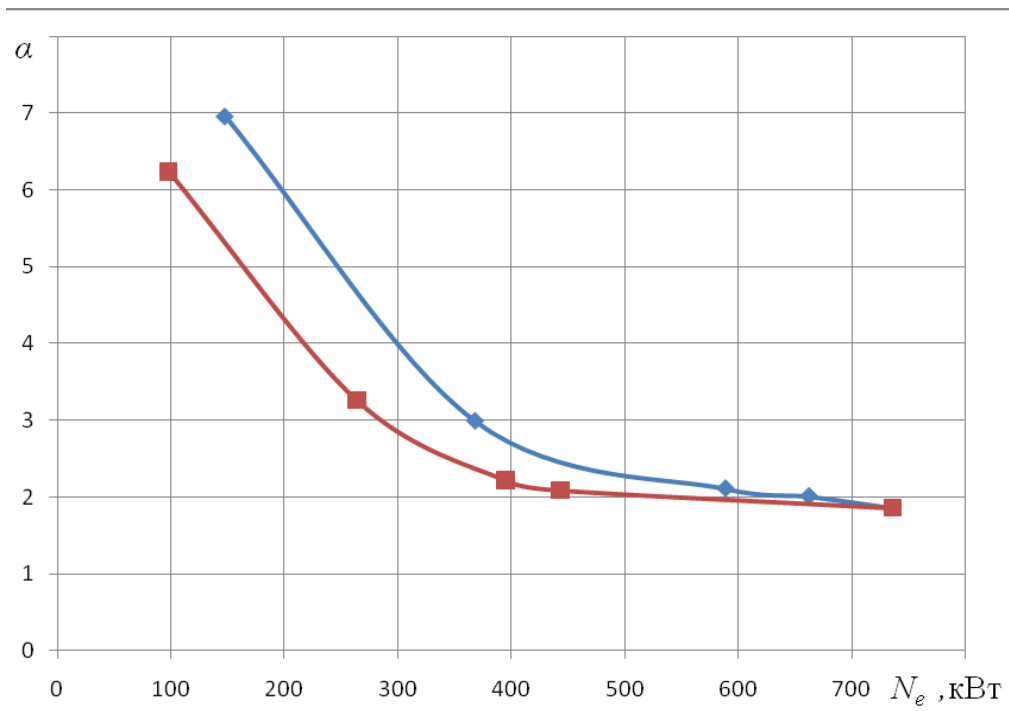


Рис. 3.26. Залежність коефіцієнту надлишку повітря для двигуна типу 12ЧН 18/20 у всьому діапазоні навантажень

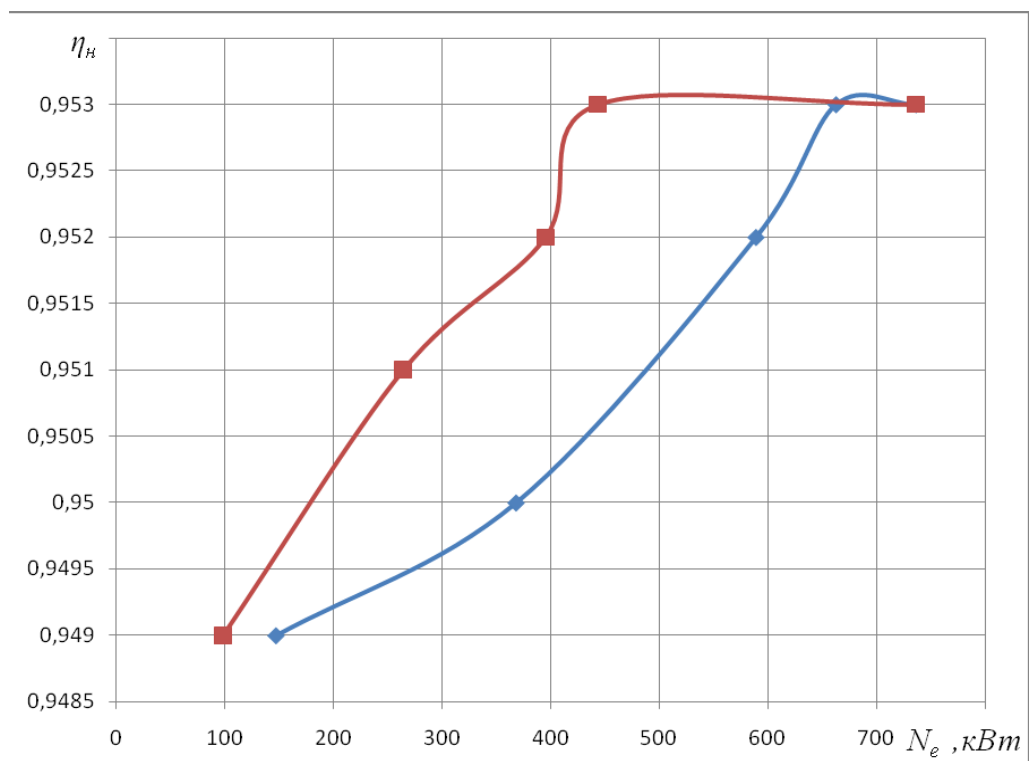


Рис. 3.27. Залежність коефіцієнту наповнення для двигуна типу 12ЧН 18/20 у всьому діапазоні навантажень

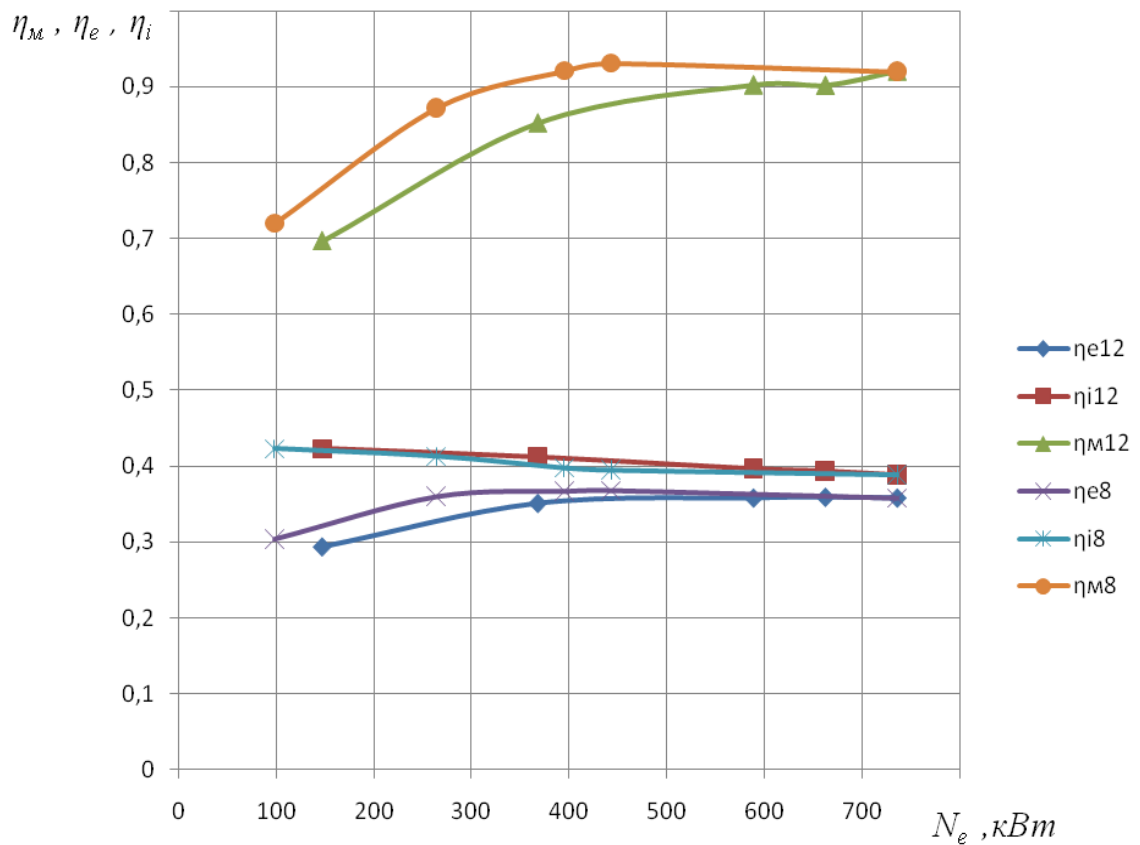


Рис. 3.28. Залежність ККД двигуна
для двигуна типу 12ЧН 18/20 у всьому діапазоні навантажень

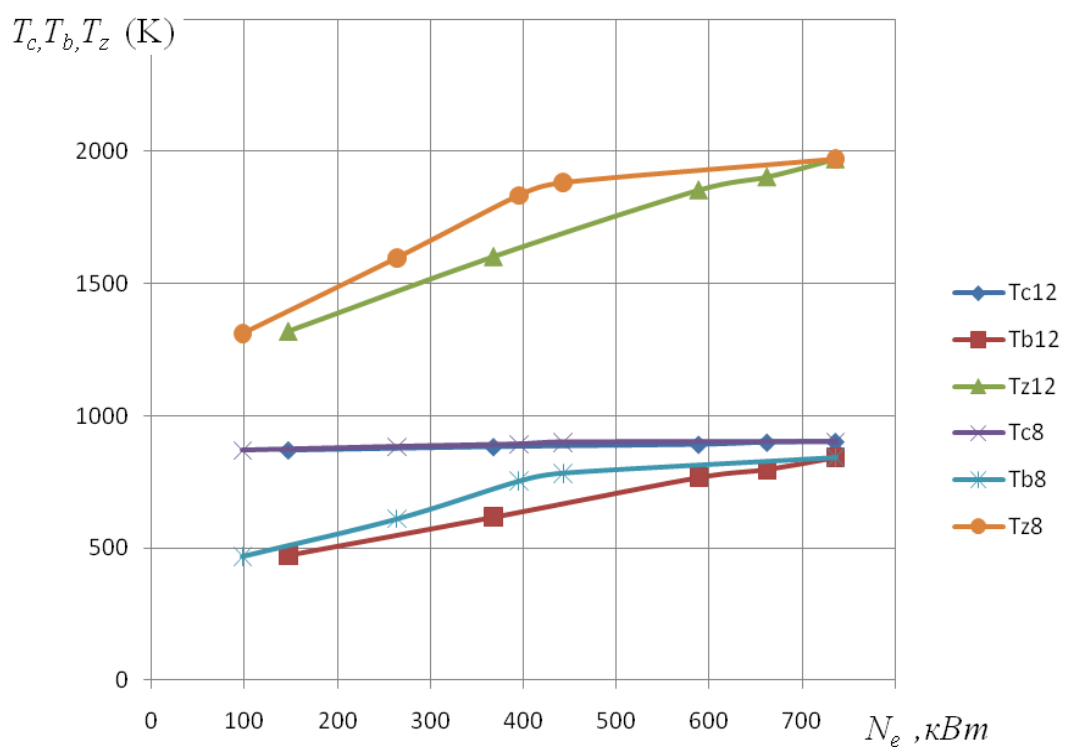


Рис. 3.29. Залежність температурного циклу
для двигуна типу 12ЧН 18/20 у всьому діапазоні навантажень

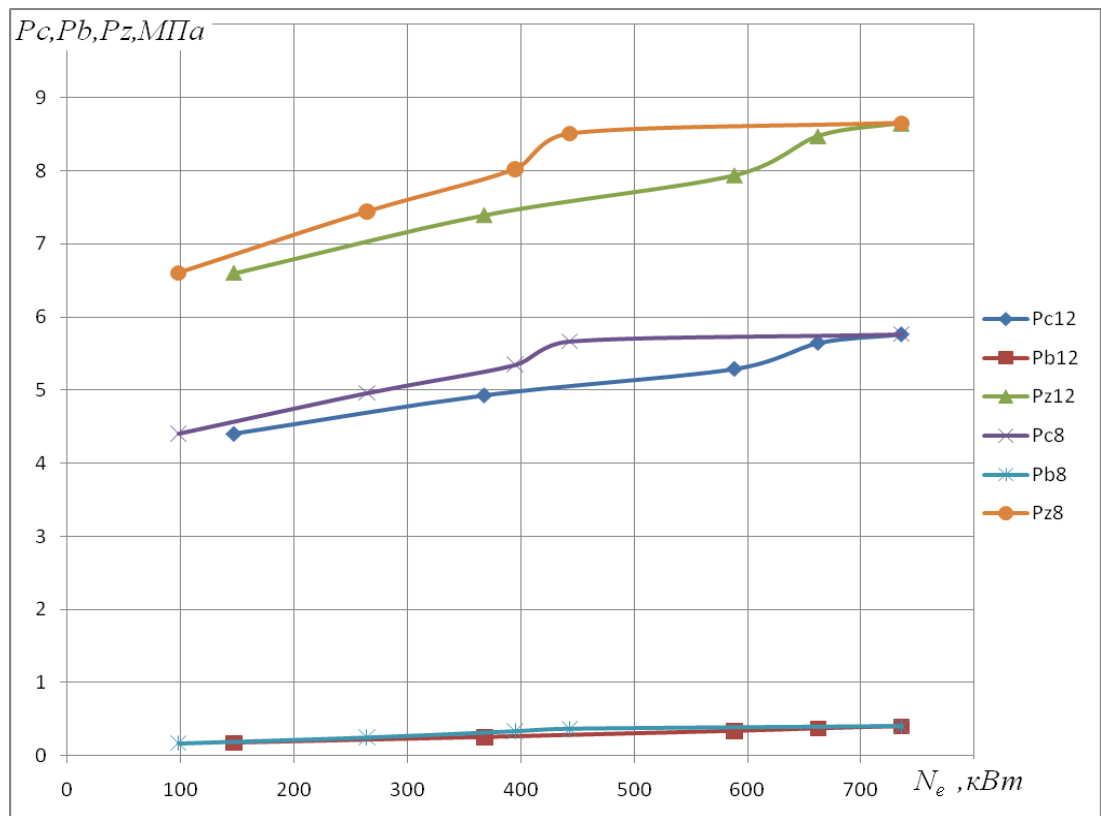


Рис. 3.30. Залежність тиску
для двигуна типу 12ЧН 18/20 у всьому діапазоні навантажень

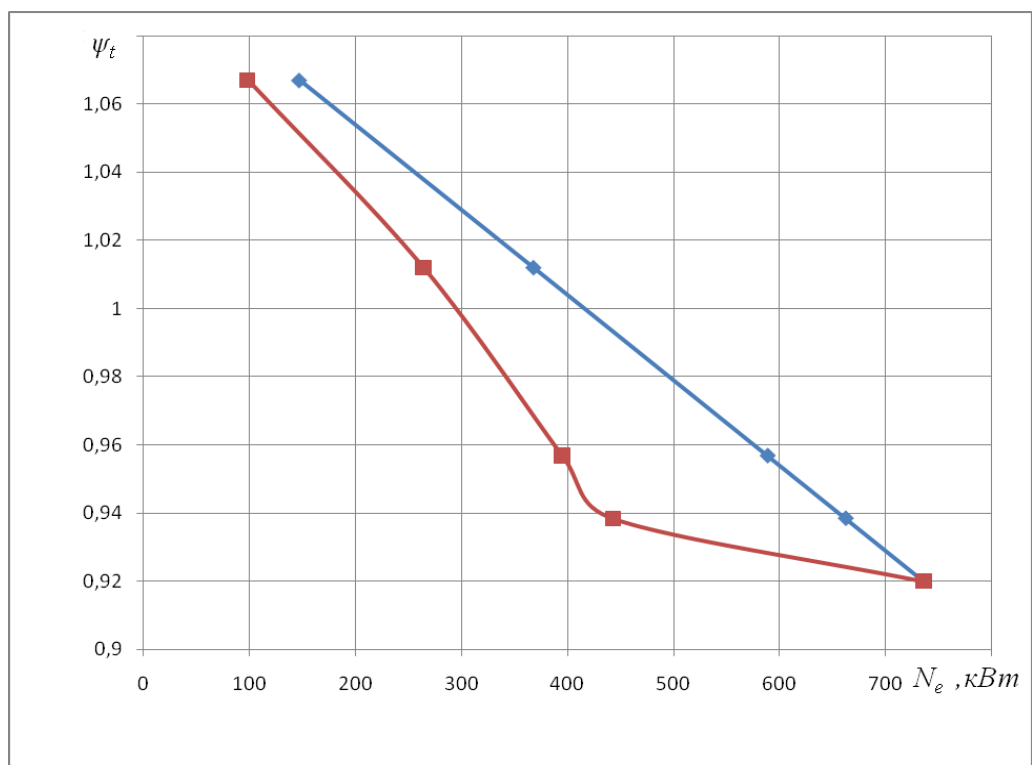


Рис. 3.31. Залежність тиску газів перед турбіною до тиску газів за
компрессором для двигуна типу 12ЧН 18/20 у всьому діапазоні навантажень

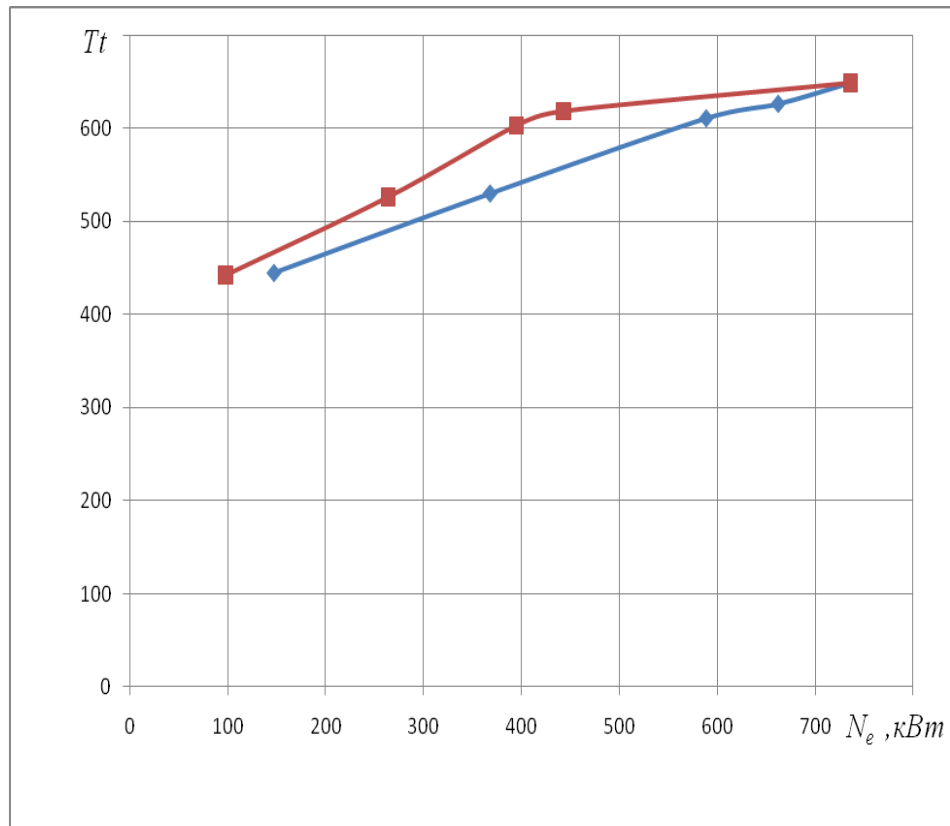


Рис. 3.32. Залежність температури газів перед турбіною для двигуна типу 12ЧН 18/20 у всьому діапазоні навантажень

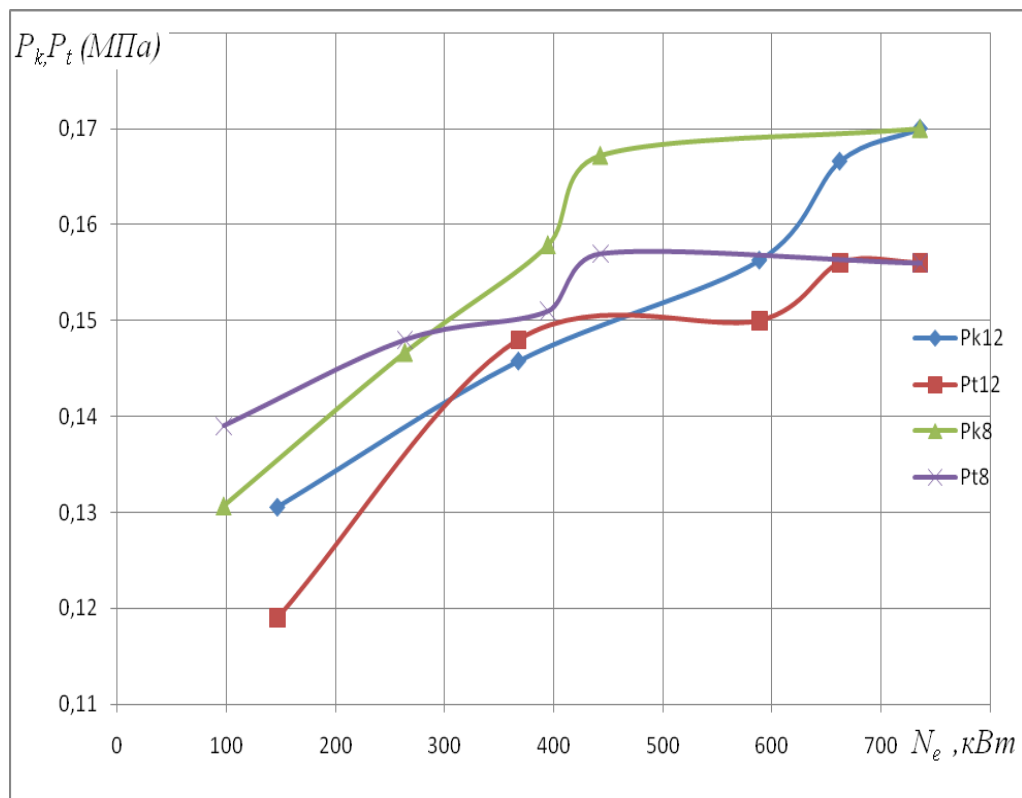


Рис. 3.33. Залежність тиску повітря за компресором і тиску газів перед турбіною для двигуна типу 12ЧН 18/20 у всьому діапазоні навантажень

3.6 Розробка конструктивних рішень для реалізації відключення частини циліндрів та забезпечення ефективної роботи двигуна з активними вісьмома циліндрами

Система відключення циліндрів для максимально широкого діапазону режимів часткового навантаження повністю відключає циліндри 3-лівий, 4-правий та 3-правий, 4-лівий. Це означає, що впускні та випускні клапани цих циліндрів залишаються закритими, а впорскування палива і запалювання не здійснюються. Двигун працює лише на 8 циліндрах. Завдяки цьому інші циліндри отримують більше навантаження, що дозволяє працювати двигуну в більш ефективному діапазоні, що, в свою чергу, призводить до зменшення витрати палива. Для відключення клапанів на кожному з двох розподільних валів встановлено по два виконавчих механізми.

Переваги відключення циліндрів: зменшення втрат на дроселювання. Одним з істотних недоліків бензинових двигунів порівняно з дизельними є необхідність значного дроселювання при часткових навантаженнях, що впливає на витрату палива. Дизельні двигуни можуть працювати з майже повністю відкритою дросельною заслінкою, регулюючи крутний момент шляхом зміни подачі палива за циклом. Натомість у бензинових двигунах практично завжди необхідно підтримувати стехіометричний склад паливо-повітряної суміші, що призводить до великих втрат на дроселювання. Відключення частини циліндрів дозволяє зменшити ці втрати, оскільки обмеження подачі палива здійснюється без необхідності інтенсивного дроселювання ($\lambda = 1$). Тільки за допомогою системи випуску з трикомпонентним каталітичним нейтралізатором можуть бути виконані вимоги екологічних норм. Для кращого розуміння переваг використання 8-циліндрового режиму на подальших малюнках показано положення дросельної заслінки при частковому навантаженні в 8- і 12-циліндрових режимах. У обох випадках блок управління двигуном розраховує необхідну кількість повітря та палива для забезпечення потрібного крутного моменту.

					КРМ.142.6221мз.07.03.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		62

12-циліндровий режим.

Оскільки повітря подається до всіх циліндрів, дросельна заслінка відкривається лише на невеликий кут для забезпечення необхідного крутного моменту. При всмоктуванні повітря навколо дросельної заслінки утворюються сильні завихрення потоку. Через ці завихрення двигун змушений долати великий опір під час засмоктування повітря, що призводить до збільшення втрат потужності при дроселюванні та підвищення витрати палива.

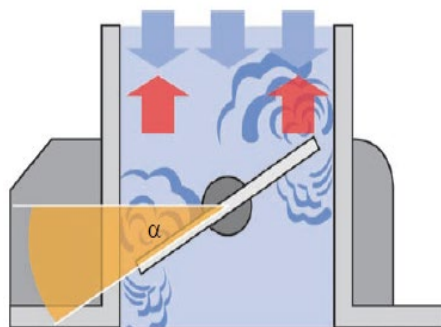


Рис. 3.34. Положення дросельної заслінки при 12-циліндровому режимі

8-циліндровий режим

Щоб в 8-циліндровому режимі забезпечити той самий крутний момент, що і в 12-циліндровому, кожен з працюючих циліндрів повинен отримувати приблизно таку ж кількість повітря, як раніше отримували 4 циліндри, тобто вдвічі більше повітря на кожен працюючий циліндр. Це можливо тільки при більш відкритій дросельній заслінці. Завдяки більшому куту відкриття дросельної заслінки утворюється менше завихрень повітряного потоку. В результаті двигун засмоктує повітря з меншим опором, що призводить до зменшення витрати палива.

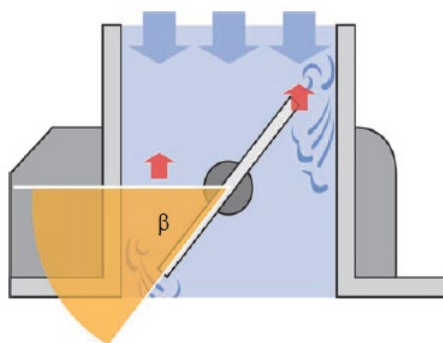


Рис. 3.35. Положення дросельної заслонки при 8-циліндровому режимі

Зменшення втрат на газообмін (насосні втрати). Коли циліндри 2 і 3 відключені, в них не відбувається ані впуску, ані випуску повітря. Ролики важелів цих циліндрів рухаються по нульовим кулачкам, що призводить до того, що клапани залишаються закритими. В результаті не витрачаються зусилля на відкриття клапанів, а також на всмоктування та виштовхування повітря з цих циліндрів.

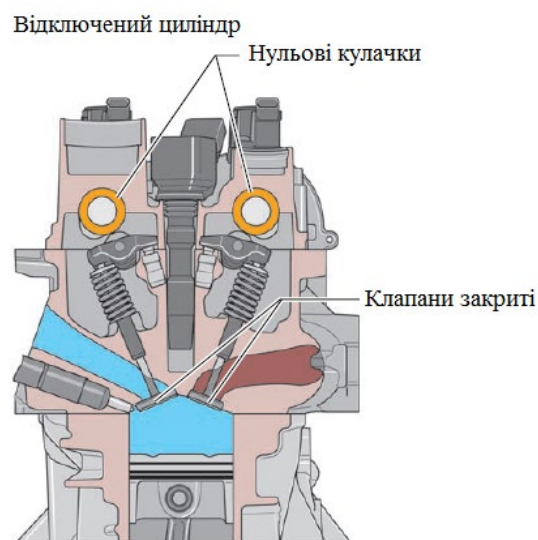


Рис. 3.36. Механізм газорозподілу

Крім виконання своєї роботи, активні циліндри також компенсують навантаження від відключених. Це дозволяє їм працювати в більш ефективному діапазоні навантаження. У такому режимі процеси сумішоутворення та згоряння проходять з більшою ефективністю. Оскільки в відключених циліндрах не відводиться теплота через стінки, теплові втрати двигуна зменшуються, що призводить до підвищення його термодинамічного коефіцієнта корисної дії.

Система відключення циліндрів.

Корпус розподільних валів виготовлений з алюмінію методом лиття під тиском і складає єдиний модуль разом з двома розподільними валами. Конструктивно обидва розподільні вали ідентичні. На зовнішній поверхні валів є шліци, на яких розташовані два нерухомі блоки кулачків для невідключених циліндрів, а також два зсувних блоки кулачків для відключених циліндрів, які можуть переміщатися вздовж осі. Збірка розподільних валів проводиться безпосередньо в корпусі.

На кожному розподільному валу встановлені блоки кулачків двох різних типів:

При роботі всіх циліндрів двигуна:

- Блоки кулачків жорстко з'єднані із кожним розподільним валом шлицями і одним просічним штифтом.

При вимкненні частини циліндрів:двигуна

- Блоки кулачків зрушуються в шліцах розподільного валу приблизно на 7 мм і фіксуються в кінцевих положеннях кульковим фіксатором.

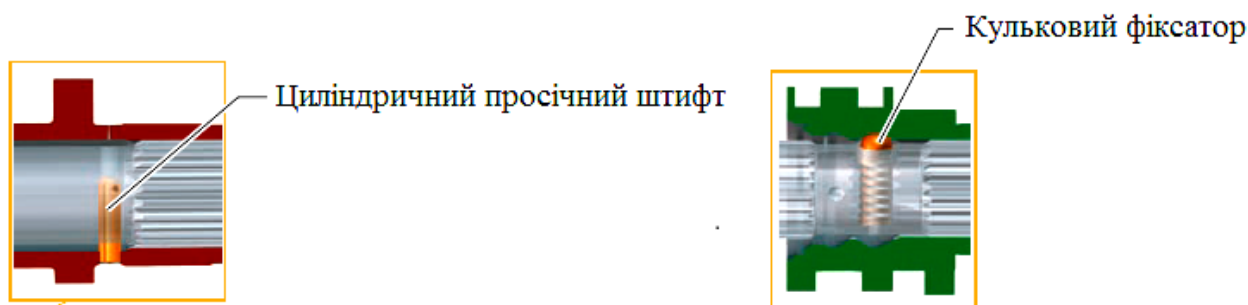


Рис. 3.37. Зсувні блоки кулачків

Зсувні блоки кулачків вимкнених циліндрів мають такі конструктивні особливості:

1. Для зсуву блоку кулачків по розподільному валу на ньому передбачена спрямовуюча канавка. Повернення металевих штифтів виконавчого механізму у початкове положення відбувається завдяки піднімаючому профілю на дні цієї канавки.

2. Шліци на розподільних валах і блоках кулачків дозволяють кулачкам переміщуватися по валу в осьовому напрямку.

3. Як зсувні, так і нерухомі блоки кулачків виконують функцію підшипників між корпусом розподільного вала і рамами.

4. Коли ролики важелів клапанів прокочуються під робочими кулачками, циліндри включаються в роботу.

Клапани задіюються, коли ролики прокочуються під нульовими кулачками, і циліндри залишаються вимкненими.



Рис. 3.38. Зсув блоків кулачків

Зсув блоків кулачків здійснюється за допомогою металевих стержнів в виконавчих механізмах. Один з двох стержнів, залежно від напрямку зсуву блоку кулачків, висувається і входить у відповідну направляючу канавку. Канавка має спіралеподібну форму, що дозволяє при висунутому стержні разом з розподільним валом повертатися і зсувати блок кулачків в поздовжньому напрямку в шліцах розподільного валу. Форма двох направляючих канавок одного блоку кулачків нагадує букву Y.

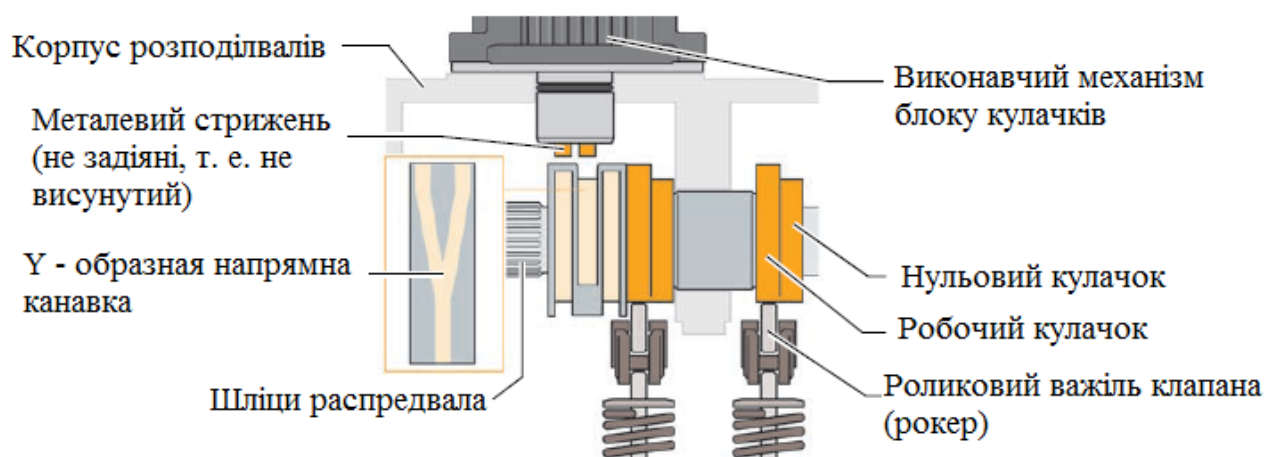


Рис. 3.39. Механізм зсуву блоків кулачків

Найбільшу складність викликає відключення та підключення циліндрів, а також вібрації та звук роботи двигуна в 8-циліндровому режимі. Хоча відключення циліндрів дозволяє робочим ходам у інших циліндрах відбуватися через рівні проміжки, замість двох робочих ходів на один поворот коленвала в 12-

циліндровому режимі в 8-циліндровому режимі залишається лише один. Двомасовий маховик тепер має характеристику торсіонної пружності, спеціально розраховану для двох різних режимів. У характеристиці є одна дуже м'яка ступінь для 8-циліндрового режиму та друга, більш жорстка ступінь для 12-циліндрового режиму.

Результатом всебічних розробок компанії LuK-AS стало одне просте, але дуже ефективне рішення – двомасовий маховик ZMS, зображений на рис. 3.40. Нова концепція гасителя крутильних коливань трансмісії. Конфігурації пружин першого покоління ZMS мали зменшену кількість витків, подібно до загальноприйнятих гасителів крутильних коливань, з радіальним розташуванням, близько до центру на режимних пружинах, що обмежувало їх характеристики.



Рис. 3.40. Двомасовий маховик ZMS

У 12-циліндровому двигуні виникає велика нерівномірність у роботі, що призводить до утворення резонансної частоти обертання. Завдяки переміщенню натискних пружин до зовнішнього краю та збільшенню їх діаметра, здатність до гасіння коливань зросла п'ятикратно при збереженні тих самих габаритів ZMS.

Періодичні процеси займання в 4-тактному двигуні внутрішнього згоряння призводять до нерівномірності крутного моменту, що передається в трансмісію у вигляді крутильних коливань. Це, в свою чергу, спричиняє шум і вібрації, такі як стуки в коробці передач, вібрації кузова та зміни навантаження,

що погіршують шумовий фон. Метою розробки двомасового маховика було забезпечення максимальної ізоляції крутильних коливань, що передаються від обертових мас двигуна до трансмісії. Завдяки вбудованій пружинно-демпферній системі двомасовий маховик ефективно поглинає ці коливання, що призводить до відмінного гасіння крутильних коливань.

Стандартний двомасовий маховик ZMS (рис. 3.41) складається з первинної (1) та вторинної (6) мас маховика. Обидві маси з'єднані між собою за допомогою пружинно-демпферної системи і обертаються відносно одна одної на кулькових підшипниках або підшипнику ковзання (2). Первинна маса маховика обертається під впливом двигуна і щільно з'єднана з колінчастим валом через зубчасте колесо стартера, а також з кришкою первинної маси (5), утворюючи порожнину, через яку проходить пружинний канал. Основним елементом пружинно-демпферної системи є натискні дугові пружини (3), що розміщені в направляючих пружинного каналу і відповідають вимогам "ідеального" гасителя крутильних коливань. Жолоби, оброблені мастилом, знижують тертя і знос між натискною дуговою пружиною та самим жолобом.

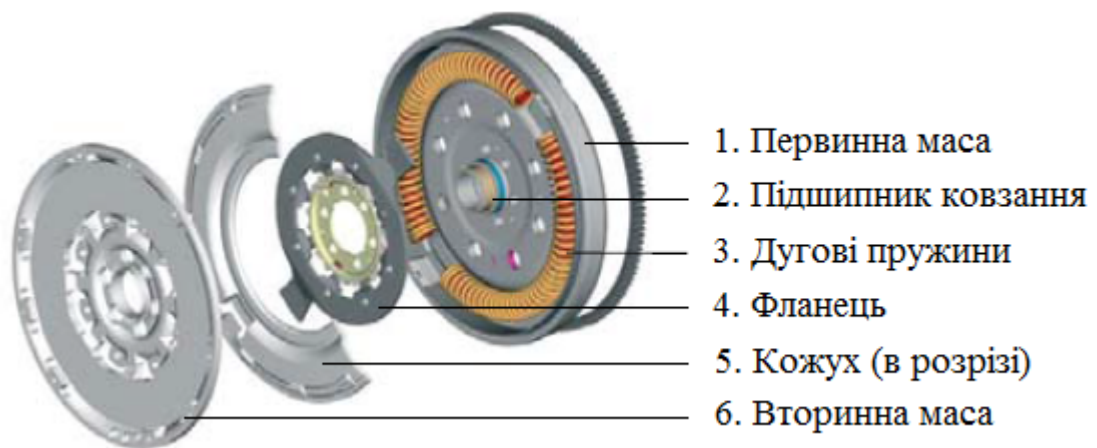


Рис. 3.41. Двомасовий маховик

Крутний момент двигуна передається через фланець (4) з виступами, які розташовані між натискними дуговими пружинами та вторинною масою маховика. Вторинна маса маховика сприяє підвищенню моменту інерції з боку трансмісії. Для кращого відведення тепла вона оснащена вентиляційними отворами. Оскільки пружинно-демпферна система вже інтегрована в ZMS, для

веденого диска, як правило, використовується жорстка конструкція без додаткового гасителя крутильних коливань.

Первинна маса маховика

Первинна маса маховика з'єднана з колінчатим валом двигуна в один вузол, створюючи загальний момент інерції. У порівнянні з традиційним маховиком, первинна маса ZMS є набагато еластичнішою, що сприяє зниженню навантаження на колінчатий вал. Крім того, разом із кришкою первинної маси вона утворює канал для дугових пружин, який зазвичай поділяється на дві секції за допомогою дугових виступів.

Вторинна маса маховика

ZMS з'єднується з коробкою передач через вторинну масу, яка, взаємодіючи зі зчепленням, передає від двомасового маховика скоригований крутний момент. До зовнішньої сторони вторинної маси кріпиться кошик зчеплення. Коли зчеплення включається, пружинний механізм, розташований на внутрішній стороні зчеплення, притискає ведений диск до фрикційної поверхні вторинної маси, що дозволяє передавати крутний момент за допомогою сил тертя. Вторинна маса маховика складається з основної вторинної маси та фланця, а крутний момент передається через виступи фланця, що знаходяться між натискними пружинами.

Основний принцип ZMS полягає в його простоті та ефективності. Завдяки додатковій масі, розташованій на первинному валу коробки передач, резонансний момент виникає зазвичай між 900 хв^{-1} та 1200 хв^{-1} . При традиційному способі гасіння крутильних коливань резонансний момент зсувається на більш низьку частоту, що забезпечує відмінну ізоляцію вібрацій двигуна, навіть на оборотах холостого ходу.

3.7 Висновки до розділу

У розділі представлені результати розробки системи відключення циліндрів для двигуна типу 12ЧН 18/20. За допомогою розрахункового методу була обґрунтована доцільність такої модернізації. Виявлено, що за часткових наван-

					КРМ.142.6221мз.07.03.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		69

тажень, які є типовими для роботи двигунів дизель-поїздів, завдяки відключенню частини циліндрів вдається знизити витрату палива на 2...4 г/(кВт·год). Це зниження витрати пального також досягається завдяки усуненню насосних витрат у циліндрах, що відключаються, на низьких режимах навантаження. Ці фактори сприяють підвищенню індикаторного та механічного коефіцієнтів корисної дії двигуна. Тому, у процесі розробки було запропоновано ряд конструктивних рішень, які дозволяють ефективно здійснити відключення циліндрів та збалансувати роботу двигуна при експлуатації на восьми циліндрах.

Таким чином, модернізація двигуна з використанням системи відключення циліндрів забезпечує значні переваги, зокрема зниження витрат палива та підвищення загальної ефективності роботи двигуна. Це рішення є особливо ефективним в умовах часткових навантажень, коли економія пального та підвищення ККД є найбільш критичними. Розроблені конструктивні заходи сприяють не тільки зниженню витрат на експлуатацію, але й покращенню екологічних показників за рахунок зменшення викидів шкідливих речовин у атмосферу.

					КРМ.142.6221мз.07.03.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		70

РОЗДІЛ 4

Економічна доцільність використання системи відключення циліндрів для двигуна типу 12ЧН 18/20

4.1 Обґрунтування доцільності застосування системи відключення циліндрів

У період глобальної кризи заощаджувальні технології та раціоналізація витрат на експлуатацію енергетичного обладнання стають все більш актуальними. Водночас питання охорони навколишнього середовища при експлуатації двигунів внутрішнього згоряння набувають гострої важливості. Часто ці проблеми вирішуються за рахунок імпортних двигунів, що знижує потенціал нашої країни в розробці, виробництві, ремонті та модернізації власних двигунів. Однак значні економічні вигоди та поліпшення екологічних характеристик можна досягти і для вітчизняних двигунів, за умови їх модернізації.

Однією з таких модернізацій є система відключення циліндрів для двигуна типу 12ЧН 18/20. Ця система дозволяє змінювати робочий об'єм двигуна, вимикаючи частину циліндрів. Використання такої системи дозволяє знизити витрати палива до 20 % і зменшити кількість шкідливих викидів у відпрацьованих газах. Система управління циліндрами дає можливість при малих навантаженнях вимикати частину циліндрів, що особливо корисно для багатциліндрових двигунів, які при низьких навантаженнях працюють неефективно.

Метою цієї модернізації є створення економічно вигіднішого двигуна, тому необхідно обчислити економічний ефект та обґрунтувати доцільність впровадження системи відключення циліндрів у порівнянні з аналогічним двигуном без цієї системи. Економічну ефективність впровадження такої системи можна оцінити за методикою, викладеною в інструкціях «Методика використання нової техніки, винаходів і раціоналізаторських пропозицій».

[7].

Метод призначений для вирішення наступних завдань:

					КРМ.142.6221мз.07.04.ПЗ	Лист
						71
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1. Техніко-економічне обґрунтування вибору оптимальних варіантів виробництва та впровадження нової техніки.
2. Визначення показників економічної доцільності та ефективності за допомогою норм і нормативних документів.
3. Розрахунок реальної ефективності впровадження нової техніки.

Для визначення економічного ефекту від впровадження двигуна з запропонованою системою відключення циліндрів порівнюється його ефективність з двигуном, що не має такої можливості.

У табл. 4.1 наведено техніко-економічні показники двигуна типу 12ЧН 18/20 із запропонованою системою відключення циліндрів

Таблиця 4.1. Основні техніко-економічні показники двигунів для порівняння

Найменування показників		Позначення	Двигун аналог	Спроектований двигун
Потужність, кВт		N_e	750	443
Частота обертання, хв^{-1}		n	1500	1500
Діаметр циліндра, м		D	0,18	0,18
Хід поршня, м		S	0,2	0,2
Вага, кг		G	1800	1800
Габарити, м:	довжина	L	2,42	2,42
	ширина	B	1,22	1,22
	висота	H	1,48	1,48
Питомі витрати палива, $\text{кг/кВт}\cdot\text{год.}$		g_p	0,2353	0,229
Питомі витрати масла, $\text{кг/кВт}\cdot\text{год.}$		g_m	0,00095	0,00095
Механічний ККД		η_m	0,92	0,931
Число контрольних ремонтів		η	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах		$\varepsilon_{\min}$	1,1	1,1
Коефіцієнт використання потужності		K_p	0,5316	0,9
Коефіцієнт частини вартості роботи		b	0,05	0,05
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту		$K_{кр}$	0,3	0,3
Час роботи за рік, год.		t	5400	5400
Ресурс двигуна до першого перебирання, год.		$t_{\text{пер}}$	11000	11000

Ресурс двигуна до капітального ремонту, год.	$t_{кр}$	29000	29000
Ціна установки, грн.	Ц	840000	1210000
Вартість палива, грн./т	$Ц_{п}$	55000	55000
Вартість масла, грн./т	$Ц_{м}$	82000	82000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	Е	0,15	0,15

4.2 Розрахунок економічної ефективності впровадження в експлуатацію двигуна із системою відключення частини циліндрів

Річна продуктивність установки визначається за формулою, кВт за рік:

$$N = K_{п} \cdot N_e \cdot t.$$

Для аналога (1) і для двигуна з запропонованою системою відключення циліндрів (2) відповідно маємо:

$$N_1 = 0,5316 \cdot 750 \cdot 5400 = 2152980 \text{ кВт за рік,}$$

$$N_2 = 0,9 \cdot 443 \cdot 5400 = 2152980 \text{ кВт за рік.}$$

Термін служби установки визначається за формулою, років: $T = \frac{t_{кр}}{t}.$

Для аналога та для двигуна із запропонованою системою відключення циліндрів відповідно маємо:

$$T_1 = \frac{29000}{5400} = 5,37 \text{ років,}$$

$$T_1 = \frac{29000}{5400} = 5,37 \text{ років.}$$

Річні поточні витрати на паливо визначаються за формулою, грн.:

$$З_{п} = g_{п} \cdot N \cdot Ц_{п} \cdot 10^{-3}.$$

Для аналога та для двигуна із запропонованою системою відключення циліндрів відповідно маємо

$$З_{п1} = 0,2353 \cdot 2152980 \cdot 55000 \cdot 10^{-3} = 27862790,7 \text{ грн.,}$$

$$З_{п2} = 0,229 \cdot 2152980 \cdot 55000 \cdot 10^{-3} = 27116783,1 \text{ грн.}$$

Поточні річні витрати на масло обчислюються за формулою, грн.:

					КРМ.142.6221мз.07.04.ПЗ	Лист
						73
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$З_{\text{м}} = g_{\text{м}} \cdot N \cdot Ц_{\text{м}} \cdot 10^{-3}.$$

Для аналога та для двигуна із запропонованою системою відключення циліндрів відповідно маємо

$$З_{\text{м1}} = 0,00095 \cdot 2152980 \cdot 82000 \cdot 10^{-3} = 167717,1 \text{ грн.},$$

$$З_{\text{м2}} = 0,00095 \cdot 2152980 \cdot 82000 \cdot 10^{-3} = 167717,1 \text{ грн.}$$

Загальні річні витрати на поточний ремонт обчислюються за формулою, грн.

$$З_{\text{пр}} = \frac{b \cdot t \cdot Ц}{t_{\text{пер}}}.$$

Для аналога та для двигуна із запропонованою системою відключення циліндрів відповідно маємо

$$З_{\text{пр1}} = \frac{0,05 \cdot 5400 \cdot 840000}{11000} = 20618,2 \text{ грн.},$$

$$З_{\text{пр1}} = \frac{0,05 \cdot 5400 \cdot 1210000}{11000} = 29700,0$$

грн.

Загальні річні витрати на капітальний ремонт обчислюються за формулою, грн.

$$З_{\text{кр}} = \frac{K_{\text{кр}} \cdot t \cdot Ц}{t_{\text{кр}} \cdot \varepsilon_{\text{min}}}.$$

Для аналога та для двигуна із запропонованою системою відключення циліндрів відповідно маємо

$$З_{\text{кр1}} = \frac{0,3 \cdot 5400 \cdot 840000}{29000 \cdot 1,1} = 42658,3 \text{ грн.},$$

$$З_{\text{кр2}} = \frac{0,3 \cdot 5400 \cdot 1210000}{29000 \cdot 1,1} = 61448,3 \text{ грн.}$$

Загальні витрати, пов'язані з експлуатацією двигуна, обчислюються за формулою, грн.

$$U = З_{\text{п}} + З_{\text{м}} + З_{\text{кр}} + З_{\text{пр}}.$$

Для двигуна-аналога (1) та для двигуна із запропонованою системою відключення циліндрів (2) відповідно маємо

$$U_1 = 27862790,7 + 167717,1 + 20618,2 + 42658,3 = 28093784,3 \text{ грн.},$$

$$U_2 = 27116783,1 + 167717,1 + 29700,0 + 61448,3 = 27375648,5 \text{ грн.}$$

					КРМ.142.6221мз.07.04.ПЗ	Лист
						74
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Річний економічний ефект для споживача від застосування двигуна, оснащеного запропонованою системою відключення циліндрів, визначається як зменшення витрат на експлуатацію та поліпшення ефективності роботи двигуна і обчислюється за формулою, грн.

$$E_{\kappa} = \left[\Pi_1 \cdot \frac{N_2}{N_1} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_1} + E_1}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right) + \frac{U_3 - U_2}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right] - \Pi_2,$$

$$\text{де } U_3 = \frac{N_2}{N_1} \cdot U_1 = \frac{2152980}{2152980} \cdot 28093784,3 = 28093784,3 \text{ грн.}$$

$$E_{\kappa} = \left[840000 \cdot \frac{2152980}{2152980} \cdot \left(\frac{\frac{1}{5,37} + 0,15}{\frac{1}{5,37} + 0,15} \right) + \frac{28093784,3 - 27375648,5}{\frac{1}{5,37} + 0,15} \right] - 1210000 = 1765993,6 \text{ грн.}$$

Термін окупності двигуна з запропонованою системою відключення циліндрів визначається за формулою, яка враховує річні економічні вигоди від зниження витрат на паливо та зменшення експлуатаційних витрат, порівняно з витратами на придбання та встановлення цієї системи

$$T_{\text{окуп}} = \frac{\Delta K}{\Delta S},$$

де ΔK – додаткові одноразові витрати на модернізацію системи управління циліндрами, грн.;

ΔS – річна економія при експлуатації нової установки, грн.:

$$\Delta S = 3_{\text{п1}} - 3_{\text{п2}} + 3_{\text{м1}} - 3_{\text{м2}} + 3_{\text{пр1}} - 3_{\text{пр2}} + 3_{\text{кр1}} - 3_{\text{кр2}} = U_1 - U_2,$$

$$\Delta S = 718135,8 \text{ грн.}$$

$$\text{Отже, час окупності: } T_{\text{окуп}} = \frac{370000}{718135,8} = 0,52 \text{ року.}$$

4.3 Висновок до розділу

У цьому розділі виконано розрахунки та порівняння річних витрат на експлуатацію двигуна типу 12ЧН 18/20 з інтегрованою системою відключення циліндрів. На основі проведених розрахунків було визначено економічний ефект від впровадження цієї системи. Аналіз підтвердив доцільність її вико-

					КРМ.142.6221мз.07.04.ПЗ	Лист
						75
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ристання для двигуна, який функціонує при часткових навантаженнях. Річний економічний ефект обумовлений значним зниженням витрат на паливо, що дозволяє споживачу заощадити приблизно 1,77 млн грн порівняно з аналогічним двигуном без цієї системи. Крім того, термін окупності проекту складає лише шість місяців, якщо установка працює протягом 5400 годин на рік, що еквівалентно приблизно 15 годин на добу. Це підкреслює високий потенціал цієї модернізації для значного зниження експлуатаційних витрат та підвищення економічної ефективності в довгостроковій перспективі.

					КРМ.142.6221мз.07.04.ПЗ	Лист
						76
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

Аналіз і розробка заходів для забезпечення вимог з охорони праці та охорони навколишнього середовища

5.1 Охорона праці

Охорона праці є комплексом законів та норм, що мають на меті забезпечення безпеки праці, а також включають відповідні соціально-економічні, організаційні, технічні та санітарно-гігієнічні заходи [8].

Основні завдання охорони праці полягають у мінімізації ризику травм та захворювань серед працівників, одночасно забезпечуючи комфорт та максимальну продуктивність праці. В умовах реального виробництва часто існують небезпечні та шкідливі фактори.

Небезпечним виробничим фактором є той, який може спричинити захворювання або знизити працездатність працівника при певних умовах [9]. Між небезпечними та шкідливими факторами існує незначна різниця, оскільки однаковий вплив може призвести як до нещасних випадків, так і до зниження ефективності праці..

5.1.1 Оцінка небезпечних і шкідливих факторів, які впливають на машиністів, що обслуговують дизельні двигуни

Під час експлуатації двигунів внутрішнього згорання та обслуговування різних систем, що супроводжують дизельні двигуни, існує ряд факторів, які можуть загрожувати життю та здоров'ю працівників. Ці фактори регулюються відповідно до стандарту ДСТУ 12.0.003-83.

Викиди парів палива та мастила можуть проникати в організм людини, викликаючи подразнення та потенційно сприяючи розвитку хронічних захворювань дихальних шляхів і легень. Відповідно до ДСТ 12.1.005-88, встановлено допустимі межі концентрації парів дизельного палива – 100 мг/м³ в повітрі виробничих приміщень.

					КРМ.142.6221мз.07.05.ПЗ	Лист
						77
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Під час роботи двигуна також утворюється значна кількість шкідливих речовин внаслідок згоряння палива та мастила. Згідно з СНіП 245-71, допустимі межі концентрації оксиду вуглецю не повинні перевищувати 20 мг/м³.

Висока температура на відкритих частинах двигуна, таких як випускний колектор, газова турбіна та глушник, може призвести до опіків. Для запобігання травмам заходи безпеки включають застосування теплоізоляційних матеріалів для покриття всіх гарячих частин двигуна..

Пожежна безпека

Причинами пожеж у машинному відділенні є: порушення в роботі електроприладів, самозаймання промасленого матеріалу, несправність запірної арматури, знос та корозія елементів системи подачі палива, використання відкритого вогню, а також недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легкозаймистими речовинами.

Електробезпечність

Електробезпечність під час експлуатації двигунів внутрішнього згоряння є критично важливою для запобігання електричним ударам та коротким замиканням. Вона включає ряд заходів і стандартів, які повинні дотримуватися під час обслуговування та експлуатації:

1. Перевірка електричних з'єднань: Регулярна перевірка наявності надійних з'єднань в електричних системах двигуна, зокрема в бортових електричних мережах, для уникнення перегріву чи короткого замикання.

2. Захист від короткого замикання та перевантажень: Використання автоматичних вимикачів, запобіжників та пристроїв для захисту електричних ланцюгів, щоб уникнути перегріву чи пошкодження електричного обладнання.

3. Ізоляція електричних елементів: Усі електричні проводи та елементи повинні мати належну ізоляцію, що виключає контакт з вологими або металевими частинами двигуна.

4. Контроль за роботою стартера та акумуляторів: Перевірка акумуляторних батарей та стартерів на наявність пошкоджень чи витоків електроліту,

					КРМ.142.6221мз.07.05.ПЗ	Лист
						78
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

що може призвести до короткого замикання чи пожежі.

5. Навчання персоналу: Спеціалісти, які працюють з двигунами внутрішнього згоряння, повинні пройти навчання з техніки безпеки та правильної експлуатації електричних систем для запобігання нещасним випадкам..

Дотримання цих заходів дозволяє забезпечити електробезпечність під час роботи з двигунами внутрішнього згоряння і знижує ризик виникнення аварій та нещасних випадків.

Освітлення

Освітлення машинного відділення дизель-потяга є важливим елементом забезпечення безпеки та ефективної роботи технічного персоналу під час обслуговування та ремонту дизельного двигуна. Правильне освітлення дозволяє уникнути аварійних ситуацій, підвищує продуктивність праці і забезпечує комфортні умови роботи. Основні вимоги до освітлення машинного відділення дизель-потяга включають:

Рівень освітленості: Освітлення в машинному відділенні повинно бути достатнім для забезпечення чіткої видимості всіх робочих та контрольних елементів двигуна, систем, інструментів і компонентів. Згідно з нормативами, рівень освітленості для робочих зон повинен бути не менше 100...150 лк, для зон, де проводяться ремонтні роботи, – 300...500 лк.

Тип освітлення: Використовуються вибухозахищені та стійкі до вібрацій освітлювальні прилади. Для машинних відділень дизель-потягів рекомендуються спеціальні лампи з підвищеною міцністю, які можуть витримувати агресивні умови експлуатації, такі як вібрації, перепади температур та можливе попадання палива чи масла.

Рівномірність освітлення: Для запобігання виникненню тіней, які можуть перешкоджати огляду важливих елементів обладнання, освітлення має бути рівномірним по всьому машинному відділенню. Для цього використовуються лампи, що забезпечують достатнє висвітлення всіх зон робочої площі.

					КРМ.142.6221мз.07.05.ПЗ	Лист
						79
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Колірна температура освітлення: Для комфортної роботи в машинному відділенні важливо, щоб колірна температура освітлення була близька до природного денного світла (близько 4000...5000 K). Це дозволяє зменшити втому очей та покращити видимість.

Енергозбереження: В умовах сучасних технологій для зменшення витрат енергії рекомендується використовувати світлодіодні (LED) лампи, які мають високу ефективність і тривалий термін служби, що також знижує витрати на обслуговування та заміну ламп.

Автоматичне регулювання освітленості: Для підвищення енергоефективності може бути застосовано автоматичне регулювання рівня освітлення в залежності від зовнішніх умов освітленості, часу доби та потреб у робочому освітленні.

Безпека і надійність: Лампи та освітлювальні системи повинні бути стійкими до механічних пошкоджень, корозії та інших негативних впливів, зокрема, від випаровуваних речовин, що можуть утворюватися при роботі двигуна.

Дотримання цих вимог гарантує безпеку та комфорт для технічного персоналу, що обслуговує дизель-потяга, а також допомагає забезпечити належну видимість і попередити аварії, пов'язані з неналежним освітленням.

Вентиляція

Вентиляція машинного відділення дизель-потяга є критично важливим елементом для забезпечення безпеки, ефективності та комфорту в процесі експлуатації. Вона має на меті забезпечити постійний обмін повітря, запобігання перегріву обладнання, видалення шкідливих газів, пари та інших забруднювачів, а також підтримання оптимальних температурних і вологісних умов у машинному відділенні.

Основні аспекти вентиляції машинного відділення дизель-потяга:

1. Забезпечення охолодження двигунів і систем. Машинне відділення дизель-потяга містить дизельні двигуни, які під час роботи виділяють значну кількість тепла. Вентиляція забезпечує відведення надлишкового тепла і під-

					КРМ.142.6221мз.07.05.ПЗ	Лист
						80
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

тримує оптимальну температуру, що є важливим для запобігання перегріву і пошкодженню компонентів двигуна та інших систем.

2. Видалення шкідливих газів та парів. У процесі роботи дизельних двигунів утворюються шкідливі гази (окис вуглецю, оксиди азоту, вуглекислий газ) і пари палива та мастила. Вентиляція має на меті ефективно видаляти ці забруднювачі з машинного відділення для забезпечення безпеки працівників і запобігання накопиченню токсичних речовин у закритому просторі.

3. Підтримка нормованих умов для персоналу. Вентиляційна система також має важливе значення для забезпечення комфортних умов роботи технічного персоналу, який може перебувати в машинному відділенні під час технічного обслуговування або ремонту. Це включає в себе збереження належних температурних режимів та запобігання накопиченню шкідливих газів, що може спричинити отруєння чи інші проблеми зі здоров'ям.

4. Типи вентиляції. Залежно від умов і вимог, вентиляція машинного відділення дизель-потяга може бути:

Природною — забезпечується за рахунок різниці тиску та температури між внутрішнім і зовнішнім простором. Вона менш ефективна при високих температурах навколишнього середовища, коли необхідно збільшити повітряний потік.

Механічною — використовуються вентилятори і спеціальні системи повітропроводів для примусового відведення теплого повітря і подачі свіжого. Механічна вентиляція зазвичай використовується в дизель-потягах, оскільки вона забезпечує більш стабільний і контрольований повітрообмін.

Комбінованою — поєднує елементи природної і механічної вентиляції, що дозволяє забезпечити необхідну ефективність в різних умовах експлуатації.

5. Регулювання вентиляції. Системи вентиляції повинні мати можливість автоматичного або ручного регулювання повітряного потоку залежно від температури, вологості та робочих режимів двигунів. Це дозволяє підтримува-

					КРМ.142.6221мз.07.05.ПЗ	Лист
						81
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ти стабільні умови в машинному відділенні незалежно від зовнішніх факторів.

6. Фільтрація повітря. Для запобігання попадання пилу, бруду та інших часток у машинне відділення, вентиляційні системи часто оснащуються фільтрами. Це важливо, оскільки забруднення повітря може призвести до передчасного зносу обладнання і зниження його ефективності.

7. Безпека вентиляційних систем. Необхідно забезпечити, щоб вентиляційні системи відповідали вимогам безпеки, зокрема для запобігання виникненню пожеж та вибухів. Всі вентиляційні канали і обладнання повинні бути обладнані захисними механізмами, що дозволяють уникнути небезпечних ситуацій.

8. Енергозбереження. Сучасні системи вентиляції можуть бути оснащені енергозберігаючими технологіями, такими як регулювання швидкості обертання вентиляторів в залежності від навантаження, що дозволяє знизити споживання електроенергії і підтримувати оптимальні умови без зайвих витрат енергії.

Правильне проектування і експлуатація системи вентиляції машинного відділення дизель-потяга має велике значення для забезпечення надійності та безпеки роботи двигуна, а також для здоров'я і безпеки персоналу. Вентиляційна система повинна бути ефективною, зручна в обслуговуванні та відповідати всім нормативним вимогам.

Шум

Шум машинного відділення дизель-потяга є важливим фактором, який впливає на експлуатаційні характеристики, комфорт роботи персоналу та безпеку. Оскільки дизель-потяг використовує двигуни внутрішнього згоряння, викиди шуму від них можуть бути значними. Тому важливо приділяти увагу шумовим характеристикам і вживати заходи щодо їх зниження.

Основні джерела шуму в машинному відділенні дизель-потяга:

Дизельний двигун: Одним із основних джерел шуму є сам дизельний двигун. Процес згоряння палива та робота механізмів двигуна викликають

					КРМ.142.6221мз.07.05.ПЗ	Лист
						82
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

значне шумове навантаження, особливо на високих обертах або при часткових навантаженнях.

Газова турбіна: У деяких типах дизель-потягів використовується газова турбіна, яка також є значним джерелом шуму, через високу швидкість газів, що виходять з турбіни.

Випускна система: Випускні труби, колектори і глушники також сприяють виникненню шуму, особливо коли вихлопні гази проходять через них на високих швидкостях.

Механічні системи: Всі рухомі частини, такі як трансмісія, передаточні механізми, підшипники, з'єднання й інші компоненти, можуть створювати шум при контакті та роботі під навантаженням.

Технологічне обладнання: Вентиляційні системи, генератори, насосні установки й інші допоміжні системи можуть додатково створювати фоновий шум у машинному відділенні.

Методи зниження шуму:

Шумоізоляція: Використання матеріалів для шумоізоляції та звукоізоляції в конструкціях машинного відділення, а також обшивка частин двигуна, випускних систем і трансмісії, що може зменшити рівень шуму.

Глушники та звукопоглиначі: Установка спеціальних глушників для вихлопних систем і звукопоглинаючих елементів у приміщеннях машинного відділення для зниження шуму, що генерується вихлопними газами та механічними частинами.

Зменшення частоти обертів двигуна: Зниження обертів двигуна під час роботи на низьких навантаженнях або використання змінних швидкостей для зменшення шумового впливу.

Вибір матеріалів та конструкцій: Використання сучасних матеріалів для виготовлення компонентів двигуна та інших частин потяга, що знижують рівень шуму, таких як гумові амортизатори, поліпшені підшипники та спеціальні покриття для деталей.

					КРМ.142.6221мз.07.05.ПЗ	Лист
						83
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Регулювання вентиляційних систем: Оскільки вентиляційні системи також є джерелом шуму, їх проектування та регулювання можуть включати використання більш тихих вентиляторів, а також оптимізацію їх роботи для мінімізації шумового навантаження.

Таким чином, контроль та зниження шуму машинного відділення дизель-потяга має велике значення для збереження здоров'я персоналу, підвищення ефективності роботи та забезпечення безпеки. Застосування технологій шумоізоляції, використання сучасних конструкцій та матеріалів, а також правильне проектування вентиляційних і глушильних систем можуть значно зменшити рівень шуму і поліпшити умови праці в машинному відділенні.

Вібрація

Вібрація машинного відділення дизель-потяга є важливим фактором, який впливає на експлуатаційні характеристики потяга, комфорт роботи персоналу та на довговічність технічного обладнання. Вона виникає в результаті роботи двигуна, механізмів трансмісії, а також інших рухомих частин дизель-потяга. Важливо виявити причини вібрації і застосувати методи її зниження для забезпечення безпеки та ефективної роботи потяга.

Основні джерела вібрації:

Дизельний двигун: Оскільки двигун внутрішнього згоряння працює на основі пульсуючих процесів згоряння палива, він є основним джерелом вібрацій у машинному відділенні. Нерівномірність роботи поршнів, колінвала і інших рухомих частин може викликати вібрацію, яка передається через конструкцію машини.

Трансмісія та механічні передачі: Системи передачі обертового моменту, такі як редуктори та муфти, також можуть спричиняти вібрацію через несправність або знос елементів. Нерівномірний розподіл навантаження або поломка механізмів може призвести до виникнення додаткових коливань.

Випускна система: Випускний колектор, труби та глушники можуть також бути джерелами вібрацій, оскільки гази, що виходять із двигуна, мають

					КРМ.142.6221мз.07.05.ПЗ	Лист
						84
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

високу швидкість і можуть викликати резонансні явища в структурних елементах системи.

Технічне обладнання: Інші механізми в машинному відділенні, такі як генератори, насосні системи, вентилятори, можуть також створювати вібрацію через свої обертові частини.

Методи зниження вібрації:

Балансування: Балансування обертових частин двигуна дозволяє значно зменшити вібраційні навантаження. Це включає в себе точне налаштування колінвалу, маховика, поршнів і інших деталей, що обертаються.

Амортизатори та віброізоляція: Використання амортизаторів, віброізоляційних матеріалів та антивібраційних систем для монтажу двигуна і трансмісії допомагає знизити передачу вібрацій на інші частини конструкції потяга.

Технічне обслуговування: Регулярне технічне обслуговування і своєчасна заміна зношених компонентів механізмів, таких як підшипники, муфти, ремені та інші елементи, може значно зменшити рівень вібрації.

Покращення конструкції: Використання конструктивних рішень, які зменшують передачу вібрації через конструкційні елементи машини, таких як посилені каркасні конструкції, більш жорсткі з'єднання та інші технологічні нововведення.

Глушення вібрації в конструкціях: У машинному відділенні можуть бути застосовані спеціальні віброізоляційні матеріали, які поглинають частину вібрацій. Це можуть бути гумові або полімерні покриття, які встановлюються на місцях найбільших навантажень.

Таким чином, вибір ефективних методів зниження вібрації в машинному відділенні дизель-потяга є важливим для підвищення безпеки, комфорту роботи персоналу і забезпечення надійної експлуатації техніки. Правильне балансування механізмів, використання віброізоляційних матеріалів і регулярне обслуговування дозволяють значно знизити рівень вібрації та її негативний вплив на технічне обладнання і персонал.

					КРМ.142.6221мз.07.05.ПЗ	Лист
						85
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

5.1.2 Розрахунок рівня шуму і вібрації в машинному відділенні дизель-потяга

Рівень шуму створюваний двигуном 12ЧН 18/20 обчислюється за формулою:

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

де n_n – номінальна частота обертання колінчатого валу, $n_n = 1500 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання колінчатого валу, $n = 1200 \text{ хв}^{-1}$;

N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 750 \text{ кВт}$.

$$L = 54 + 10 \cdot \lg(1500 + 750^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{1200}{1500}\right) = 83,0$$

Шум, що генерується двигуном, має певні допустимі межі. Для зниження аеродинамічного шуму, який виникає під час роботи двигуна, використовуються різні типи глушників. Впровадження цих глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10...12 дБ.

Для зниження шуму, який виникає від зовнішніх поверхонь двигуна, використовують звукоізоляційні кожухи або бокси. Ці заходи дозволяють зменшити загальний рівень шуму на 10...15 дБ, а за додаткових заходів можна досягти зниження на 20 дБ і навіть більше.

Щоб зменшити механічний шум, необхідно зменшити зазори між деталями та вузлами, використовувати конструкції з матеріалів, що мають високе внутрішнє тертя, а також застосовувати матеріали з шумопоглинальними покриттями.

Рівень вібрації для двигуна типу 12ЧН 18/20 обчислюється за формулою:

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

де $m = 1850 \text{ кг}$ – маса двигуна;

					КРМ.142.6221мз.07.05.ПЗ	Лист
						86
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{1500 \cdot 750^{0.55} \cdot \left(\frac{1+750}{1850} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{1850}{750}} + 30 \lg \left(\frac{1200}{1500} \right) \right) = 87,7 \text{ Дб}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна застосовуються такі заходи:

- підбір шатунів і поршнів відповідно до вагових груп для забезпечення балансування.
- використання двомасового маховика для компенсації сил інерції та зниження вібрацій.
- урівноваження неврівноважених мас за допомогою противаг, що дозволяє зменшити вібрації, які виникають внаслідок роботи двигуна.

5.2 Охорона навколишнього середовища

Охорона навколишнього середовища — це сукупність законодавчих актів, спрямованих на забезпечення стабільності біосфери при впливі як природних, так і антропогенних факторів.

До важливих аспектів забезпечення здорового робочого середовища належить очищення повітря та створення сприятливих метеорологічних умов, що є необхідними для підтримки високої продуктивності та збереження здоров'я працівників. Профілактика негативного впливу шкідливих виробничих факторів, таких як токсичні гази, пари, пил, а також надлишкові температура і вологість, повинна бути вирішена в комплексі з іншими завданнями виробництва.

Шкідливі речовини зазвичай потрапляють в організм через дихальні шляхи, шкіру чи їжу, і є основними небезпечними виробничими факторами, що можуть спричинити серйозні негативні наслідки для здоров'я людини.

					КРМ.142.6221мз.07.05.ПЗ	Лист
						87
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

5.2.1 Забруднення навколишнього середовища, які виникають при експлуатації дизеля

Експлуатація дизель-потягів є важливим елементом транспортної інфраструктури багатьох країн, особливо в регіонах, де відсутня електрифікація залізничних ліній. Дизельні потяги широко використовуються для перевезення вантажів та пасажирів, забезпечуючи мобільність і доступність на віддалених ділянках. Однак, як і інші транспортні засоби, дизель-потяги мають вплив на навколишнє середовище. Викиди забруднюючих речовин, шум та вібрація є основними факторами, що призводять до забруднення навколишнього середовища.

1. Викиди в атмосферу. Основним забруднювачем, що виникає при експлуатації дизель-потягів, є викид шкідливих газів у атмосферу. Дизельні двигуни працюють на основі згоряння палива, що призводить до викидів:

Оксиди азоту (NO_x). Оксиди азоту утворюються в процесі згоряння палива при високих температурах. Вони сприяють утворенню кислотних дощів і зменшують якість повітря, що може викликати проблеми з диханням у людей, особливо у великих містах. Оксиди азоту також беруть участь у формуванні смогів та зменшують видимість.

Вуглекислий газ (CO₂). Як і будь-які інші двигуни, дизельні потяги виробляють значні кількості CO₂, який є основним парниковим газом. Викиди CO₂ з дизельних двигунів сприяють глобальному потеплінню, погіршуючи кліматичні умови на планеті.

Частки (PM). Викиди дрібних часток, які утворюються при неповному згорянні палива, можуть серйозно забруднювати атмосферу. Частки можуть потрапляти в легені, викликаючи респіраторні захворювання, а також погіршувати екологічний стан навколишніх територій. Вони негативно впливають на рослинність і здоров'я тварин.

Невипалені вуглеводні (HC). Викиди вуглеводнів також є наслідком неповного згоряння палива. Ці сполуки можуть спричиняти утворення озону в

					КРМ.142.6221мз.07.05.ПЗ	Лист
						88
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

нижніх шарах атмосфери, що є небезпечним для здоров'я людей і тварин, особливо в умовах великих міських агломерацій.

2. Шумове забруднення. Шум є ще одним важливим аспектом забруднення, який виникає в процесі роботи дизель-потягів. Шум від дизельних двигунів, котрий створюється в процесі руху, впливає не тільки на пасажирів та персонал потяга, а й на жителів населених пунктів, що знаходяться поблизу залізничних колій.

Шум від двигуна та трансмісії. Дизельні двигуни, що працюють на потязі, створюють значний рівень шуму, особливо на високих швидкостях. Зокрема, частоти цього шуму можуть бути шкідливими для здоров'я людини, викликаючи стрес, втому та погіршення слуху.

Шум від контакту коліс з рейками. Взагалі, рух дизель-потягів супроводжується шумом, пов'язаним з тертям між колесами потяга і рейками. Цей шум особливо гостро відчувається в нічний час, коли його рівень може значно підвищуватись.

3. Вібраційне забруднення. Вібрація, яка виникає під час руху дизель-потягів, є ще одним чинником, що погіршує екологічну ситуацію в районах, через які проходять залізничні лінії. Вібрації, що передаються через рейки і землю, можуть негативно впливати на будівлі та споруди, викликаючи їх зношування і навіть пошкодження з часом. Для людей вібрація може викликати дискомфорт, погіршуючи якість життя, особливо в зонах близько до залізничних ліній.

4. Викиди в ґрунт і водні ресурси. Ще однією проблемою є можливість забруднення ґрунту та водних ресурсів, яка виникає в результаті витоків пального, мастил або інших рідин, що використовуються для обслуговування дизельних потягів. Спільно з можливими аваріями на залізниці, це може призвести до забруднення навколишнього середовища токсичними речовинами, що потрапляють у ґрунт і водні ресурси, шкодячи флорі та фауні.

5.2.2 Заходи для зменшення забруднення навколишнього середовища

Для зменшення негативного впливу на екологію важливо застосовувати комплекс заходів, що сприяють покращенню екологічної ситуації.

Одним з основних чинників забруднення при експлуатації дизель-потягів є неповне згоряння палива, яке веде до викиду шкідливих речовин, таких як вуглекислий газ (CO₂), оксиди азоту (NO_x) та вуглеводні. Для зменшення цих викидів необхідно:

- використовувати сучасні системи згоряння. Оновлення конструкцій двигунів, що забезпечують більш ефективне згоряння палива, дозволяє знижувати рівень шкідливих викидів. Це включає вдосконалення конструкції камери згоряння та систем подачі палива.

- встановлення систем рециркуляції відпрацьованих газів (EGR), які дозволяють зменшити концентрацію оксидів азоту (NO_x) у вихлопних газах, за рахунок повернення частини відпрацьованих газів у камеру згоряння.

З метою зниження рівня викидів забруднюючих речовин дизель-потяги можуть оснащуватися різноманітними системами очистки вихлопних газів:

- каталізатори для зниження викидів шкідливих газів, зокрема оксидів азоту та вуглеводнів. Вони сприяють хімічному перетворенню токсичних сполук у безпечніші для навколишнього середовища.

- фільтри твердих часток (DPF), які здатні затримувати частки сажі та інші тверді забруднювачі, що утворюються під час згоряння палива. Встановлення таких фільтрів значно зменшує рівень забруднення повітря частками РМ.

Одним із найбільш перспективних напрямків зниження екологічного навантаження на навколишнє середовище є перехід на альтернативні види палива, що мають менший вуглецевий слід:

- використання біопалива. Біопаливо, яке виробляється з рослинних або тваринних відходів, може замінити традиційне дизельне паливо. Воно має значно менший рівень викидів CO₂ і є більш екологічно чистим.

-

					КРМ.142.6221мз.07.05.ПЗ	Лист
						90
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- водень як альтернатива дизельному паливу. Водневі двигуни, які використовують водень як паливо, викидають лише пару води, що значно зменшує забруднення атмосфери.

У дизель-потягах значну частину забруднення повітря створює саме вихлоп від роботи двигунів. Для зниження концентрації шкідливих газів в кабінах і машинних відділеннях застосовуються:

- системи вентиляції з високою ефективністю фільтрації, що сприяють очищенню повітря від токсичних газів і часток.
- звукоізоляційні матеріали та вентиляційні установки, що знижують рівень шумового та газового забруднення в робочих зонах.

Для мінімізації шумового та вібраційного забруднення при експлуатації дизель-потягів застосовуються:

- встановлення звукоізоляційних матеріалів на всіх критичних елементах конструкції потяга, таких як корпус двигуна, трансмісія та контур з'єднання коліс з рейками. Це дозволяє значно знизити рівень шуму.
- застосування амортизуючих систем у підвісках та на інших елементах конструкції, що мінімізує передачу вібрацій від коліс та двигуна на кузов потяга і в навколишнє середовище.

Регулярне технічне обслуговування дизельних потягів є важливим аспектом забезпечення зниження забруднення навколишнього середовища. Сюди входить:

- перевірка та налаштування двигунів для забезпечення максимальної ефективності їх роботи та мінімізації викидів.
- моніторинг викидів шкідливих речовин у реальному часі, що дозволяє своєчасно виявляти та усувати проблеми з двигуном, які можуть призвести до підвищених викидів.

Одним із факторів, що сприяє покращенню екологічної ситуації, є підвищення рівня свідомості персоналу. Важливо проводити навчання та інформування про використання екологічних технологій, а також правильне поводження з паливом та іншими шкідливими речовинами.

					КРМ.142.6221мз.07.05.ПЗ	Лист
						91
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

5.3 Висновок до розділу

У розділі було проаналізовано ключові аспекти охорони праці, які стосуються експлуатації технічного обладнання, зокрема дизельних двигунів. Розглянуті заходи щодо зменшення ризику травматизму та захворювань серед працівників включають впровадження систем безпеки, регулювання умов праці, використання засобів індивідуального захисту, а також постійне навчання та інформування персоналу щодо можливих небезпек на робочому місці. Завдяки своєчасному виявленню і усуненню шкідливих та небезпечних факторів, можна значно підвищити рівень безпеки праці та знизити кількість виробничих нещасних випадків.

Також було розглянуто заходи, спрямовані на зменшення негативного впливу технічних систем на навколишнє середовище. Встановлення і використання сучасних фільтраційних систем, удосконалення згоряння палива, перехід на альтернативні види палива та впровадження нових технологій очищення викидів дозволяють значно зменшити екологічне навантаження. Окрім того, важливим є ефективне управління викидами, шумом і вібрацією, що знижує забруднення атмосферного повітря і покращує умови для працівників і навколишніх екосистем.

Таким чином, для забезпечення належного рівня охорони праці та охорони навколишнього середовища необхідно здійснювати комплексний підхід, що включає технічні, організаційні та екологічні заходи. Розробка і реалізація ефективних стандартів та вимог у цих сферах є ключовими для забезпечення сталого та безпечного функціонування підприємств та зменшення їх негативного впливу на здоров'я працівників і стан екології.

					КРМ.142.6221мз.07.05.ПЗ	Лист
						92
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

Кваліфікаційна робота включає в себе низку важливих розрахунків, розробок і технічних рішень, що мають практичну цінність та можуть бути ефективно застосовані в реальних умовах експлуатації. У роботі запропонована система відключення циліндрів двигуна типу 12ЧН 18/20, що дозволяє оптимізувати його роботу, знижуючи витрати палива та покращуючи ефективність.

Під час виконання роботи були отримані характеристики навантаження для моделювання різних часткових режимів роботи двигуна. Проведено моделювання робочого циклу для двигуна типу 12ЧН 18/20 як без, так і з відключенням чотирьох циліндрів при п'яти часткових режимах навантаження. На основі цього моделювання було виконано порівняння основних параметрів роботи двигуна в різних умовах, що дозволило виявити переваги запропонованої системи управління циліндрами.

Також розроблено ряд конструктивних заходів, які дозволяють ефективно відключати циліндри та забезпечувати врівноважену роботу двигуна при використанні лише восьми циліндрів. Це дозволяє покращити ефективність і економічність роботи двигуна, знижуючи споживання палива.

Розрахунки, проведені в спеціальній частині роботи, підтверджують доцільність вдосконалення двигуна типу 12ЧН 18/20, особливо при роботі на часткових навантаженнях, що є характерними для дизель-поїздів. Завдяки запропонованій системі управління циліндрами вдається зменшити витрату палива на 2...4 г/(кВт·год), що позитивно впливає на економічні показники.

У розділі «Охорона праці та охорона навколишнього середовища» було розглянуто та розраховано заходи, що забезпечують безпечну експлуатацію двигуна та дизель-потяга, враховуючи як технічні, так і екологічні аспекти. Проведено аналіз витрат на експлуатацію двигуна типу 12ЧН 18/20 з новою системою відключення циліндрами. Результати розрахунків показали значний економічний ефект від впровадження цієї системи: річне зниження витрат на паливо складає близько 1,77 млн. грн. Термін окупності проєкту становить всього

					КРМ.142.6221мз.07.ПЗ	Лист
						93
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

шість місяців, якщо установка працюватиме 5,4 тис. годин на рік (приблизно 15 годин на добу).

Отже, запропонована система відключення циліндрів для двигуна типу 12ЧН 18/20 є технічно доцільною та економічно вигідною. Її впровадження дозволить не лише покращити технічні характеристики дизель-потяга, але й значно знизити експлуатаційні витрати та зменшити негативний вплив на навколишнє середовище.

					КРМ.142.6221мз.07.ПЗ	Лист
						94
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Сергієнко М. І. Локомотивне господарство Українських залізниць: сьогодні і завтра / М.І. Сергієнко// Залізничний транспорт України. – К. 2005. – № 1 (46). – С. 53 – 54.
2. Басов Г. Г. Прогнозування розвитку дизель поїздів для залізниць України – Харків: Апекс+, 2004. -240, [Ч1] с. – (Монографія).
3. Молодан А. О. Підвищення енергетичної ефективності колісних машин методом відключення циліндрів в автотракторному двигуні / А. О. Молодан // Вісник машинобудування та транспорту №2(10), 2019. – С. 48 – 53.
4. Мороз В. І. Особливості математичного моделювання тягових характеристик дизель-поїзду ДР1А / В. І. Мороз, А. І. Біленький, О. В. Братченко [та ін.] // Збірник наукових праць. – Харків, 2007. – № 86 – С. 122 – 128.
5. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
6. Мороз В. І. Основи конструювання і САПР. Навчальний посібник / В. І. Мороз, О. В. Братченко, В. В. Лінков. – Харків.: Нове слово, 2003. – 194 с.
7. Кузнецов В. В. Економічна оцінка проектних рішень в судновій енергетиці. – Миколаїв: НУК, 2005. – 70 с.
8. Закон України «Про охорону праці» // Відомості Верховної Ради України, 1992, № 49, ст. 668.
9. Винокурова Л. Е. Основи охорони праці: Підручник для проф.-техн. навч. закладів / Л. Е. Винокурова, М. В. Васильчук, М. В. Гаман. – К. : Вікторія, 2001. – 192 с.
10. Інструкція з технічного обслуговування електровозів і тепловозів в експлуатації / Розробник ПКТБ ЦТ – К.: "Поліграфсервіс". 2003 – 160 с.
11. Козак Ф. В., Мельник В. М. Про методи зниження токсичності відхідних газів автомобільних двигунів внутрішнього згоряння / Ф. В. Козак, В. М. Мельник // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2012. № 3(44). – С. 121 – 128.

					КРМ.142.6221мз.07.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		95