

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

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

« ____ » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**ПІДВИЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ДВИГУНА ДИЗЕЛЬ-
ПОТЯГУ ЗА РАХУНОК ВІДКЛЮЧЕННЯ ЧАСТИНИ ЦИЛІНДРІВ**

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

О. А. Гогоренко

Здобувач освіти

О. О. Гайдамака

Миколаїв 2023

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

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Гайдамакі Олександру Олександровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Підвищення паливної економічності двигуна дизель-потягу за рахунок відключення частини циліндрів

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ ” 20 року №

3. Строк подання здобувачем роботи

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

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Загальна характеристика дизель-поїзда; Режими роботи дизелів; Обґрунтування проведення модернізації; Технічна характеристика двигуна, сфера його застосування; Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна; Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми; Динамічний розрахунок двигуна; Розробка системи відключення циліндрів двигуна; Обґрунтування доцільності застосування системи відключення циліндрів

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Дизель-поїзд; Поперечний та повздовжній перерізи двигуна; Двомасовий маховик;
Розподільчий 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. Гайдамака/

(прізвище та ініціали)

/О. А. Гогоренко/

(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. Особливості застосування системи відключення циліндрів на двигуні типу 12ЧН 18/20 у складі дизель-поїзду типу ДР1.....	7
1.1 Загальна характеристика дизель-поїзда типу ДР1.....	7
1.2 Машинне приміщення дизель-поїзда.....	9
1.3 Режими роботи дизелів.....	10
1.4 Обґрунтування проведення модернізації.....	12
РОЗДІЛ 2. Моделювання робочого циклу двигуна типу 12ЧН 18/20.....	16
2.1 Технічна характеристика двигуна, сфера його застосування.....	16
2.2 Порівняння двигунів-прототипів.....	18
2.3 Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна.....	19
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми.....	30
2.5 Динамічний розрахунок двигуна.....	32
2.6 Висновок по розділу.....	41
РОЗДІЛ 3. Розробка системи відключення циліндрів двигуна типу 12ЧН 18/20.....	42
3.1 Вступ.....	42
3.2 Побудова характеристики споживача.....	42
3.3 Моделювання двигуна типу 12ЧН 18/20 без відключення циліндрів за характеристикою споживача для п'яти режимів.....	44
3.4 Моделювання двигуна типу 12ЧН 18/20 з відключенням чотирьох циліндрів за характеристикою споживача для п'яти режимів.....	50
3.5 Порівняння основних параметрів двигуна.....	57
3.6 Розробка конструктивних рішень для здійснення відключення частини циліндрів та ефективної роботи двигуна на восьми циліндрах.....	63
3.7 Висновки по розділу.....	71

РОЗДІЛ 4. Економічне обґрунтування застосування системи	
відключення циліндрів для двигуна типу 12ЧН 18/20.....	72
4.1 Обґрунтування доцільності застосування системи відключення	
циліндрів.....	72
4.2 Розрахунок економічної ефективності впровадження в	
експлуатацію двигуна з системою відключення циліндрів.....	74
4.3 Висновок по розділу.....	76
РОЗДІЛ 5. Аналіз і розробка заходів забезпечення вимог охорони праці	
та охорони навколишнього середовища.....	77
5.1 Охорона праці.....	77
5.2 Охорона навколишнього середовища.....	83
ВИСНОВОК ПО РОБОТІ.....	90
ЛІТЕРАТУРА.....	91

ВСТУП

В рамках комплексу заходів, спрямованих на підвищення ефективності залізничного транспорту з техніко-економічної точки зору, особливе важливе завдання становить вирішення проблеми збільшення паливної економічності. Поліпшення паливної ефективності тепловозів є ключовим аспектом у розробці технологій, спрямованих на раціональне використання ресурсів на залізниці. Одним із перспективних шляхів досягнення цієї мети є впровадження системи відключення циліндрів під час роботи тепловозного двигуна на часткових режимах. В умовах реальної експлуатації запровадження такого конструктивного рішення дозволить оптимізувати по витраті паливо і вартість вироблюваної енергії. У даному дослідженні проаналізовано проблеми, що виникають при експлуатації тепловозного дизеля в режимах часткової навантаженості, і представлено розрахунк економії палива та витрат за допомогою впровадження системи відключення циліндрів.

Дослідження взяло на увагу застосування системи відключення окремих циліндрів для двигуна типу 12ЧН 18/20, який широко використовується у дизель-поїздах серії ДР1. Даний двигун має номінальну потужність 750 кВт при обертах колінчастого валу на рівні 1500 хв⁻¹.

Система управління циліндрами спроектована для відключення окремих циліндрів під час роботи двигуна при невеликих навантаженнях. Це призводить до зменшення споживання палива і, відповідно, обмеження викидів токсичних речовин в навколишнє середовище. Проте існують певні недоліки, такі як збільшення вібрації і шуму, а також додаткове навантаження на двигун.

Аналіз опублікованих матеріалів підтверджує той факт, що дизель-поїзди працюють на максимальну потужність лише протягом близько 30% часу. Іншими словами, більшість часу двигуни працюють на неповному навантаженні, супроводжуючись значними втратами насосів. Це особливо актуально для багатоциліндрових двигунів, таких, як той, що розглядається в даній роботі.

					КРМ.142.6222м.02.ПЗ	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Технічно відключення циліндрів виконується шляхом припинення подачі палива та закриття впускних і випускних клапанів. В той час як відключення форсунок може бути реалізовано без значних труднощів, відключення клапанів є складнішим завданням.

Захопивши ідею схеми, яку запропонували компанії Volkswagen і Audi, була розроблена аналогічна система відключення циліндрів для тепловозного двигуна. У цій системі відключаються лише впускні клапани. Відмінність полягає в тому, що впускний вал обладнаний, крім звичайних кулачків, також "нульовими" кулачками, а не кулачками "половинної" висоти. Чотири з дванадцяти кулачків на впускному розподільчому валу можуть переміщатися за командою блоку управління, забезпечуючи перехід від звичайних до "нульових". Система працює в діапазоні обертів $900 \dots 1500 \text{ хв}^{-1}$. Відключаючи чотири циліндра, можна знизити споживання палива на $2 \dots 4 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$. Крім того, пропонується розробити ряд конструктивних заходів, які дозволять відключати циліндри та вирівнювати роботу двигуна при роботі на восьми циліндрах.

					КРМ.142.6222м.02.ПЗ	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

Особливості застосування системи відключення циліндрів на двигуні типу 12ЧН 18/20 у складі дизель-поїзду типу ДР1

1.1 Загальна характеристика дизель-поїзду типу ДР1

Дизель-поїзд типу ДР1 (рис. 1.1) складається з двох моторних з кабінами управління і одного, двох або чотирьох причіпних вагонів [1, 2]. Можливо також трьохвагонне виконання поїзда (один моторний вагон з кабіною управління, один причіпний і один причіпний з кабіною управління). Передбачена можливість експлуатації дизель-поїздів по системі двох одиниць.

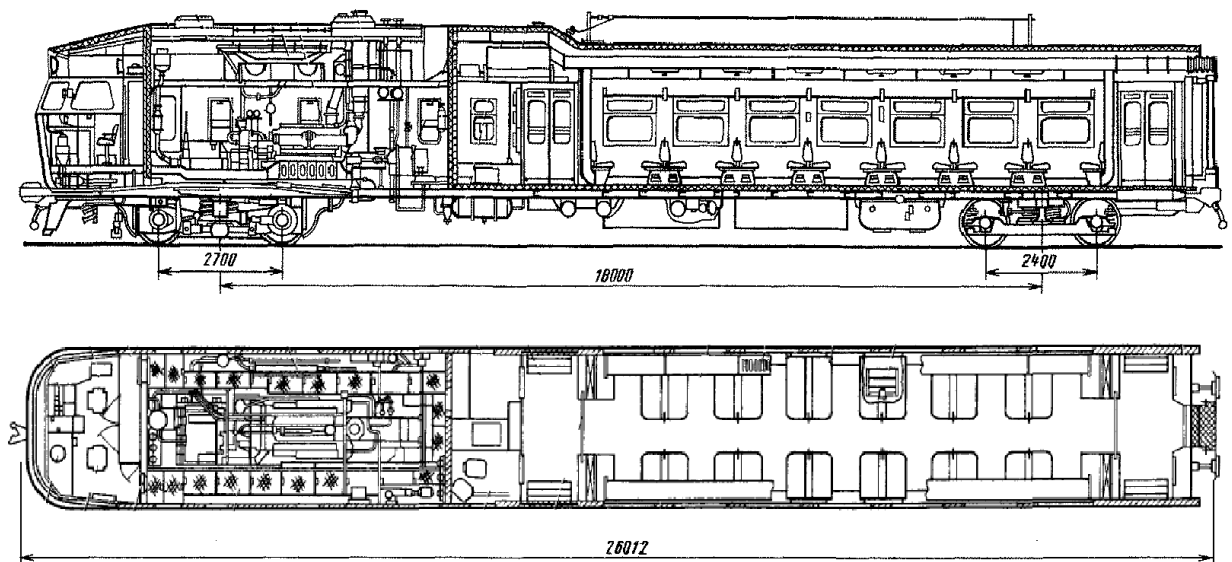


Рис. 1.1. Дизель-поїзд типу ДР1

Джерелом енергії на дизель-поїзді є дизель М-756Б (високообертові дизельні двигуни для дизель-поїздів поставлялися Ленінградським заводом Зірка) і гідропередача ГДП-1000 змонтовані на загальній рамі, встановлені в машинному відділенні моторного вагона на амортизаторах.

Ця передача має два гідротрансформатора ТП100 і зубчасті колеса, що дозволяють отримати на першій ступені передатне відношення 1:1,78, а на другому ступені – 1:0,99. Вал дизеля з'єднаний з валом гідропередачі гнучкою муфтою. Передатне відношення редуктора $32:26 = 1,233$. Від роздаткового редуктора гідропередачі до осевих редукторів йдуть карданні вали.

Осьові редуктори виконані двоступінчатими: перший ступінь - з циліндричними зубчастими колесами ($38:38 = 1$), друга – з конічними, загальне передавальне відношення осьового редуктора 1:3,06. Від дизеля наводяться також компресор ПК-1,5/9, генератор постійна струму і через гідростатичний привід вентилятор холодильника.

Автоматика перемикання ступенів швидкості виконана із застосуванням електричних і гідравлічних апаратів, які пов'язані один з одним електрогідравлічними вентилями. Момент переходу з одного ступеня швидкості на іншу задається тахогенератором, що приводиться від колісних пар. Режим роботи дизеля задається контролером машиніста, які мають 16 позицій. Залежно від позиції змінюється опір в ланцюзі збудження тахогенератора.

Система управління дизель-поїздом виконана на постійному струмі напругою 75 В, одержуваному при працюючому дизелі від генератора, а при непрацюючому – від акумуляторної батареї. Передбачена можливість управління двома зчепленими дизель-поїздами з одного поста.

Для живлення ланцюгів освітлення на моторних вагонах встановлені дизель-генератори: дизель 6Р4-7Д і генератор ГМ-20А трифазного струму 50 Гц напругою 230/400 В, потужністю 20 кВт. Крім того, в цих вагонах є підігрівач і котел підігрівання по конструкції, аналогічний котлу тепловоза ТЕП60.

Моторний вагон важить 53,5 т, причіпний, 33,7 т (без пасажирів, але з повною екіпіровкою). Кількість місць для сидіння в моторному вагоні – 80, у причіпному – 128. Запас палива в моторному вагоні – 1830 кг, масла – 480 кг та води – 200 л. Прискорення поїзда на ділянці до швидкості 25 км/год – $0,54 \text{ м/с}^2$, конструктивна швидкість – 120 км/год.

Завдяки введенню двох режимів роботи дизеля М756 на холостому ходу (650 або 850 об/хв) і зниження допустимої передпускової температури його води і масла значно поліпшена економічність дизель-поїзда. Застосовані більш надійні гальмівні диски. Раніше дизель-поїзда ДР1П і ДР1А обладнали гальмівними дисками, що мають незначний термін служби (на їх поверхнях

					КРМ.142.6222м.02.01.ПЗ	Лист
						8
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

тертя в експлуатації виникали термічні тріщини). На робочих поверхнях нових дисків зроблені терморозгужаючі канавки, які виключають появу таких тріщин. Термін служби нових гальмівних дисків збільшено в 7 разів.

Для підвищення надійності електричної схеми дизель-поїзда в неї введені зміни, що дозволяють знизити витрати на ремонт та обслуговування. Так, замість проміжних реле МКУ-48С застосовані реле ТРПУ-1, уніфіковані з тепловозних. Корабельні датчики температури КРМ і КРД, які використовуються для контролю за роботою силової установки, замінено на датчики-реле типу Т-35, а пожежні датчики – на сповіщувачі типу ИПЛ.

В електричний ланцюг пуску дизеля додатково до пускової обмотці стартера-генератора ЧПСГУ підключили його ж шунтову обмотку збудження. Це збільшує момент обертання якоря стартера-генератора, знижує пусковий струм і покращує роботу акумуляторної батареї. За рахунок введення додаткового ізоляційного листа між корпусом ящика і акумуляторними батареями підвищилася надійність її роботи.

Термін служби дизеля М756Б збільшений з 12 до 14 тис. год. На новій моделі поїзда встановлений дизель зразка 1984 з посиленою рамою в районі носка додаткового відбору потужності, застосовані втулки зовнішніх розсувних дверей, внутрішні порожнини яких покриті антикорозійними фарбами. Вхідні сходи виключають скупчення під ними снігу, бруду і вологи, що, в свою чергу, зменшує корозію кузова.

1.2 Машинне приміщення дизель-поїзда

Кузова вагонів дизель-поїздів – суцільнометалеві, несучої конструкції, виконані з набору поздовжніх і поперечних елементів жорсткості, перекритих тонкими гофрованими листами. Стіни і стеля машинного відділення покриті пінополіуретаном. Товщина шару на стінах 40 мм, на стелі 20 мм. Теплозвукоізоляція закрита алюмінієвими перфорованими листами товщиною 2 мм, які з не лицьового боку обклеєні склотканиною. Конструкція металевого

					КРМ.142.6222м.02.01.ПЗ	Лист
						9
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

підлоги машинного приміщення виконана з урахуванням забезпечення герметичності і можливості збору і видалення стікають на підлогу рідин.

Під моторним вагоном розташовані ящики акумуляторної батареї, паливний бак, пневматичне обладнання і трубопроводи, прийомні котушки автоматичної локомотивної сигналізації, путеочистник та інше обладнання.

У дизель-поїздах ДР1 в машинному приміщенні встановлена допоміжна дизель-електростанція ЗЕ-16А, обладнана чотиритактним дизелем 4Ч 8,5/11 потужністю 20,6 кВт і трифазним генератором змінного струму ГМ-20А потужністю 20 кВт. Система охолодження дизель-електростанції – спільна з головним дизелем. Змінний струм напругою 380/220 В, що виробляється електростанцією, служить для живлення електричних ланцюгів освітлення, опалення та вентиляції.

Електричний ланцюг управління живить генератор КГ 12,5 постійним струмом і напругою 75 В, розташований в машинному приміщенні.

На дизель-поїзді ДР1П натомість допоміжної дизель-електростанції встановлений стартер-генератор СТГ-7. Допоміжні електричні ланцюги живляться постійним струмом напругою 110 В.

1.3 Режими роботи дизелів

Характеристикою двигунів називається залежність величин, що характеризують роботу двигуна, від параметрів, що визначають режим його роботи. Залежно від виду величин можна розглядати характеристики потужності, питомої витрати палива, к.к.д., температури відпрацьованих газів та ін. Параметри, визначальні режими роботи двигуна, це – частота обертання колінчастого валу, встановлювана машиністом в процесі управління тепловозом, і подача палива на цикл, визначена положенням регулюючого органу – рейки паливного насоса.

Точка А (рис. 1.2) характеризує номінальний режим роботи двигуна.

					КРМ.142.6222м.02.01.ПЗ	Лист
						10
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

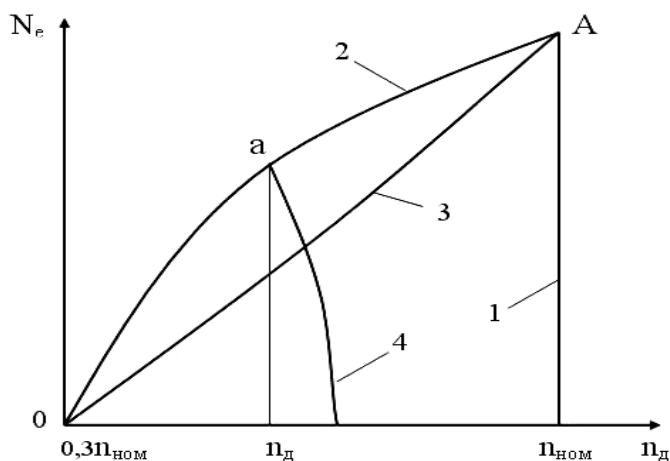


Рис. 1.2. Характеристики роботи дизель-генераторів: 1 – навантажувальна; 2 – зовнішня; 3 – дизельна (генераторна); 4 – регуляторна

Через цю точку можна провести безліч можливих характеристик роботи двигуна. Розрізняють наступні характеристики роботи двигунів тепловозів:

- а) при постійній частоті обертання колінчастого валу і навантаженні (ефективної потужності), що змінюється, – характеристики навантажень.
- б) при постійній максимальній цикловій подачі палива, відповідній режиму номінальної (максимальної) потужності двигуна, – зовнішня характеристика.
- в) при заданій схемі настройки генератора від частоти обертання називається тепловозною (генераторною) характеристикою.
- г) при мінімальних для всіх частот обертання колінчастого валу значеннях питомої ефективної витрати палива – економічна характеристика.
- д) при максимально допустимій температурі деталей циліндропоршневої групи (головним чином днища поршня в самій нагрітій точці) – обмежувальна характеристика.

Перераховані характеристики відповідають стаціонарним (сталим) режимам роботи двигуна за нормальних атмосферних умов і незмінних темпе-

ратур охолоджуючих теплоносіїв (води і масла). В цих умовах відбувається їх отримання на стендах заводів – виробників.

За умов експлуатації тепловоз має різні за тривалістю зупинки в дорозі, під час яких необхідно підтримувати тиск повітря в гальмовій магістралі і роботу допоміжного генератора для підзаряду акумуляторних батарей. Враховуючи, що, окрім компресора і допоміжного генератора, потужні дизелі тепловозів постійно приводять в обертання також вентилятори тягових двигунів та інші допоміжні механізми, потужність дизелів на режимі так званого холостого ходу тепловоза складає приблизно 50 % загального часу експлуатації. В зимових умовах час роботи дизелів тепловозів на холостому ходу істотно збільшується із – за необхідності постійної підтримки певного рівня температур води, масла і палива в баках, трубопроводах і агрегатах тепловоза.

Статистичні дані по роботі дизелів тепловозів на режимах холостого ходу як під час руху, так і в період прогріву при стоянках (на тракційних шляхах в депо), показують, що витрата палива складає до 16 % загальної витрати палива. Робота дизелів на малих навантаженнях також складає значну частину експлуатаційних режимів.

При перехідних процесах, характерних для експлуатації дизелів тепловозів, параметри роботи двигуна значно відрізняються від сталих. Дані характеристики не охоплюють і таких допоміжних режимів роботи двигуна, які відповідають значній частині (до половини) загального часу експлуатації дизелів, як режими холостого ходу.

1.4 Обґрунтування проведення модернізації

Основною метою проведення модернізації є значне скорочення споживання палива шляхом тимчасового відключення циліндрів при низьких і середніх навантаженнях [3].

Система управління циліндрами призначена для зміни робочого об'єму двигуна за рахунок виключення з роботи частини циліндрів. Застосування

					КРМ.142.6222м.02.01.ПЗ	Лист
						12
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

системи забезпечує зниження витрати палива до 20 % і зменшення шкідливих викидів з відпрацьованими газами.

Передумовою розробки системи управління циліндрами з'явився типовий режим експлуатації дизеля, при якому максимальна потужність використовується до 30 % за весь період роботи. Таким чином, більшу частину часу двигун працює з неповним навантаженням. У цих умовах дросельна заслінка майже закрита, а двигун повинен втягувати необхідну кількість повітря для роботи. Це призводить до збільшення витрат енергії на насосні ходи і подальше зниження ефективності.

Система управління циліндрами дозволяє при невеликому навантаженні на двигун відключити частину циліндрів, при цьому для забезпечення необхідної потужності відкривається дросельна заслінка. У більшості випадків система відключення циліндрів застосовується на багатоциліндрових потужних двигунах (6, 8, 12 циліндрів), робота яких особливо неефективна при невеликих навантаженнях.

Для того, щоб виключити з роботи конкретний циліндр потрібно виконати дві умови – перекрити доступ повітря і випуск відпрацьованих газів (закрити впускний і випускний клапани) і перекрити подачу палива в циліндр.

Примусова дезактивація циліндрів крім незаперечних переваг має ряд недоліків, серед яких додаткові навантаження на двигун, вібрації і небажаний шум.

Для попередження додаткових навантажень на двигун в камері згоряння вимкненого двигуна залишається заряд відпрацьованих газів від попереднього робочого циклу. Гази стискаються при русі поршня вгору і тиснуть на поршень при його русі вниз, тим самим забезпечується зрівняльний ефект.

Для зниження вібрації використовуються спеціальні гідравлічні опори двигуна, або двомасовий маховик, зображений на рис. 1.3.



Рис. 1.3. Двомасовий маховик

Зниження рівня шуму проводиться у випускній системі, в якій підібрані довжини труб і використані передній і задній глушники з резонаторами різного розміру.

Система використовує у своїй роботі муфти з кулачками різної форми, які розташовані на розподільному валу і за допомоги виконавчого механізму (рис. 1.4) мають змогу переміщуватись по ньому.

Відключений циліндр



Циліндр в роботі



Рис. 1.4. Система відключення циліндрів

Кулачки і муфта утворюють блок кулачків. Блоки кулачків переміщуються чотирма виконавчими механізмами. Для переміщення блоку у виконавчому механізмі є стрижень, який ковзає по спіральної канавці блоку і переміщує його. Виконавчі механізми спрацьовують по команді блоку управління двигуном.

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6222м.02.01.ПЗ

Лист

15

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.

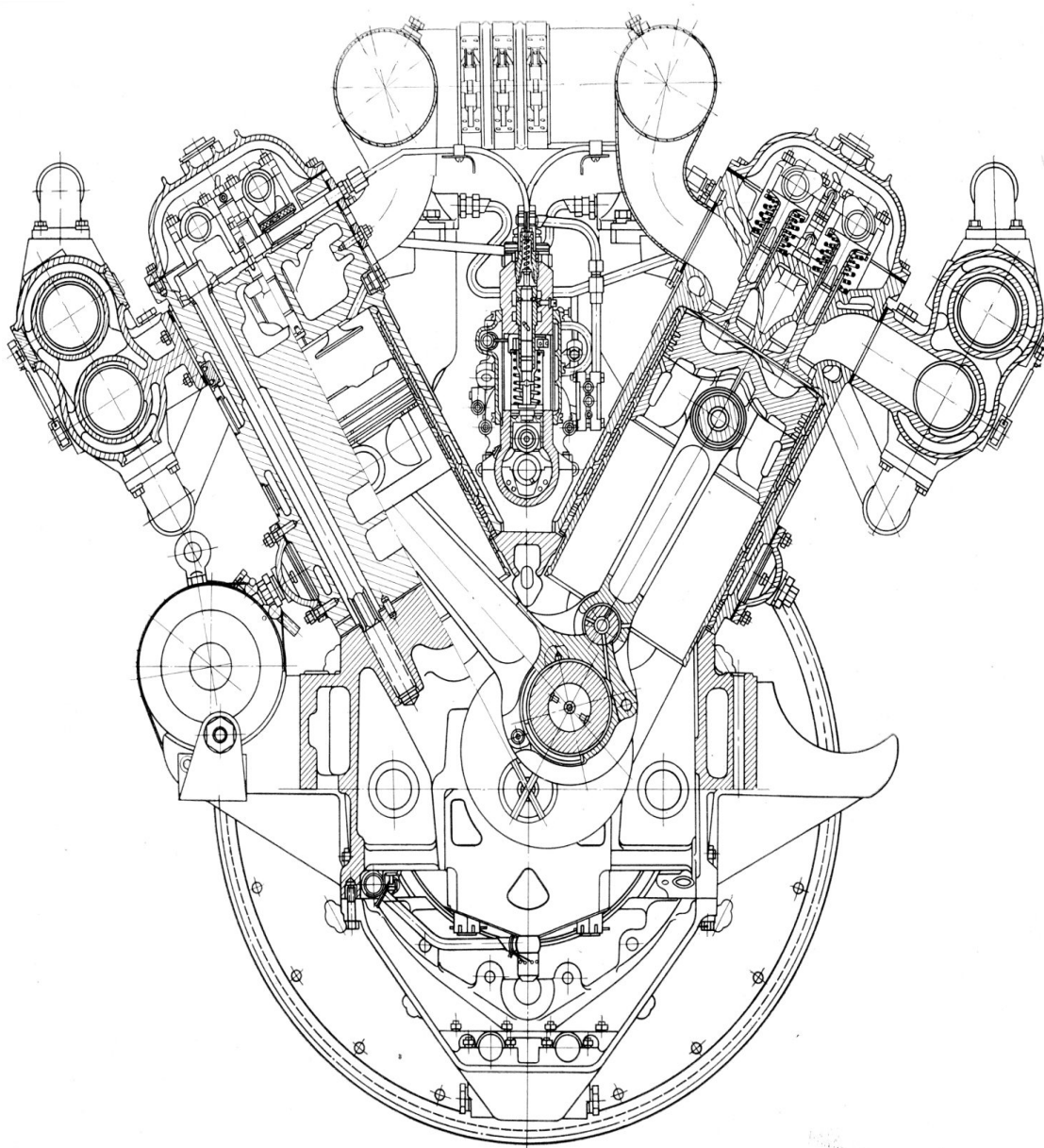


Рис. 2.1. Поперечний розріз двигуна М756

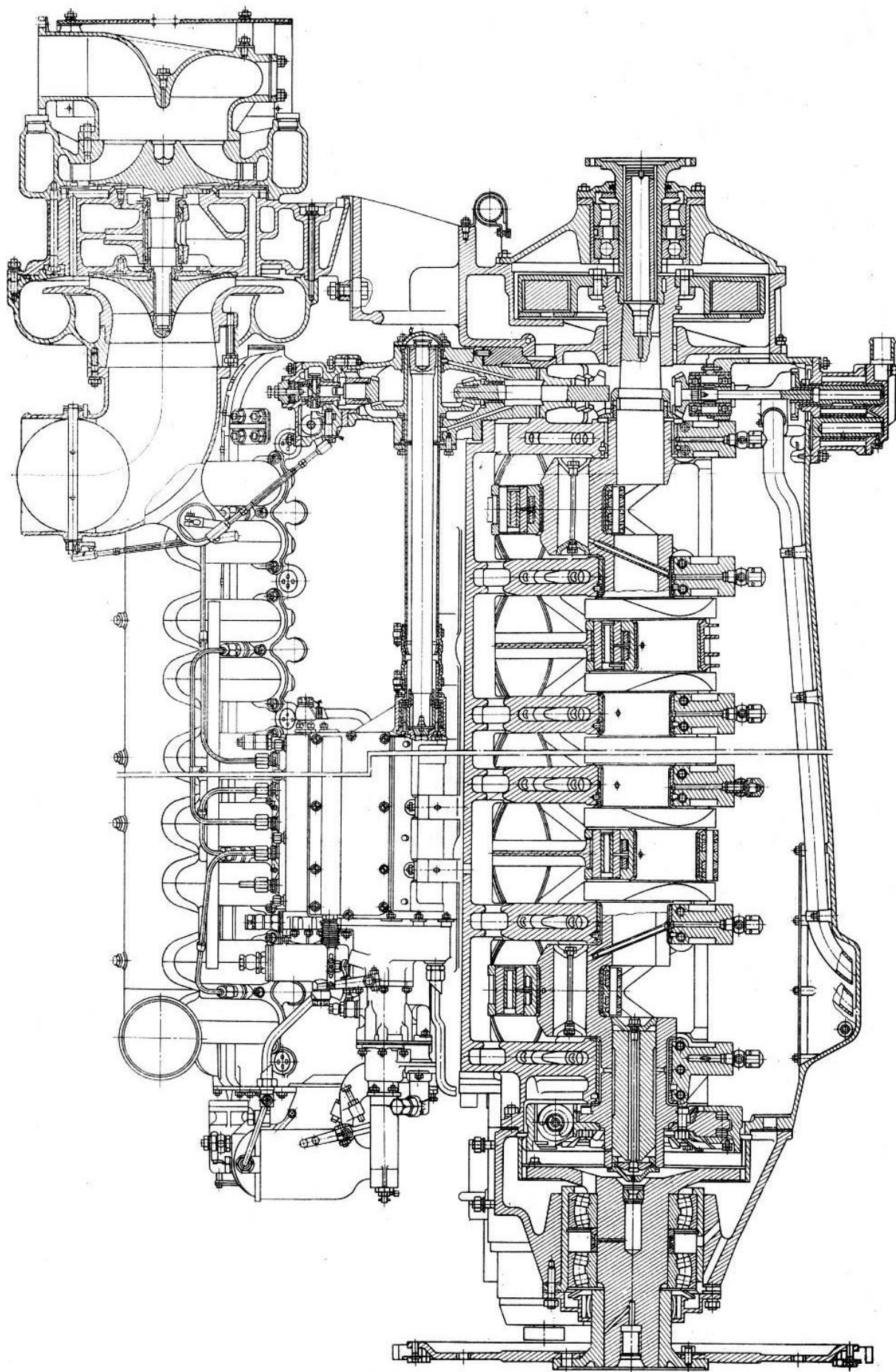


Рис. 2.2. Повздовжній переріз двигуна М756

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222M.02.02.ПЗ

Лист

17

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), а також дизеля-прототипу (6ЧН 18/22 «Завод Дальдизель») і зарубіжних аналогів фірм Deutz-MWM (Німеччина), Mitsubishi (Японія), SKL (Німеччина).

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

Основні характеристики	Проектований дизель	Дальдизель (росія)	Deutz-MWM (Німеччина)	Mitsubishi (Японія)	SKL (Німеччина)
Тип дизеля	12ЧН 18/20	6ЧН 18/22	TBD 604 L6	96М-ТК	VD 18/16 AL-2
Агрегатна потужність, кВт	750	463	500	600	600
Частота обертання, об/мин	1500	1000	1200	1500	1500
Діаметр циліндра, мм	180	180	160	160	160
Хід поршня, мм	200	220	185	180	180
Розташування циліндрів	V-образне	рядне	рядне	рядне	рядне
Середній ефективний тиск, МПа	1	1,7	1,9	2,0	2,0
Середня швидкість поршня, м/сек	7,9	7,3	7,4	9,0	9,0
Питома витрата палива, г/(кВт·год)	235	195	195	196	200
Питома витрата масла на угар, г/(кВт·год)	0,95	0,95	0,90	0,95	0,90
Питома маса дизеля, кг/кВт	5,47	6,99	4,50	—	5,6
Ресурс до першої перебрання, год.	11000	15000	15000	14000	9000
Ресурс до капітального ремонту, год.	29000	53000	50000	55000	40000

2.3 Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна

Для того, щоб визначити основні параметри і показники робочого процесу, які характеризують ефективність і економічність роботи дизеля потрібно виконати розрахунок робочого циклу двигуна на номінальному режимі.

В розрахунковому циклі ДВЗ змінюється кількість робочого тіла, його склад та фізичні якості. В наслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння скрита в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходить догоряння палива та відновлення дисоційованих газів з виділенням теплоти. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, оскільки температура та склад газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі маються також теплові та аеродинамічні втрати. Враховуючи вище сказане, слід зазначити, що дійсний цикл, який здійснюється у працюючому двигуні у даний час теоретично не може бути точно описаний через недосконалості розрахункових методик та складності процесів які в ньому протікають.

Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми проводиться на комп'ютері з використанням розрахункової програми розробленої в середовищі MathCAD на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ. Для розрахунку обирається модель з вільним турбокомпресором. Програма працює по розрахунковому циклу, який базується на класичному методі теплового розрахунку, розробленого професором В. І. Гриневецьким у 1907 р.

Метод теплового розрахунку базується на загальновідомих положеннях термодинаміки та термохімії. Достатньо точно охоплює зміст теплових явищ, які відбуваються у робочому циліндрі, та являє собою інженерно – аналітичне дослідження.

Розрахунковий цикл ДВЗ складається з п'яти послідовно протікаючих процесів: наповнення, стиску, згоряння палива, розширення та випуску.

Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна.

Температура навколишнього повітря T_o . Приймаємо $T_o = 313 \text{ K}$ або $40 \text{ }^\circ\text{C}$ (за умови всмоктування повітря з машинного відділення).

					КРМ.142.6222м.02.02.ПЗ	Лист
						19
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Тиск навколишнього повітря p_o . В усіх випадках варто приймати $p_o = 0,103$ МПа (стандартні атмосферні умови) [5].

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для ВОД $\varepsilon = 10 \dots 16$ [5]. Приймаємо $\varepsilon = 11$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння, $D_{\text{ц}} > 150$ мм та $\varepsilon = 11$, α буде знаходитись у межах $1,8 \dots 2,8$ [5]. Приймаємо $\alpha = 2,7$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і 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 досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для ВОД нових моделей ці коефіцієнти лежать у 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 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 складає: $5 \dots 20$ К – для ДВЗ з наддувом та $10 \dots 25$ К – для ДВЗ без наддуву [5].

Приймаємо $\Delta T_a = 20$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Для 4-х тактних двигунів $\zeta = (0,92 \dots 0,97)$ [5]. Приймаємо $\zeta = 0,96$.

Механічний ККД двигуна η_m . Для ВОД з $D_{\text{ц}} < 300$ мм. та $\rho_k > 0,2$; η_m знаходиться у межах $0,84 \dots 0,88$ [5]. Приймаємо $\eta_m = 0,87$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{\text{ох}}$. Повітроохолоджувач

					КРМ.142.6222м.02.02.ПЗ	Лист
						20
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення 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 у межах 600...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;

$S = 0 \text{ кг}$ – кількість сірки;

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

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого валу, тоді для 4-х тактних двигунів $Z = 0,5$ [5].

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

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

Частка ходу поршня втраченого на продувку φ_p . Для 4-х тактних двигунів ця величина дорівнює нулю [5].

Результати розрахунку робочого циклу двигуна типу 12ЧН 18/20 приведені далі на роздруківці.

Данні необхідні для побудови індикаторної діаграми розраховані та наведені у табл. 2.2, а індикаторна діаграма зображена 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 скруглення 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)

$$c'_v = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

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

$$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

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

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



$$b_c = 0.002516 \quad a_{vc} = 19.277$$

3.4 Середній показник політропи стиску



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

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

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

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

$$a_{vz} = 19.70604$$

$$b_z = 0.00291$$

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.142.6222м.02.02.ПЗ	Лист
						26
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 $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R = 287$$

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

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 адіабаты 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

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

$P_{kd} = 2.306$

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

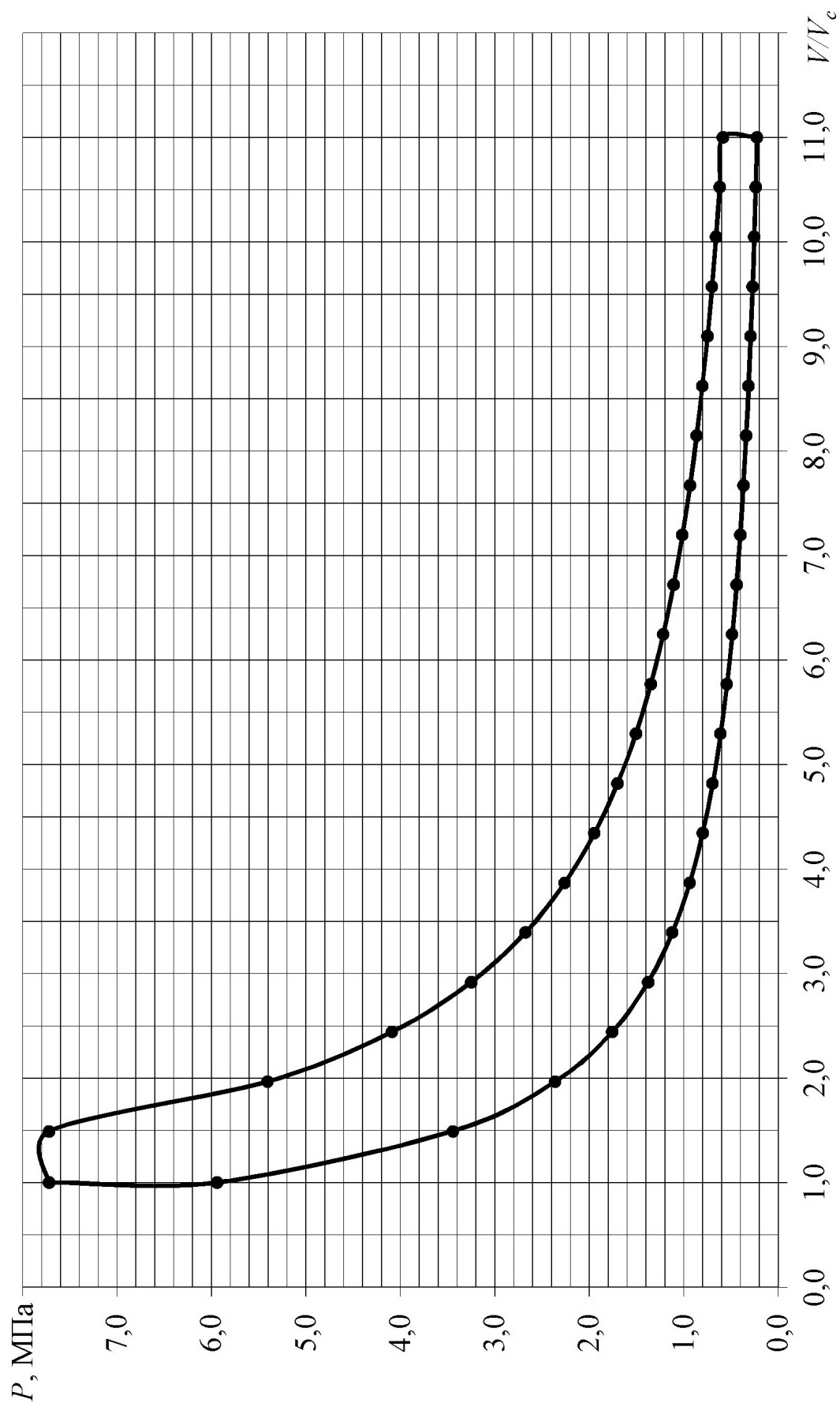


Рис. 2.3. Теоретична індикаторна діаграма двигуна типу 12ЧН 18/20

2.5 Динамічний розрахунок двигуна

Деталі двигуна при його роботі опиняються під дією різних сил. Деякі з них піддані впливу постійно діючих сил, інші тільки силам що змінюється в часі від тиску газів в циліндрі, дії сил інерції, але основна маса деталей в той чи іншій мірі знаходиться під загальним впливом різноманітних сил. Найбільш відповідальним вузлом двигуна є кривошипно-шатунний механізм (КШМ), який з'єднує поршень з колінчастим валом та здійснює перетворення зворотно-поступального руху поршня в обертальний рух колінчастого валу

У найбільш загальному випадку для V-подібного двигуна з дезаксажем кінематика шатуна визначається вісьмома параметрами: R і r – радіуси кривошипа і причепа. L і l – довжини головного і причіпного шатунів; γ - γ_l кути розвалу циліндрів і причепа; C и C_l – дезаксажі головного і бічного циліндрів (на рис. 2.4 показані позитивними).

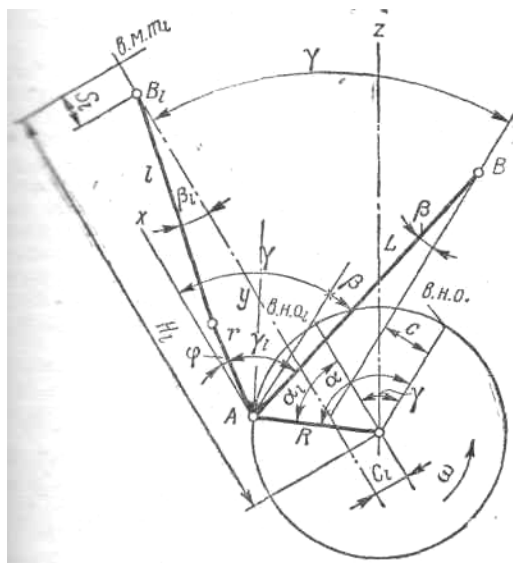
Усі параметри і функції, що відносяться до причіпного механізму, позначені символами з індексом l .

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

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

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

$$\rho = R/r = 0,98$$



При виконанні аналізу КШМ кут повороту кривошипа α відраховується убік його звертання від положення ВМТ $\alpha_i = \omega \cdot \tau_i, \text{рад}$, приймається незалежною перемінною. Кут $\alpha_{li} = \alpha_i - \gamma$.

Кутова швидкість кривошипа при кінематичних і динамічних розрахунках приймається постійною і прирівнюється:

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

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

Кутове переміщення кривошипа :

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

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

Кут відхилення шатуна від осі циліндра дорівнює:

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

Кут відхилення причіпного шатуна від осі циліндра дорівнює:

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

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 тиску газів.

На поршень з боку камери згоряння діє сила тиску газів у циліндрі двигуна. Вона прикладена до центра поршневого пальця і діє уздовж осі циліндра.

Зовні двигуна сили тиску газів виявляються у виді обертаючого і перекидаючого моментів. Щодо значення сили тиску газів у залежності від кута обертання кривошипа $P_z = f(\alpha)$ визначається по індикаторній діаграмі.

Для того щоб визначити по індикаторній діаграмі значення в координатах Р-ф на відрізку від ВМТ до НМТ, у будь-якій висоті проводимо півколо радіусом $\frac{AB}{2}$. І з центра півкола в напрямку НМТ відкладаємо вправлення Брікса.

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

					КРМ.142.6222м.02.02.ПЗ	Лист
						33
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

де $AB=12,5\text{мм}$ – відстань від ВМТ до НМТ на індикаторній діаграмі

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

З точки O_1 , як з центра, проводимо промені через прийняте число градусів до перехрещення їхній з півколом радіуса $\frac{AB}{2}$. Проектуємо отримані точки перетинання на вісь V. Одержимо тиск, що відповідає цим кутам повороту кривошипа.

Сила тиску газів у бічному циліндрі в першому наближенні може бути прийнята, що змінюється по закону головного циліндра.

Приведення мас ланок.

Для визначення сил інерції, що виникають у деталях КШМ, останній замінюється еквівалентною динамічною моделлю, що має ту ж кінематичну схему.

Ланки цієї моделі вважаються нематеріальними. Замість дійсних мас розглядаються приведені ($\text{кгс} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{см}^{-1}$): M_S – маса, що поступально рухається, (ПРМ), зосереджена в центрі поршневого чи крейцкопфного пальця; M_R – неврівноважена обертова маса (НОМ), зосереджена в центрі шатунної шийки валу. Приведені маси знаходять по формулах.

$$M_S = M_{us} + M_{n.n}; \quad M_{IS} = M_{lus} + M_{ln.n};$$

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

Для центрального і зміщеного КШМ використовуються M_S і M_R , а для механізму V-подібного двигуна з причіпним шатуном – M_S , M_{IS} і M_R^* . У цих вираженнях: $M_{n.n}$ – маса деталей, що роблять поступальний рух разом з поршнем; M_{kR} – маса неврівноважених частин коліна, приведена до радіуса кривошипа; M_{us} і M_{uR} – маси частин шатуна, віднесені до поршневої і кривошипної голівок, що знаходять по формулах

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

де M – маса шатуна, а $k_{ш}$ – коефіцієнт, що визначає частку маси шатуна, віднесену до поршневої голівки. Останній знаходиться зважуванням, яким-небудь графічним чи способом по емпіричній формулі В. П. Терских

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

де n – частота обертання колінчатого вала двигуна.

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

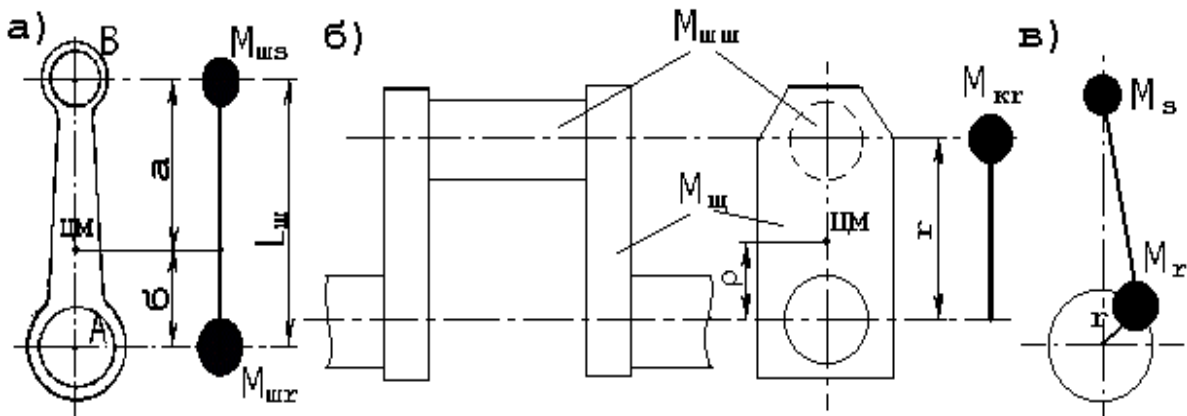


Рис. 2.5. Деталі КШМ і їхні динамічні моделі: а – шатун; б – кривошип; в – КШМ у цілому.

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.

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

Поршень, поршковий палець і поршкові кільця здійснюють тільки поступальний рух тому їхня маса не наводиться.

$$M_S = M_{шс} + M_{п.п} = 1,83 + 0,3 = 2,13 \text{ кг}; \quad M_{IS} = M_{lшс} + M_{п.п} = 3,5 + 0,3 = 3,8 \text{ кг};$$

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

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

Для зручності розрахунків абсолютні маси замінюють відносними, тобто

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

де F_n – площа поршня.

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

де D – діаметр циліндра.

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

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

Сили інерції.

При роботі двигуна від поступально рухаються мас і неврівноважено обертючих мас на КШМ діє сила інерції.

Сила інерції поступально рухаються мас прикладена в центрі поршневого пальця, діє уздовж всієї 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, сили тяжіння і 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 з картером.

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

Рушійну силу можна визначити також і графічним способом. Для цього необхідно побудувати діаграму сил тиску газів побудувати діаграму сил тиску газів P_z і діаграму сил інерції і визначити ординати між ними. Сили тяжіння ПРМ і протитиск повітря в підпоршневій порожнині – постійні величини. Для СОД і ВОД сили тяжіння і протитиск повітря в підпоршневій порожнині можна не враховувати.

Сила P розкладається на дві складові: нормальну силу, що діє перпендикулярно до осі циліндра і 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 силу діючу уздовж осі шатуна

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

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

радіальну силу діючу 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

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

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

$$T_\Sigma = T + T_l, \text{ МПа.}$$

Момент обертання кривошипа дорівнює

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

Результати динамічного розрахунку наведено в табл. 2.3.

Графіки зміни сил P_r , P_{dv} , P_j , N , Z , T зображено 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	0,2330	-1,2405	-1,0075	0,0000	-1,0075	0,0000
15	0,2330	-1,1711	-0,9381	-0,0682	-0,8885	-0,3086
30	0,2330	-0,9750	-0,7420	-0,1049	-0,5901	-0,4618
45	0,2330	-0,6853	-0,4523	-0,0914	-0,2552	-0,3844
60	0,2330	-0,3489	-0,1159	-0,0290	-0,0329	-0,1148
75	0,2330	-0,0158	0,2172	0,0610	-0,0027	0,2256
90	0,2330	0,2714	0,5044	0,1471	-0,1471	0,5044
105	0,2330	0,4858	0,7188	0,2019	-0,3811	0,6421
120	0,2330	0,6202	0,8532	0,2133	-0,6113	0,6323
135	0,2330	0,6853	0,9183	0,1855	-0,7805	0,5182
150	0,2330	0,7036	0,9366	0,1324	-0,8773	0,3536
165	0,2330	0,7011	0,9341	0,0679	-0,9198	0,1762
180	0,2330	0,6978	0,9308	0,0000	-0,9308	0,0000
195	0,2295	0,7011	0,9306	-0,0676	-0,9164	-0,1755
210	0,2406	0,7036	0,9443	-0,1335	-0,8845	-0,3565
225	0,2614	0,6853	0,9467	-0,1912	-0,8047	-0,5342
240	0,2960	0,6202	0,9163	-0,2290	-0,6565	-0,6790
255	0,3521	0,4858	0,8379	-0,2354	-0,4443	-0,7485
270	0,4444	0,2714	0,7158	-0,2088	-0,2088	-0,7158
285	0,6027	-0,0158	0,5869	-0,1649	-0,0074	-0,6095
300	0,8906	-0,3489	0,5417	-0,1354	0,1536	-0,5368
315	1,4507	-0,6853	0,7655	-0,1546	0,4319	-0,6506
330	2,5810	-0,9750	1,6060	-0,2271	1,2773	-0,9997
345	4,5510	-1,1711	3,3799	-0,2456	3,2011	-1,1120
360	5,9507	-1,2405	4,7102	0,0000	4,7102	0,0000
375	7,7240	-1,1711	6,5529	0,4761	6,2064	2,1559
390	5,8698	-0,9750	4,8948	0,6921	3,8930	3,0468
405	3,4055	-0,6853	2,7202	0,5495	1,5350	2,3120
420	2,1474	-0,3489	1,7985	0,4495	0,5099	1,7823
435	1,4848	-0,0158	1,4690	0,4127	-0,0184	1,5257
450	1,1134	0,2714	1,3847	0,4039	-0,4039	1,3847
465	0,8935	0,4858	1,3793	0,3875	-0,7313	1,2320
480	0,7584	0,6202	1,3786	0,3446	-0,9877	1,0216
495	0,6744	0,6853	1,3597	0,2746	-1,1556	0,7672
510	0,6235	0,7036	1,3272	0,1877	-1,2432	0,5011
525	0,5962	0,7011	1,2973	0,0943	-1,2775	0,2447
540	0,5876	0,6978	1,2854	0,0000	-1,2854	0,0000
555	0,2250	0,7011	0,9261	-0,0673	-0,9120	-0,1747
570	0,2250	0,7036	0,9286	-0,1313	-0,8699	-0,3506
585	0,2250	0,6853	0,9103	-0,1839	-0,7737	-0,5137
600	0,2250	0,6202	0,8452	-0,2113	-0,6056	-0,6264
615	0,2250	0,4858	0,7108	-0,1997	-0,3769	-0,6349
630	0,2250	0,2714	0,4964	-0,1448	-0,1448	-0,4964
645	0,2250	-0,0158	0,2092	-0,0588	-0,0026	-0,2173
660	0,2250	-0,3489	-0,1239	0,0310	-0,0351	0,1228
675	0,2250	-0,6853	-0,4603	0,0930	-0,2597	0,3912
690	0,2250	-0,9750	-0,7500	0,1060	-0,5965	0,4668
705	0,2250	-1,1711	-0,9461	0,0687	-0,8961	0,3113
720	0,2250	-1,2405	-1,0155	0,0000	-1,0155	0,0000

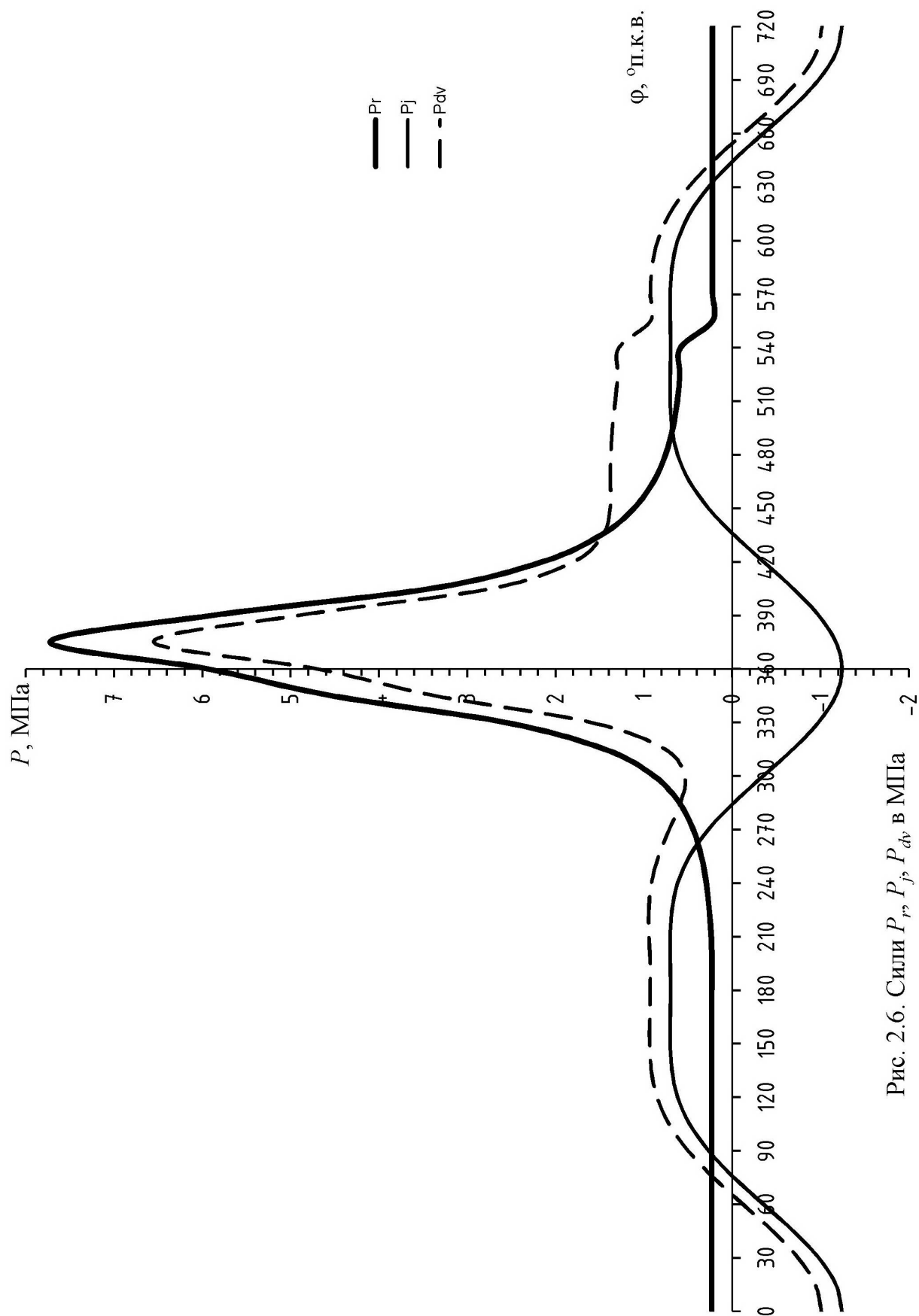


Рис. 2.6. Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа

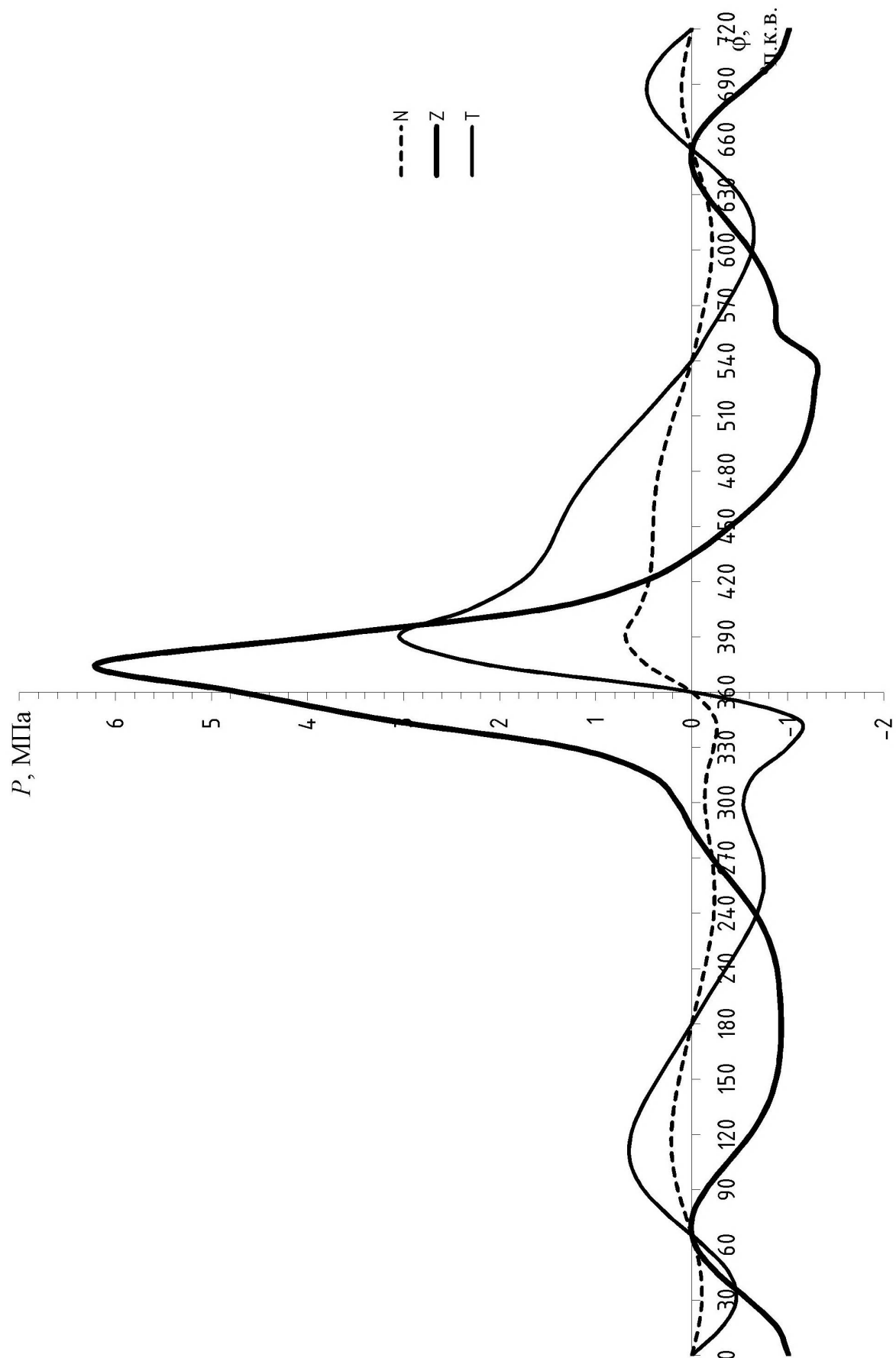


Рис. 2.7. Силы N , Z , T в МПа

2.6 Висновок по розділу

Розрахунок робочого циклу проводився для номінального режиму роботи двигуна без відключення циліндрів. В результаті перевірного розрахунку робочого циклу двигуна типу 12ЧН 18/20 отримано наступні значення основних його параметрів.

Показник економічності двигуна (питома ефективна витрата пального) дорівнює 0,218 кг/(кВт·г). Можна зробити висновок, що за цим параметром обраний двигун належить до машин з прогресивним показником економічності і має можливість конкурувати з іншими двигунами-аналогами приблизно такої ж потужності або розмірності.

Показник ефективності двигуна P_e (середній ефективний тиск) дорівнює 0,983 МПа. Ефективний ККД двигуна становить 0,388. Максимальний тиск робочого тіла і максимальне значення температури не перевищують значень 7,7 МПа та 1640 К відповідно і задовольняють класичним рекомендаціям щодо значень цих параметрів.

В результаті проведеного розрахунку було отримано важливі показники робочого циклу двигуна, які знадобляться для подальших розрахунків і визначення економічного ефекту від застосування системи відключення частини циліндрів двигуна на часткових режимах навантаження.

					КРМ.142.6222м.02.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		41

РОЗДІЛ 3

Розробка системи відключення циліндрів двигуна типу 12ЧН 18/20

3.1 Вступ

Для того, щоб визначити доцільність провчення модернізації, необхідно провести моделювання робочого циклу двигуна по характеристиці споживача для умов роботи всіх дванадцяти циліндрів та за умов відключення частини циліндрів на часткових навантаженнях за тією ж характеристикою. Результати моделювання слід порівняти. Якщо витрата пального на часткових режимах при частково відключених циліндрах буде менша ніж при роботі двигуна з усіма циліндрами, то можна ствержувати, що модернізація буде доцільна і економічно виправдана.

План роботи:

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

3.2 Побудова характеристики споживача

Двигун 12ЧН 18/20 використовується для привода дизель-генератора. Для розрахунку дробних режимів використовується програма «Розрахунок змінних параметрів», написана в середовищі програмування *Excel*. Характеристика споживача (рис. 3.1) будується у відносних координатах [4] за результатами розрахунку предствалених в табл. 3.1.

					КРМ.142.6222м.02.03.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		42

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

де N_e – ефективна потужність на даному режимі, кВт;

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

n – частота обертів на даному режимі, об/хв.;

n_n – частота обертів на номінальному режимі, об/хв.

Таблиця 3.1. Відносні параметри для побудови навантажувальної характеристики

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

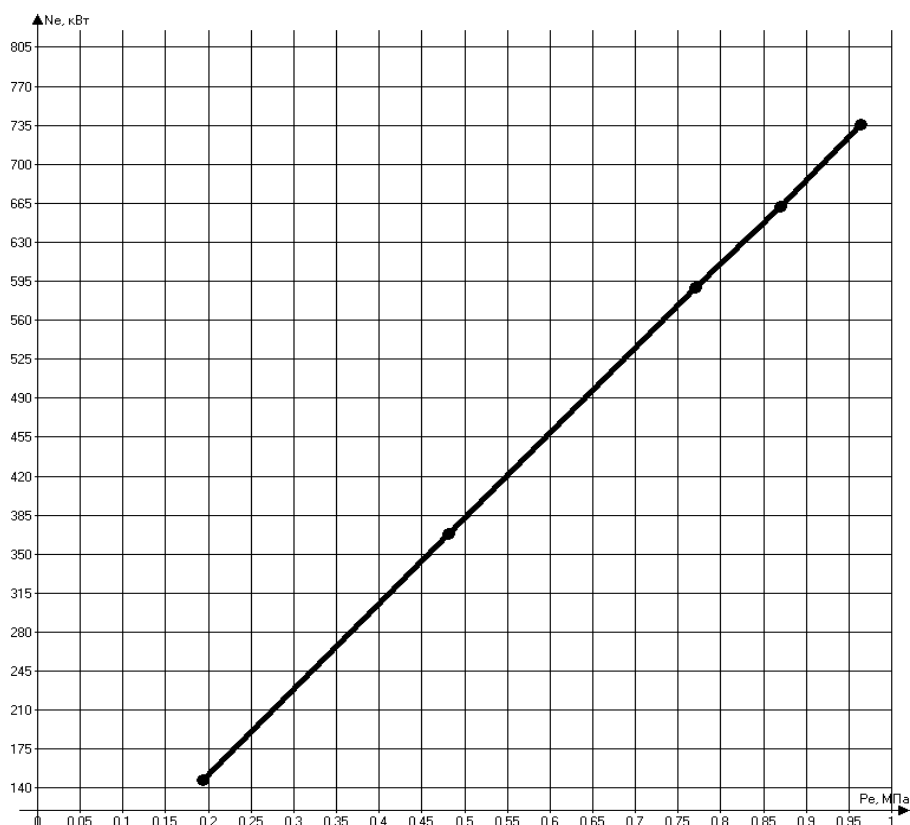


Рис. 3.1. Навантажувальна характеристика

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

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

Результати розрахунку п'яти режимів роботи двигуна зведені в підсумкову табл. 3.2.

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

Залежні параметри			Незалежний параметр				
			n , об/хв				
			1500	1500	1500	1500	1500
Ефективна потужність	N_e	кВт	750.0	662.4	588.8	368	147,2
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	0.983	0.87	0.773	0.482	0.193
Питома витрата палива	g_e	кг/кВт г	0.2177	0.2349	0.2357	0.2404	0.2867
Ефективний ККД	η_e		0.388	0.359	0.358	0.351	0.294
Індикаторний ККД	η_i		0.445	0.394	0.397	0.412	0.423
Механічний ККД	η_m		0.92	0.9013	0.9019	0.8518	0.6969
Тиск наддуву	P_k	МПа	0.237	0.1666	0.1563	0.1458	0.1306
Температура повітря в ресивері	T_s	К	324.2	313.7	310.9	307.9	303.2
Тиск газів перед турбіною	P_t	МПа	0.225	0.156	0.15	0.148	0.119
Температура газів перед турбіною	T_t	К	742.8	626.0	610.6	530.1	445.2
Відношення P_t / P_k	ψ_t		0.92	0.9384	0.9568	1.012	1.0672
Коефіцієнт надлишку повітря	α		2.7	2.01	2.11	2.99	6.96
Коефіцієнт наповнення	η_n		0.953	0.953	0.952	0.95	0.949
Тиск робочого тіла в точці z	P_z	МПа	7.724	7.475	6.938	6.392	5.599
Температура робочого тіла в точці z	T_z	К	1640	1603	1554	1503	1421
Тиск робочого тіла в точці в	P_b	МПа	0.588	0.471	0.437	0.352	0.274
Температура робочого тіла в точці в	T_b	К	921.1	896.5	866.3	716.9	573.6
Тиск робочого тіла в точці с	P_c	МПа	5.942	5.65	5.292	4.928	4.399
Температура робочого тіла в точці с	T_c	К	864.9	798.8	790.6	781.8	768.6

3.3.1 Побудова графічних залежностей основних параметрів робочого циклу двигуна від режиму його роботи

За результатами розрахунків, занесених до табл. 3.2, будуються графічні залежності основних параметрів двигуна від частоти обертання, які представлені на рис. 3.2. ... 3.12.

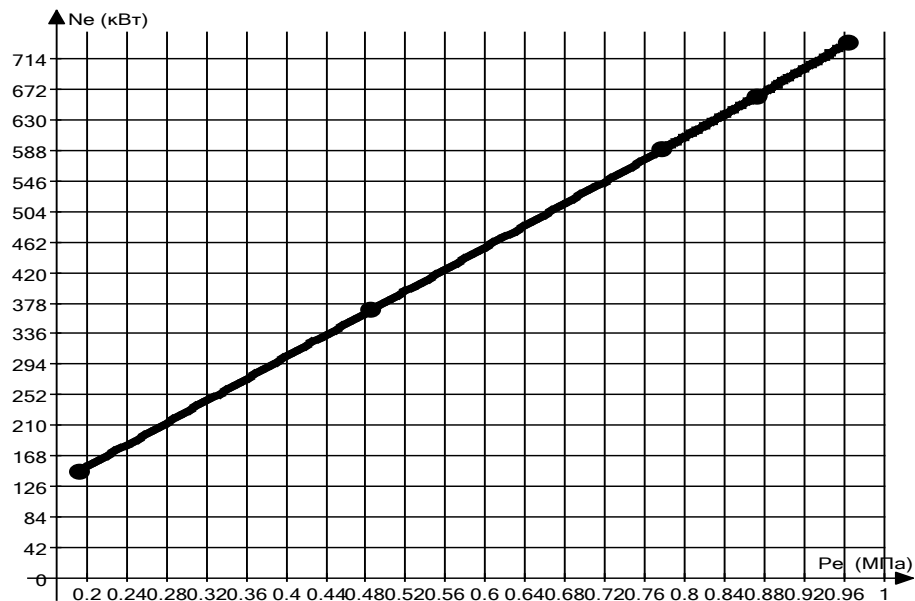


Рис. 3.2. Залежність ефективної потужності від середнього ефективного тиску

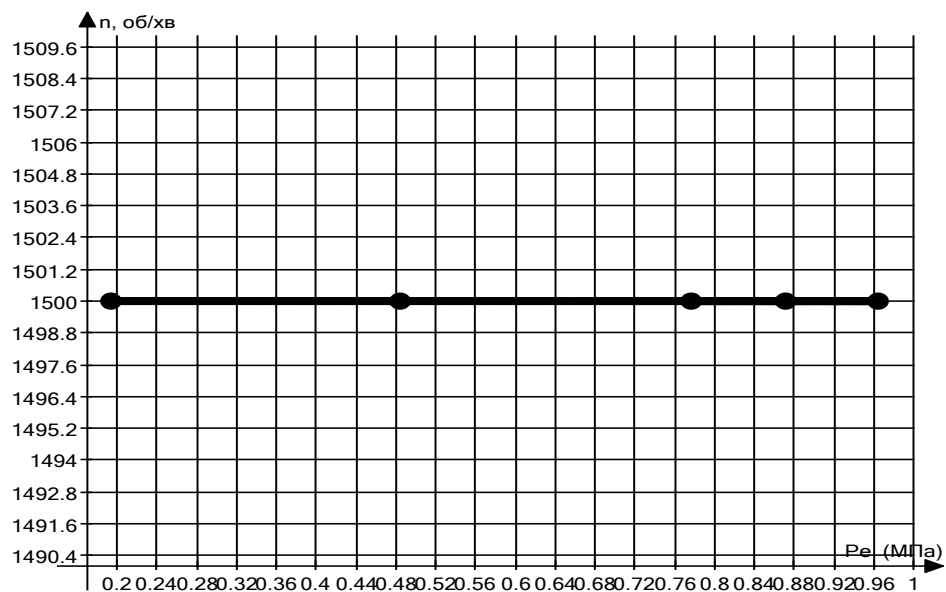


Рис. 3.3. Залежність обертів від середнього ефективного тиску

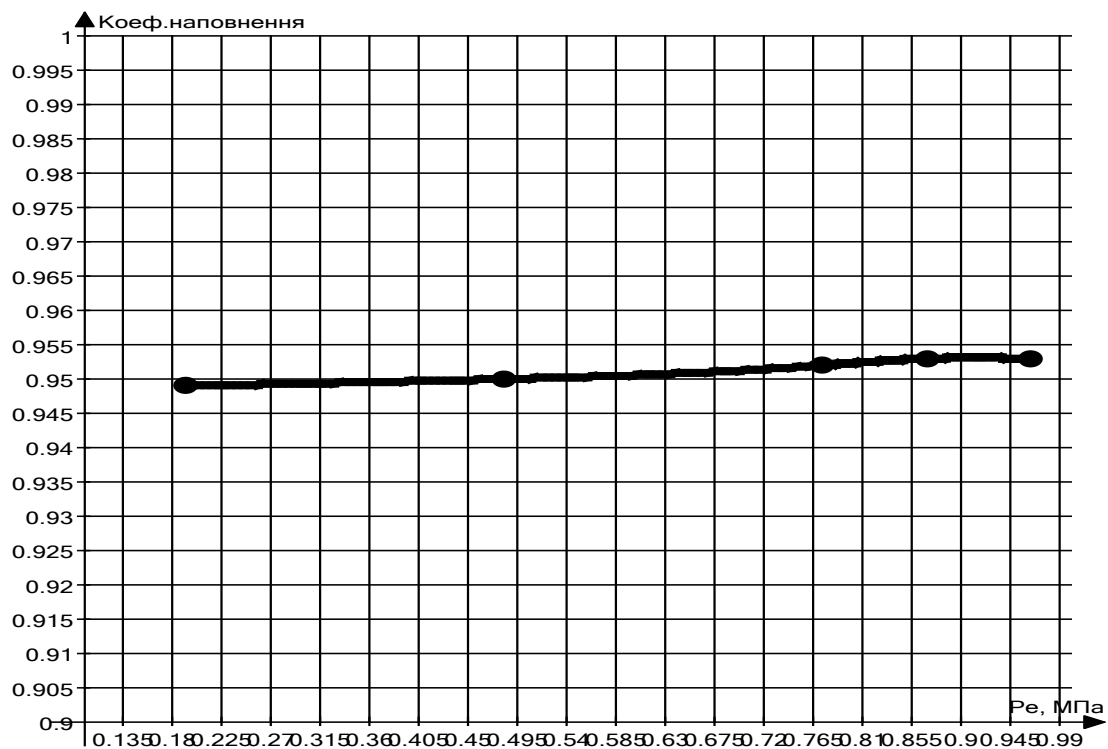


Рис. 3.4. Залежність коефіцієнту наповнення від середнього ефективного тиску

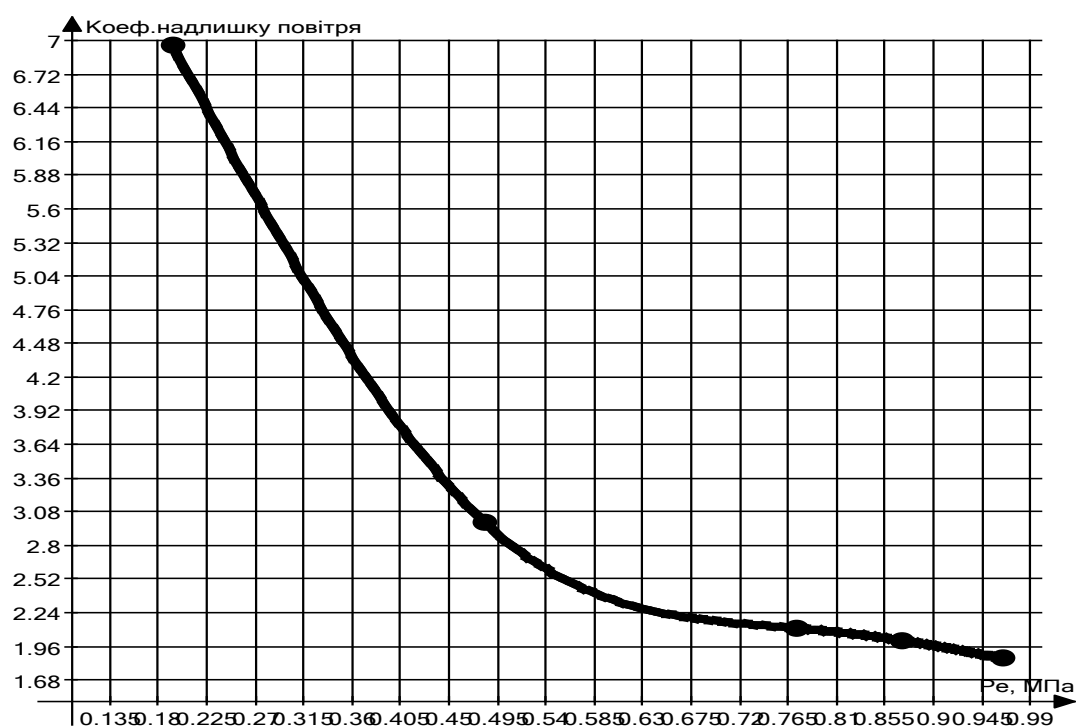


Рис. 3.5. Залежність коефіцієнту надлишку повітря від середнього ефективного тиску

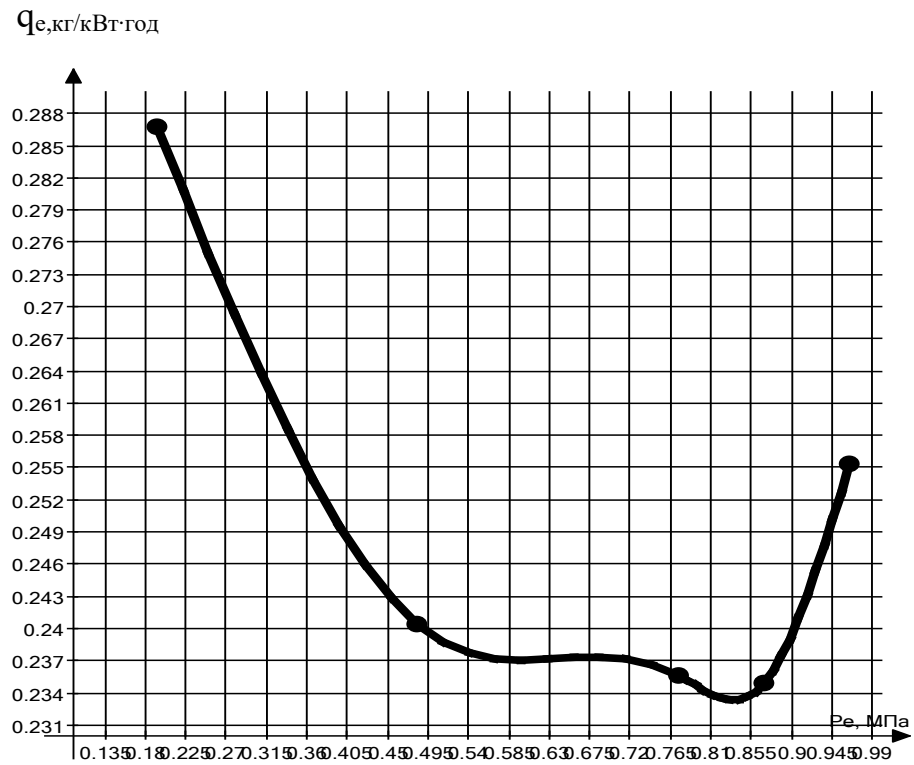


Рис. 3.6. Залежність питомої витрати палива від середнього ефективного тиску

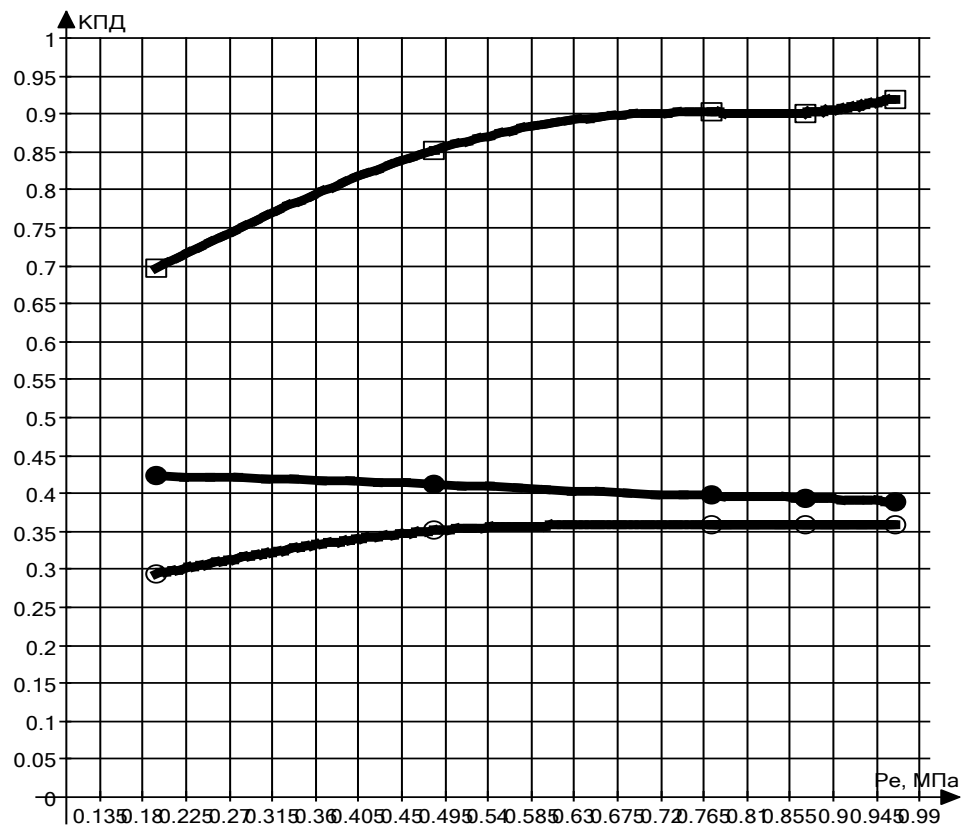


Рис. 3.7. Залежність ККД двигуна від середнього ефективного тиску

η_e — —●—●— , η_i — —○—○— , η_m — —□—□—

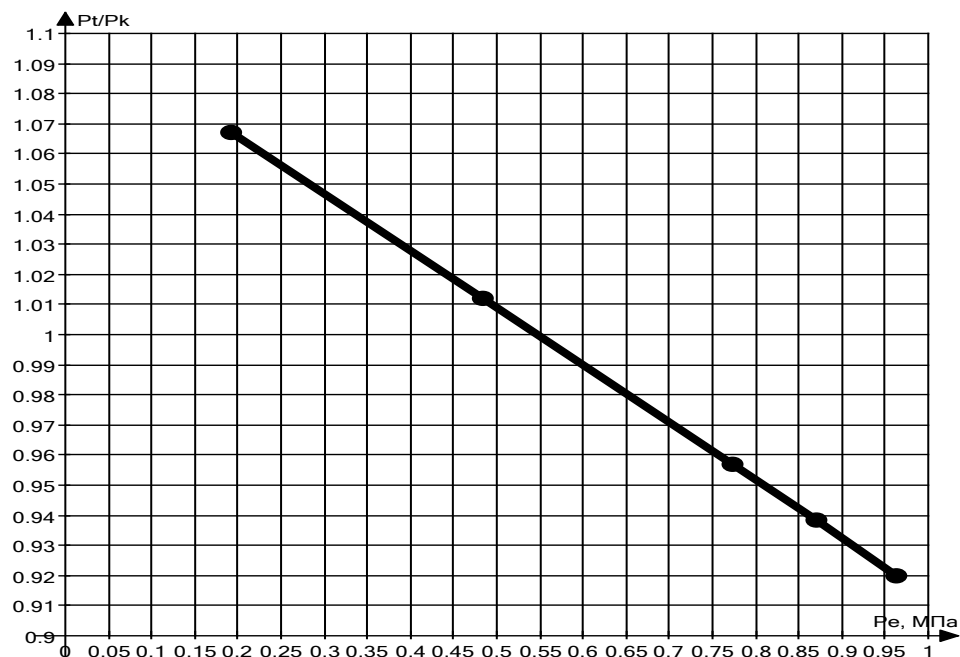


Рис. 3.8. Залежність тиску газів перед турбіною до тиску газів за компресором від середнього ефективного тиску

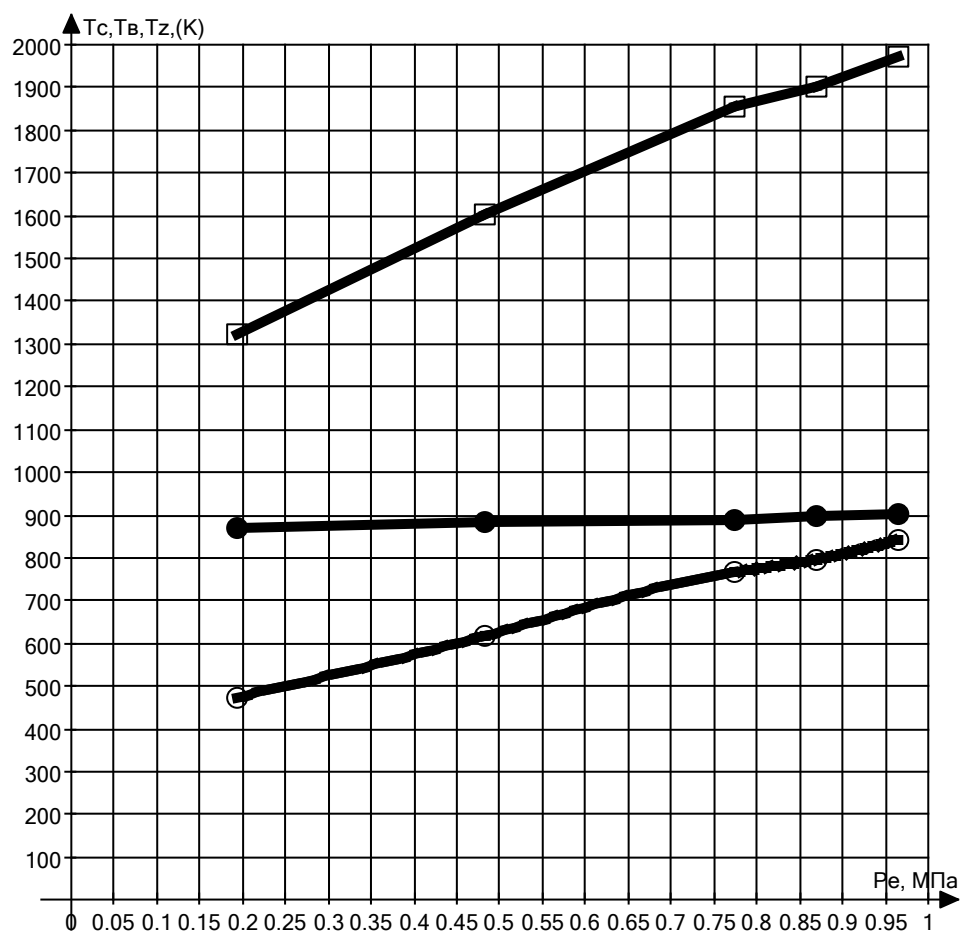


Рис. 3.9. Залежність температурного циклу від середнього ефективного тиску
 T_c — $\blacksquare$ — $\blacksquare$ — , T_b — $\bullet$ — $\bullet$ — , T_z — $\circ$ — $\circ$ —

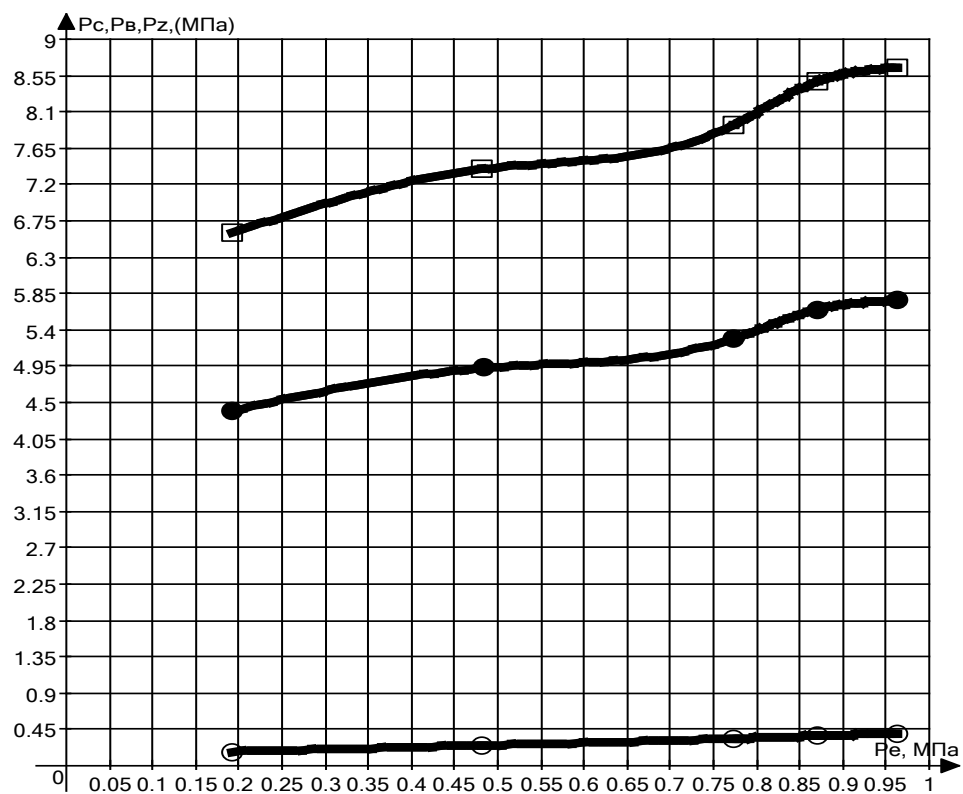


Рис. 3.10. Залежність тиску від середнього ефективного тиску

P_c — ● — ● — , P_b — ○ — ○ — , P_z — □ — □ —

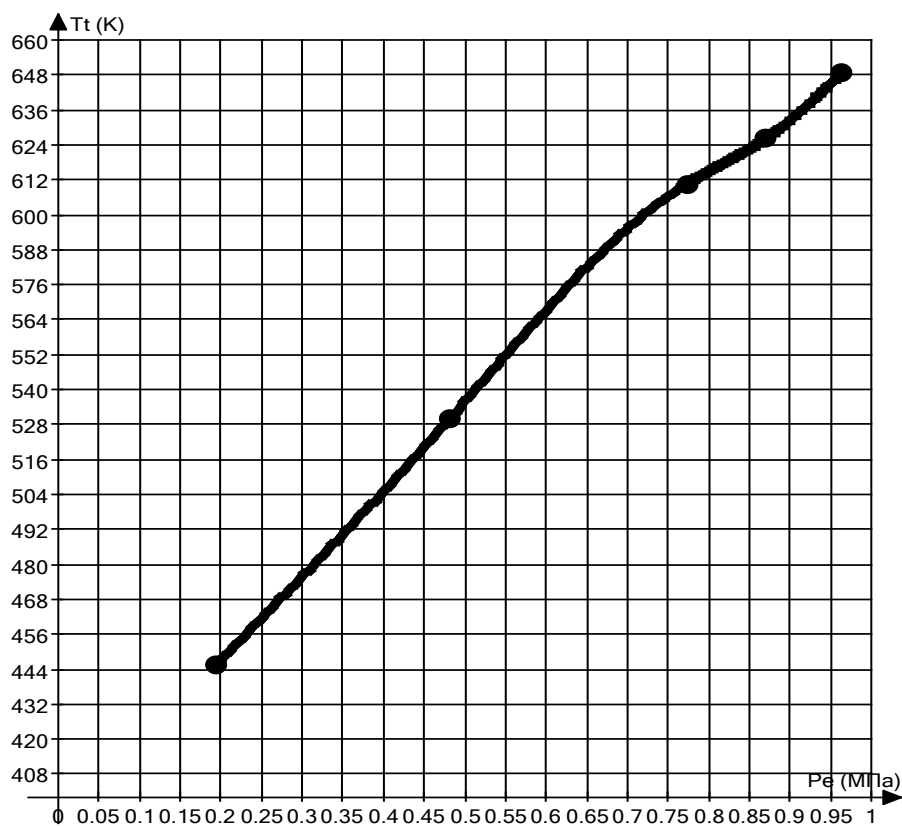


Рис. 3.11. Залежність температури газів перед турбіною від середнього ефективного тиску

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

KPM.142.6222м.02.03.ПЗ

Лист

49

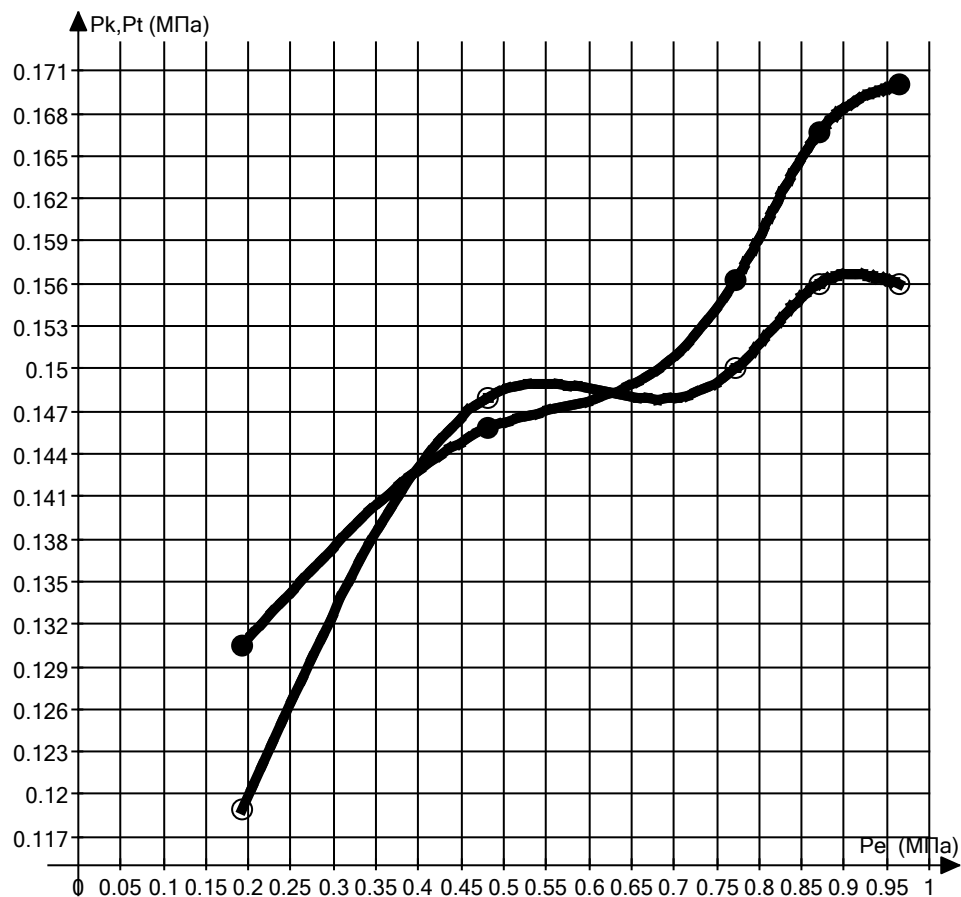


Рис. 3.12. Залежність тиску повітря за комп. і тиску газів перед турбіною від середнього ефективного тиску
 P_k — —●—●—, P_t — —○—○—.

3.4 Моделювання двигуна типу 12ЧН 18/20 з відключенням чотирьох циліндрів за характеристикою споживача для п'яти режимів

Передбачається, що система керування циліндрами двигуна типу 12ЧН 18/20 на часткових режимах повинна припинити подачу палива до чотирьох циліндрів, що сприятиме зменшенню витрати палива. У зв'язку з цим розрахунок першого номінального режиму залишається незмінним. Моделювання останніх чотирьох режимів проводиться для восьми циліндрів.

Технічно відключення циліндрів реалізується припиненням подачі палива і закриттям впускних і випускних клапанів. Система управління двигуном може вимикати окремі циліндри для економії палива і скорочення вихлопів. В

ці циліндри не вприскується паливо. Впускні та випускні клапани закриваються таким чином, що немає жодних втрат тиску.

Для розрахунку використовуються ті ж програми, що і для розрахунку режимів без конструктивних змін (на базі Mathcad і Excel).

Результати розрахунків зводяться в табл. 3.3, аналогічну табл. 3.2.

Таблиця 3.3. *Результати моделювання двигуна типу 12ЧН 18/20 з 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	0.964	0,869	0.775	0.485	0.193
Питома витрата палива	g_e	кг/кВт г	0.2353	0.229	0.2298	0.2343	0.2771
Ефективний ККД	η_e		0.358	0.368	0.367	0.36	0.304
Індикаторний ККД	η_i		0.389	0.395	0,398	0.413	0.423
Механічний ККД	η_m		0.92	0,931	0.921	0.872	0.72
Тиск наддуву	P_k	МПа	0.17	0,1672	0.1579	0.1467	0.1307
Температура повітря в ресивері	T_s	К	314.6	320,9	317.6	313.3	307.0
Тиск газів перед турбіною	P_t	МПа	0.156	0,157	0.151	0.148	0.139
Температура газів перед турбіною	T_t	К	648.6	618,3	602.9	526.0	442.1
Відношення P_t / P_k	ψ_t		0.92	0,9384	0.9568	1.012	1.067
Коефіцієнт надлишку повітря	α		1.86	2,09	2.22	3.26	6.24
Коефіцієнт наповнення	η		0.953	0,953	0.952	0.951	0.949
Тиск робочого тіла в точці z	P_z	МПа	8.651	8.506	8.022	7.44	6.604
Температура робочого тіла в точці z	T_z	К	1971	1882	1833	1597	1310
Тиск робочого тіла в точці в	P_b	МПа	0.401	0,366	0.334	0.251	0.172
Температура робочого тіла в точці в	T_b	К	841.6	782.8	752.5	609.9	468.9
Тиск робочого тіла в точці с	P_c	МПа	5.767	5,671	5.348	4.96	4.403
Температура робочого тіла в точці с	T_c	К	901.3	899,3	892.0	882.6	868.7

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

За результатами розрахунків, занесених до табл. 3.3, будуються графічні залежності основних параметрів двигуна від середнього ефективного тиску, які представлені на рис. 3.13. ... 3.23.



Рис. 3.13. Залежність ефективної потужності від середнього ефективного тиску

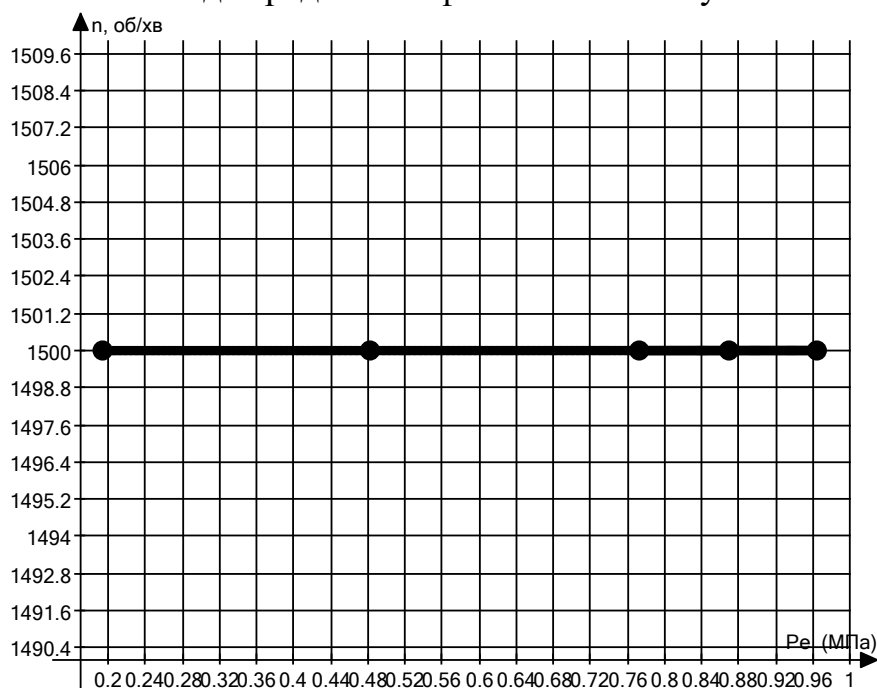


Рис. 3.14. Залежність обертів від середнього ефективного тиску

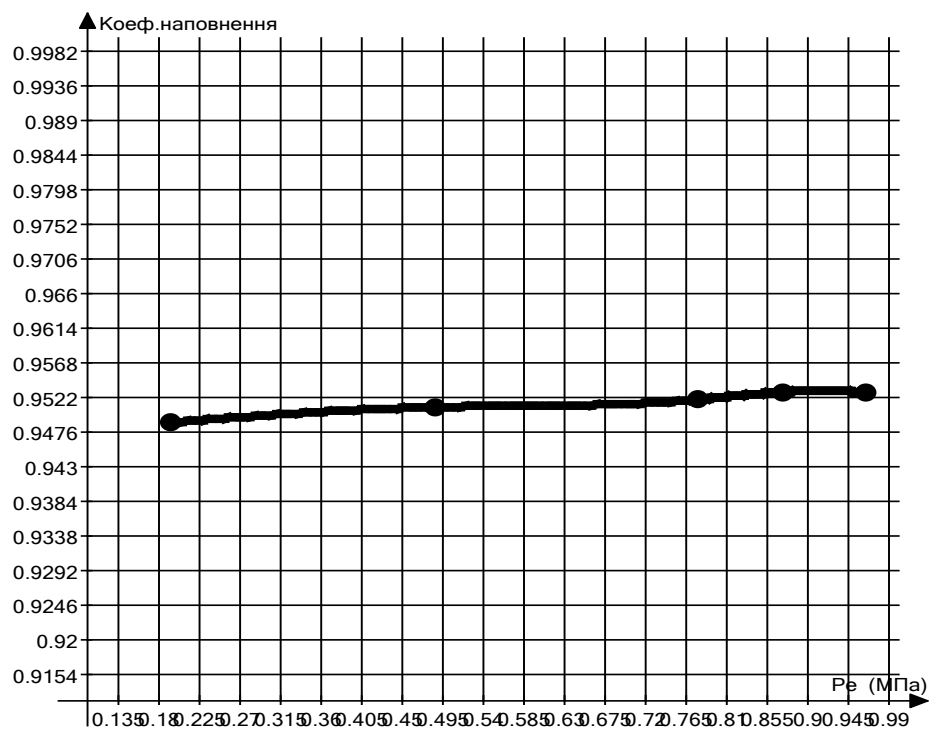


Рис. 3.15. Залежність коефіцієнту наповнення від середнього ефективного тиску

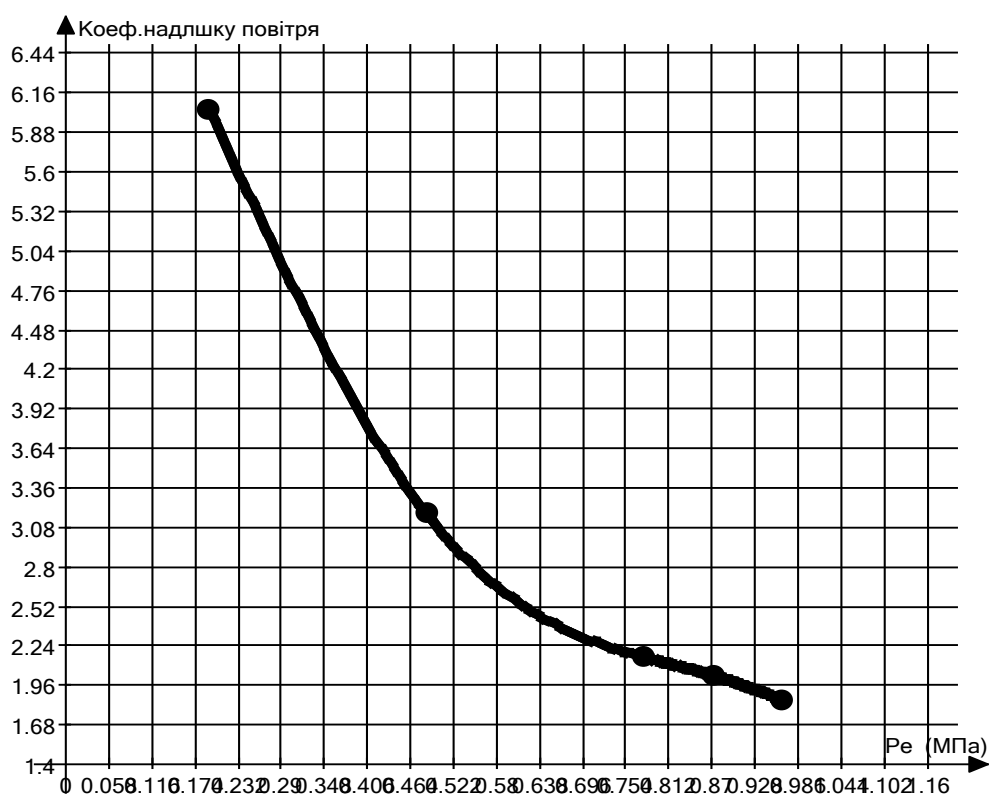


Рис. 3.16. Залежність коефіцієнту надлишку повітря від середнього ефективного тиску

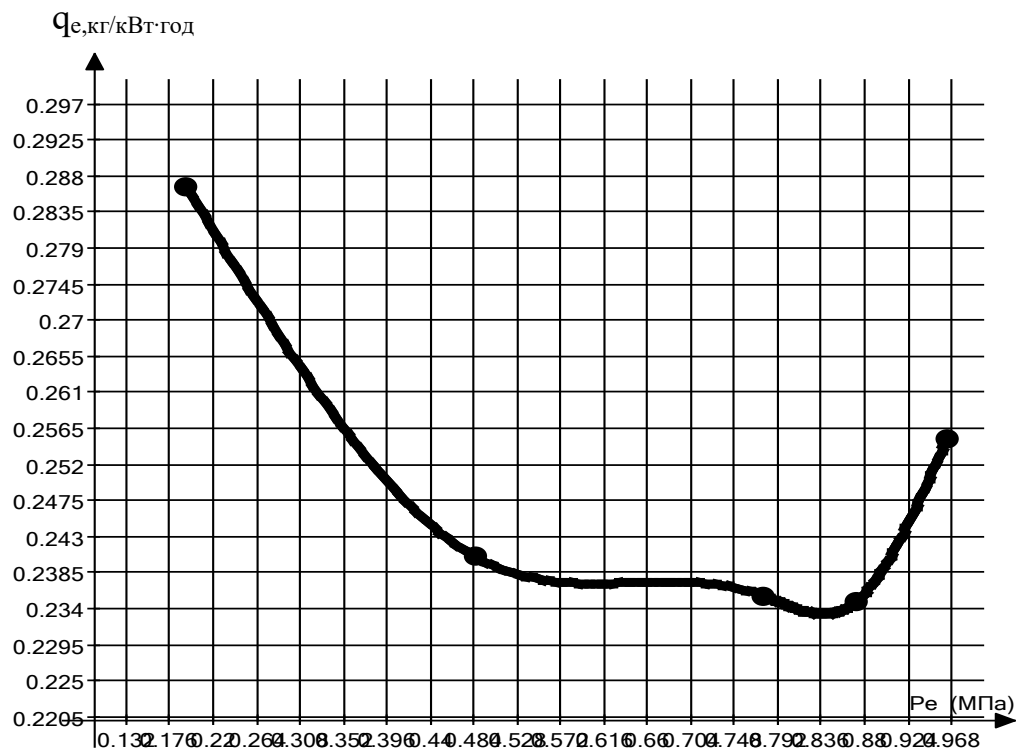


Рис. 3.17. Залежність питомої витрати палива від середнього ефективного тиску

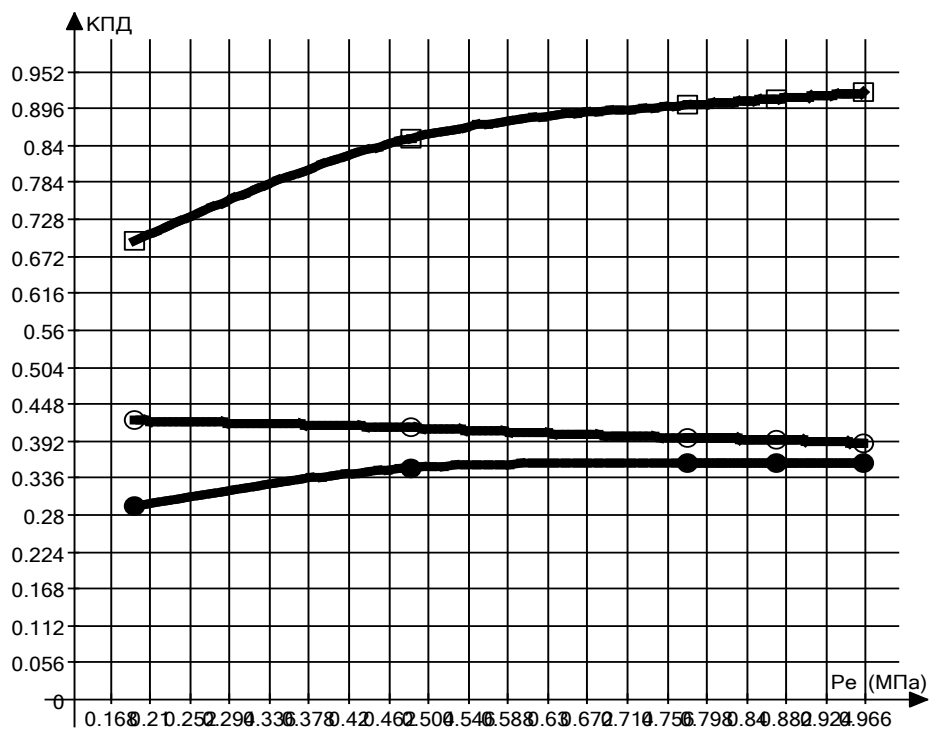


Рис. 3.18. Залежність ККД двигуна від середнього ефективного тиску
 η_e — ●—●—, η_i — ○—○—, η_m — □—□—

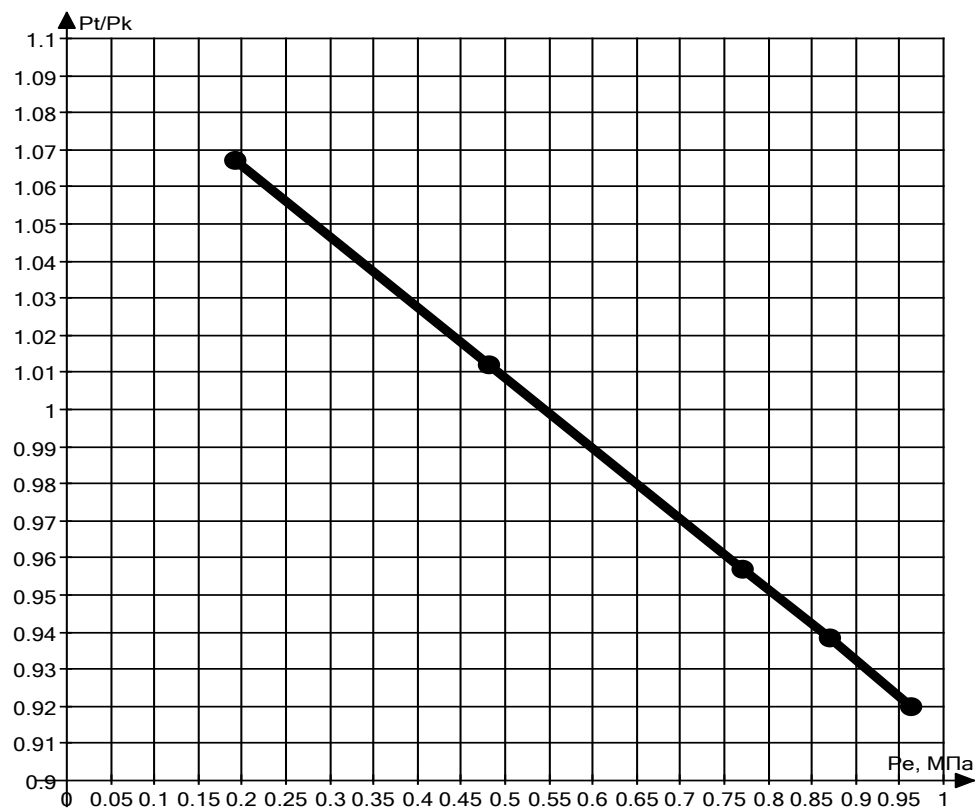


Рис. 3.19. Зал. тиску газів перед турбіною до тиску газів за компресором від середнього ефективного тиску

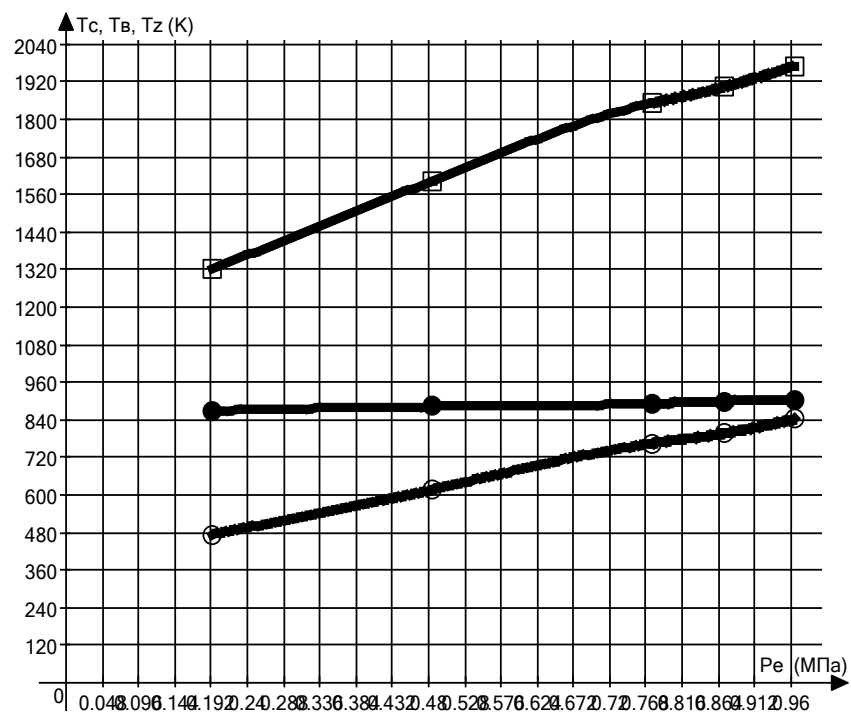


Рис. 3.20. Залежність температурного циклу від середнього ефективного тиску

T_c — ●—●—, T_b — ○—○—, T_z — □—□—

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

KPM.142.6222м.02.03.ПЗ

Лист

55

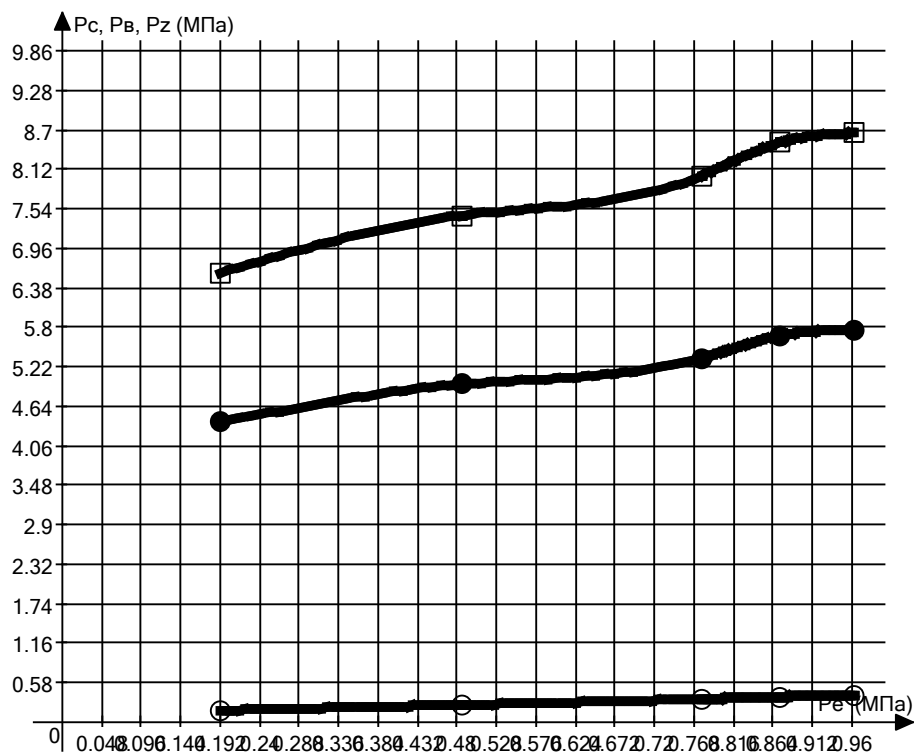


Рис. 3.21. Залежність тиску від серед. ефект. тиску
 P_c — ●—●—●—, P_b — ○—○—○—, P_z — □—□—□—

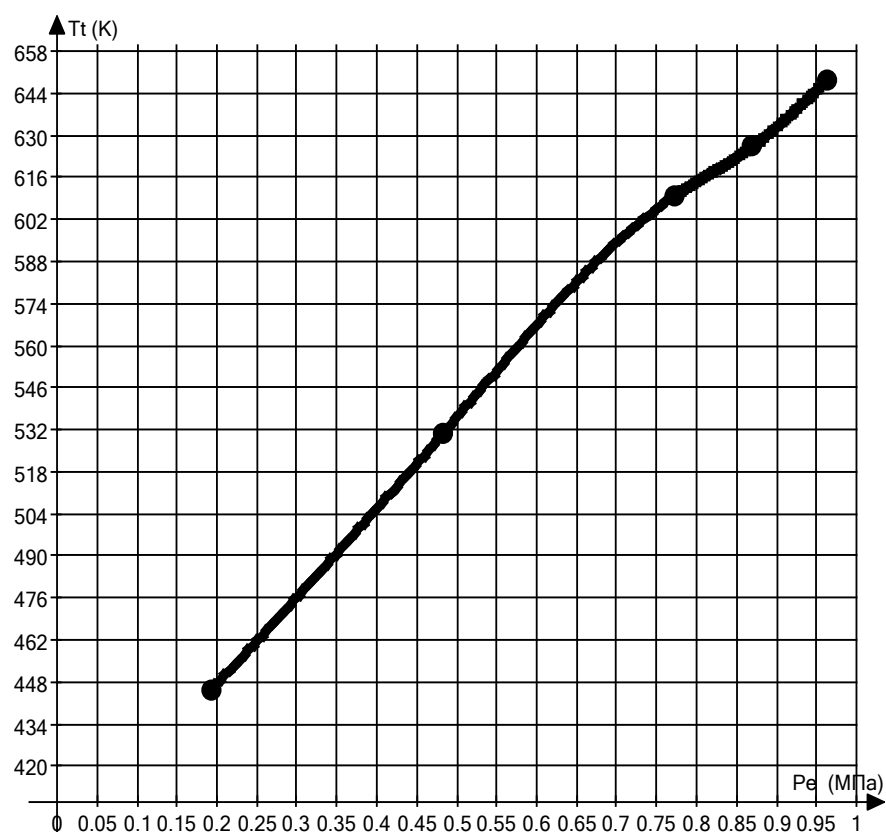


Рис. 3.22. Залежність температури газів перед турбіною
від середнього ефективного тиску

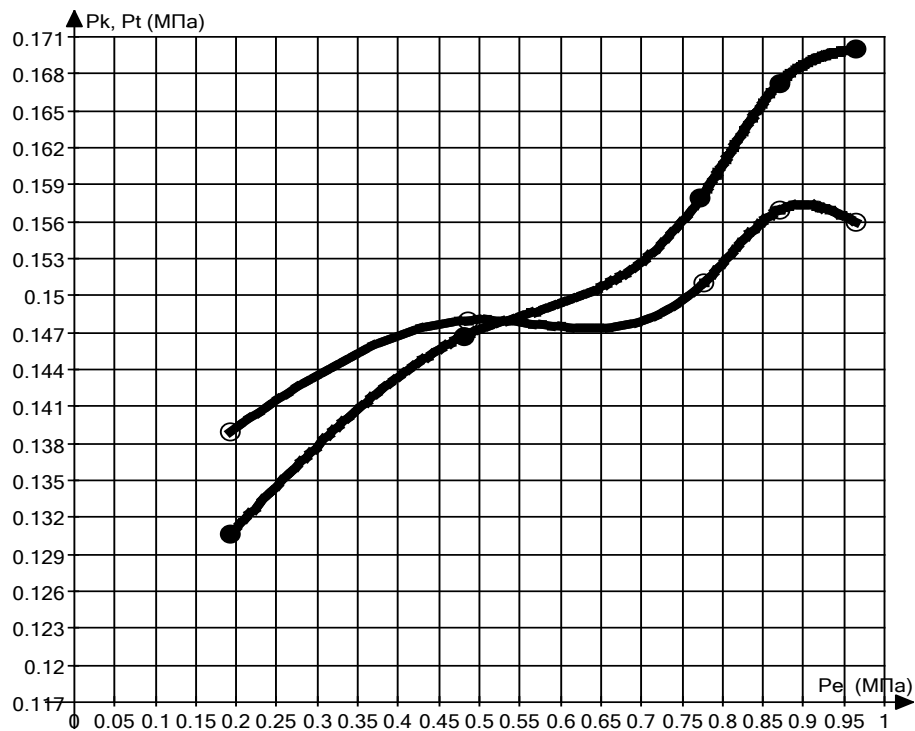


Рис. 3.23. Залежність тиску повітря за компресором і тиску газів перед турбіною від середнього ефективного тиску

P_k — ●—●—●—, P_t — ○—○—○—

3.5 Порівняння основних параметрів двигуна

Найбільший інтерес представляє порівняння показника ефективної питомої витрати палива для режимів часткового навантаження двигуна типу 12ЧН 18/20 з відключенням подачі палива до чотирьох циліндрів і без відключення. Результати порівняння представлені на рис. 3.24.

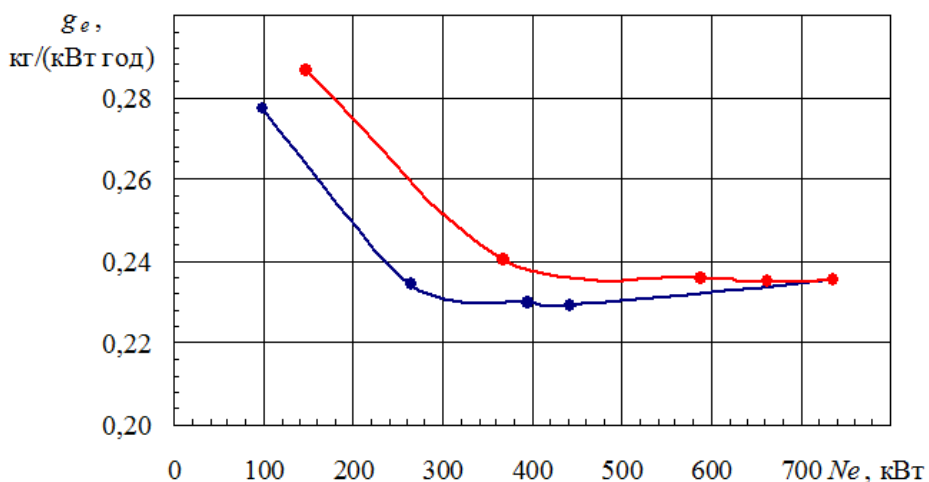


Рис. 3.24. Залежність ефективної питомої витрати палива для двигуна типу 12ЧН 18/20 у всьому діапазоні навантажень

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

КРМ.142.6222м.02.03.ПЗ

Лист

57

Аналізуючи залежності на рис. 3.24. можна зробити висновок, що завдяки відключення подачі палива до чотирьох циліндрів на режимах часкового навантаження відбувається суттєве зменшення питомої витрати палива (синя крива на рис. 3.24). То ж модернізація буде доцільна і економічно виправдана.

Далі приводиться порівняння інших параметрів робочого циклу (рис. 3.25 ... 3.33) для роботи двигуна у всьому діапазоні навантажень з відключенням подачі палива до чотирьох циліндрів та без відключення.

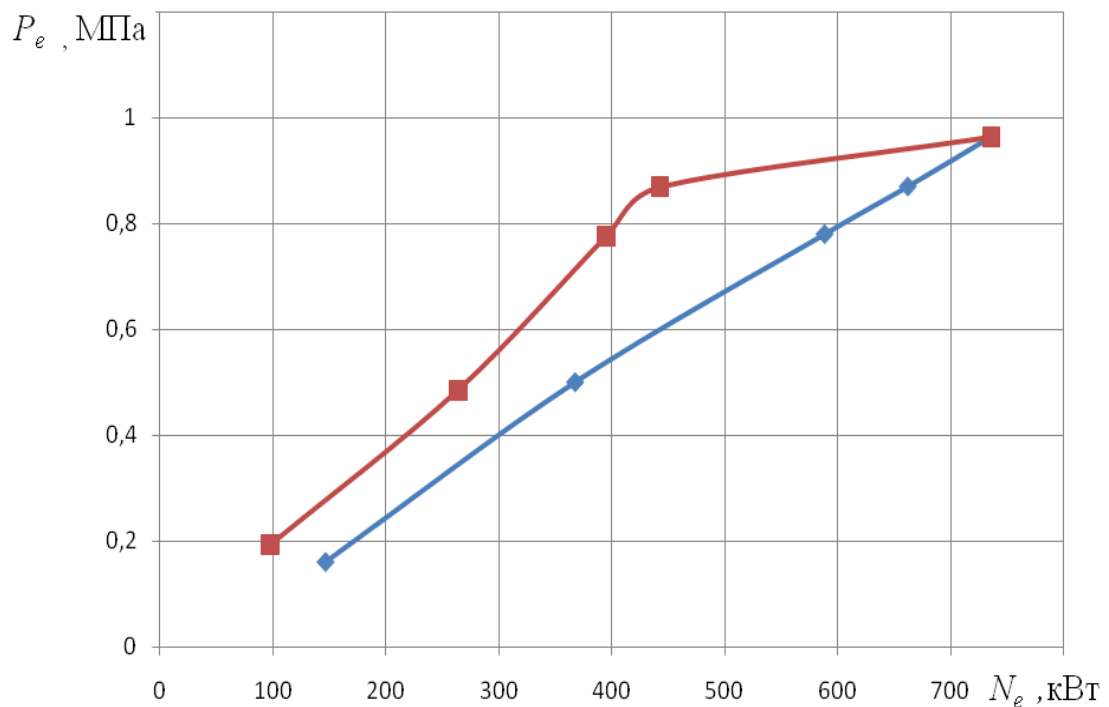


Рис. 3.25. Залежність ефективної потужності для двигуна типу 12ЧН 18/20 у всьому діапазоні навантажень

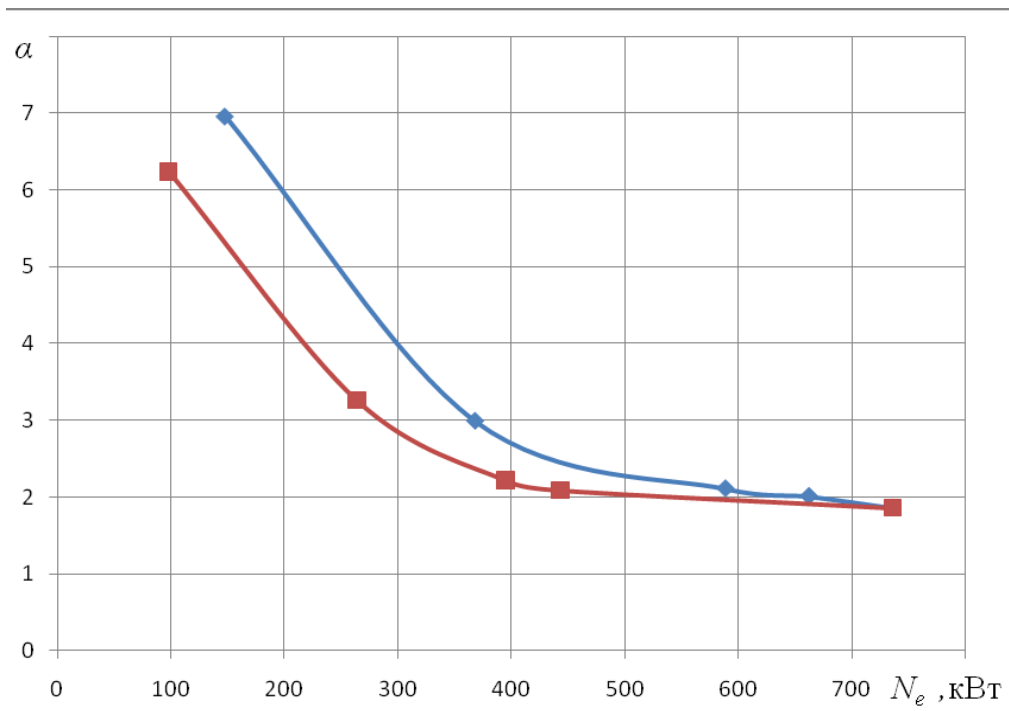


Рис. 3.26. Залежність коефіцієнту надлишку повітря для двигуна типу 12ЧН 18/20 у всьому діапазоні навантажень

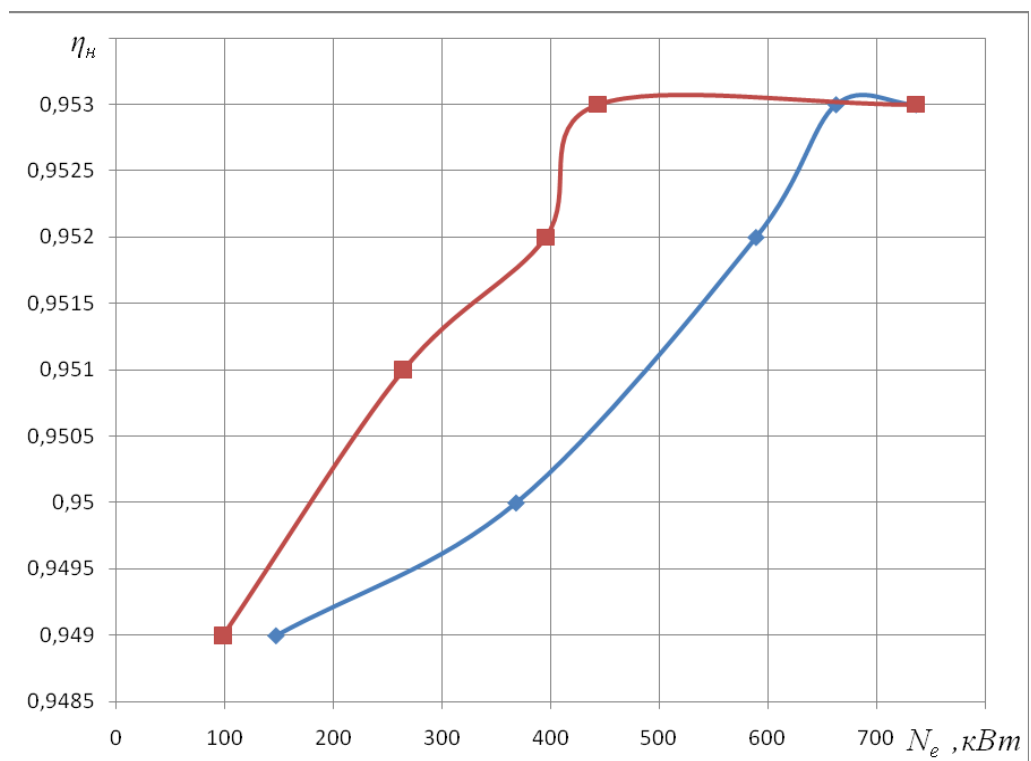


Рис. 3.27. Залежність коефіцієнту наповнення для двигуна типу 12ЧН 18/20 у всьому діапазоні навантажень

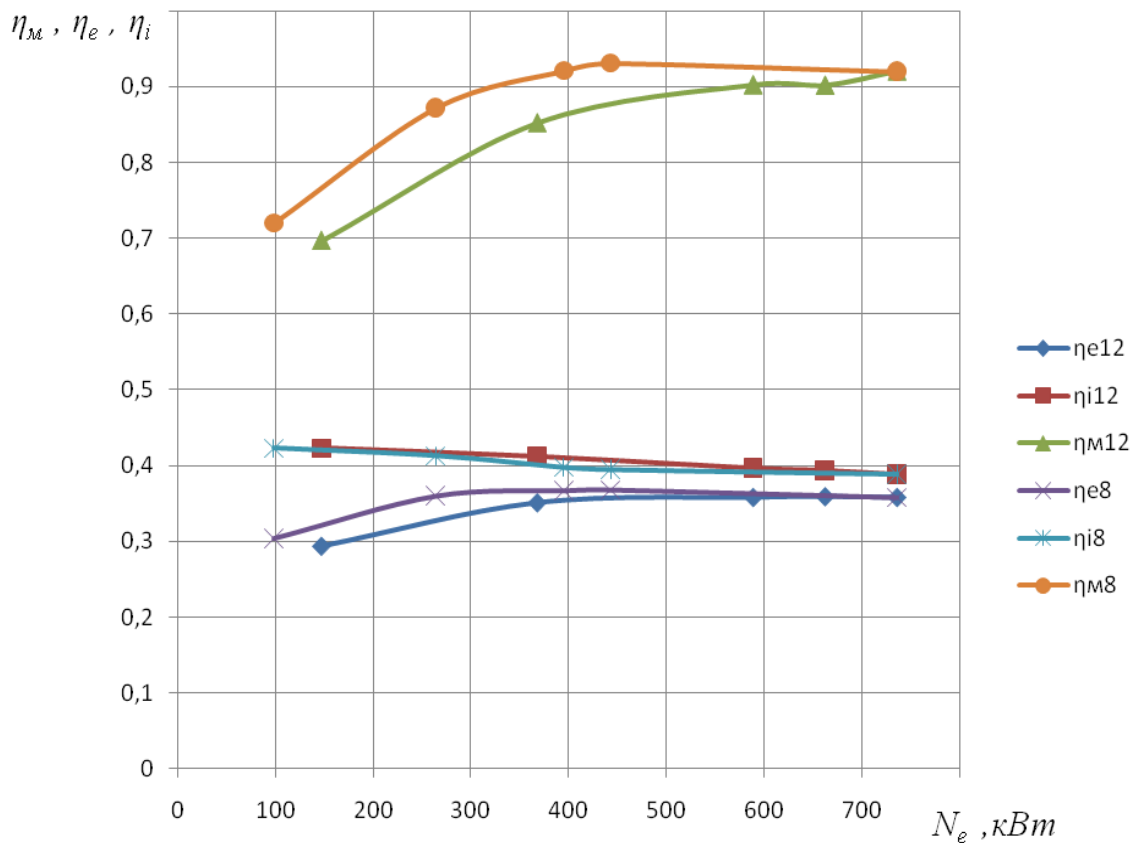


Рис. 3.28. Залежність ККД двигуна
для двигуна типу 12ЧН 18/20 у всьому діапазоні навантажень

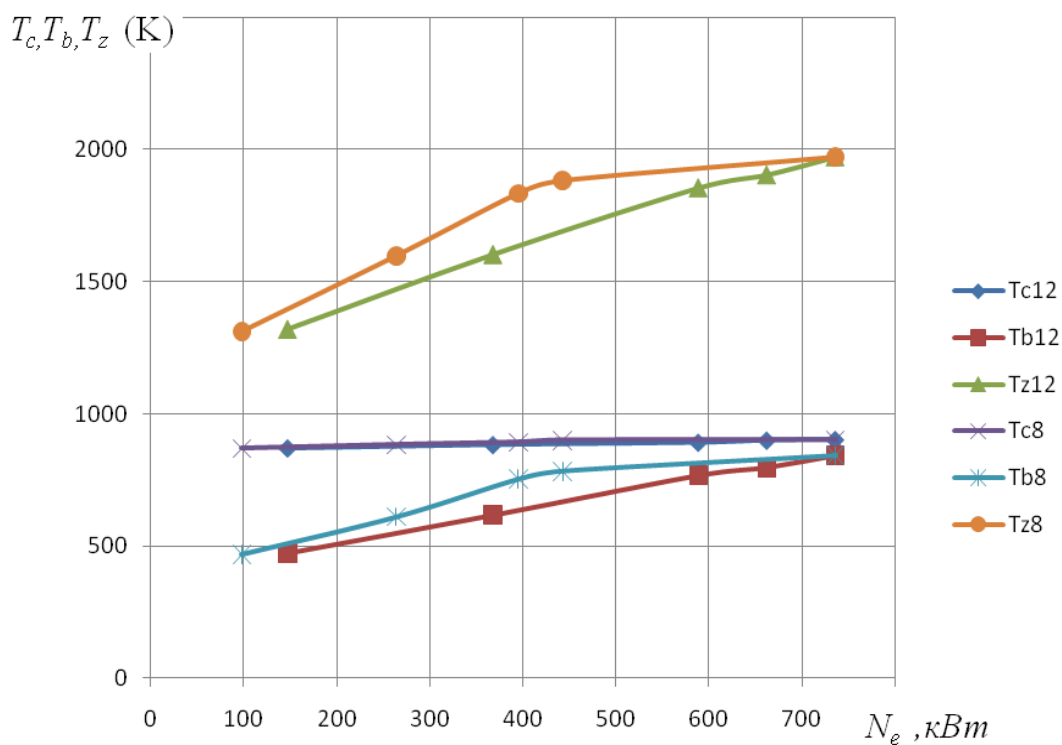


Рис. 3.29. Залежність температурного циклу
для двигуна типу 12ЧН 18/20 у всьому діапазоні навантажень

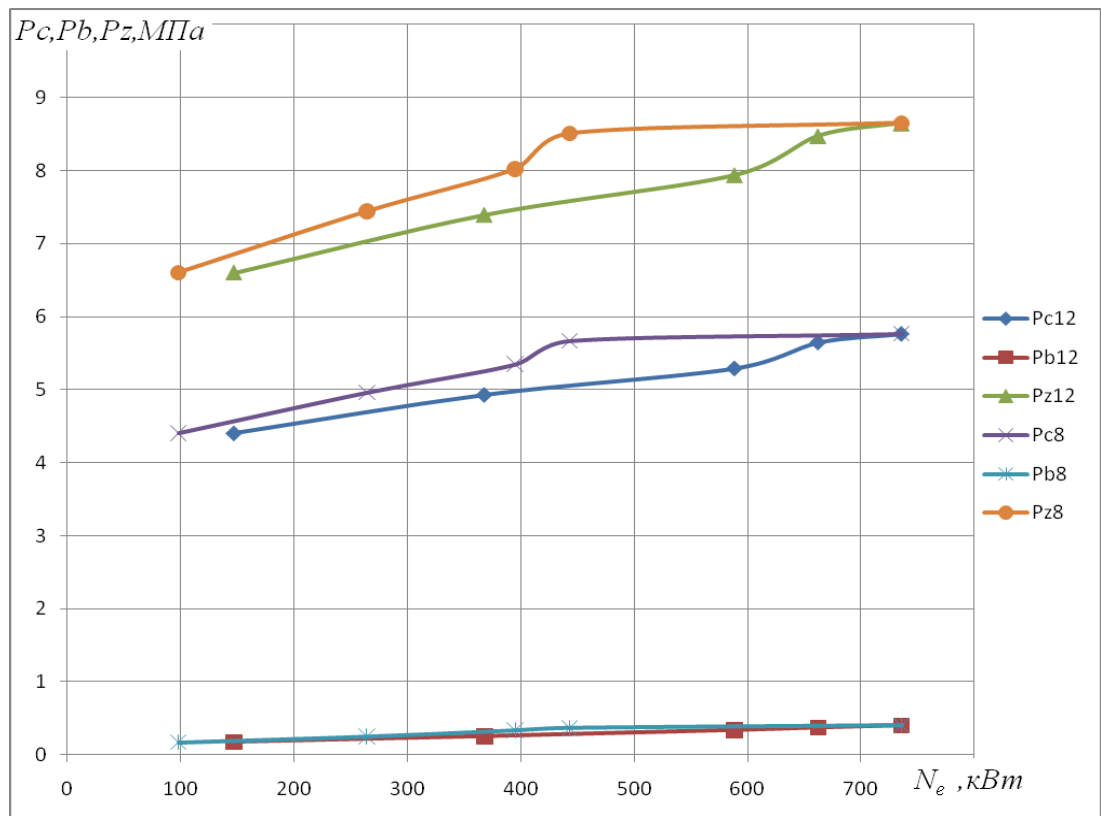


Рис. 3.30. Залежність тиску
для двигуна типу 12ЧН 18/20 у всьому діапазоні навантажень

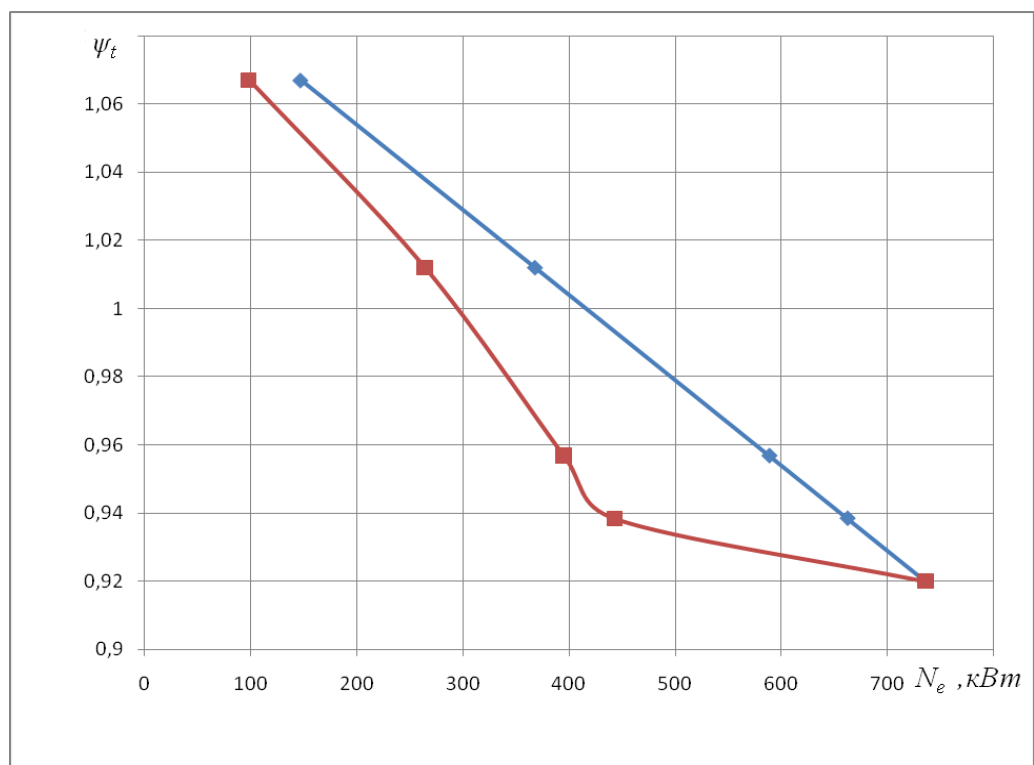


Рис. 3.31. Залежність тиску газів перед турбіною до тиску газів за
компрессором для двигуна типу 12ЧН 18/20 у всьому діапазоні навантажень

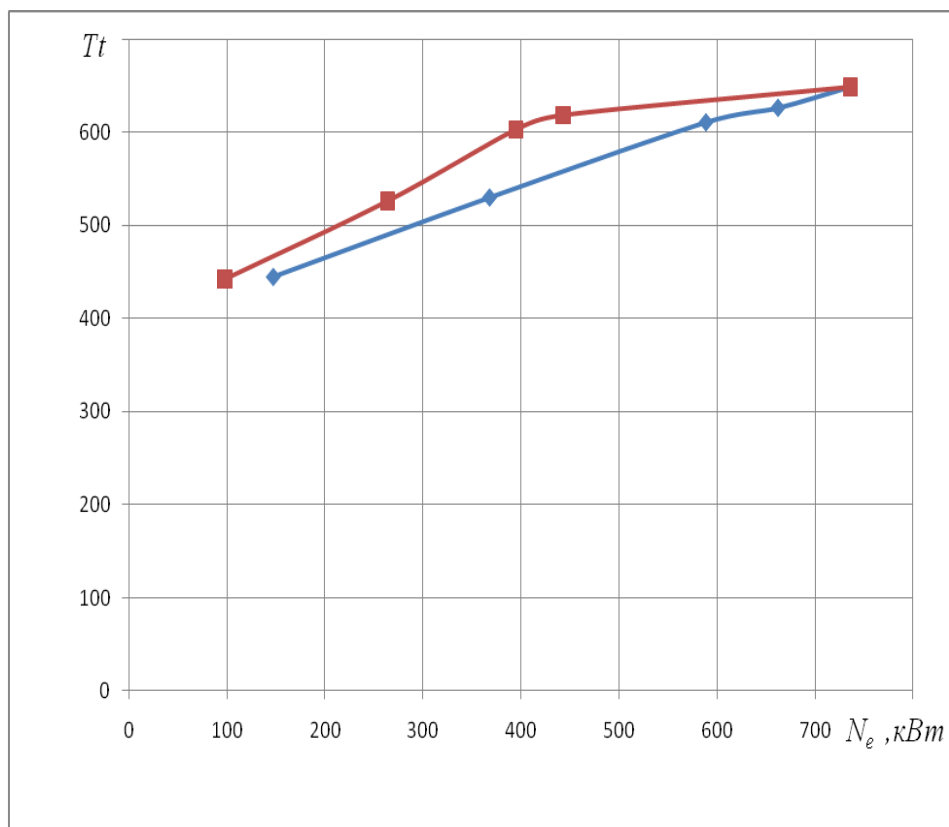


Рис. 3.32. Залежність температури газів перед турбіною для двигуна типу 12ЧН 18/20 у всьому діапазоні навантажень

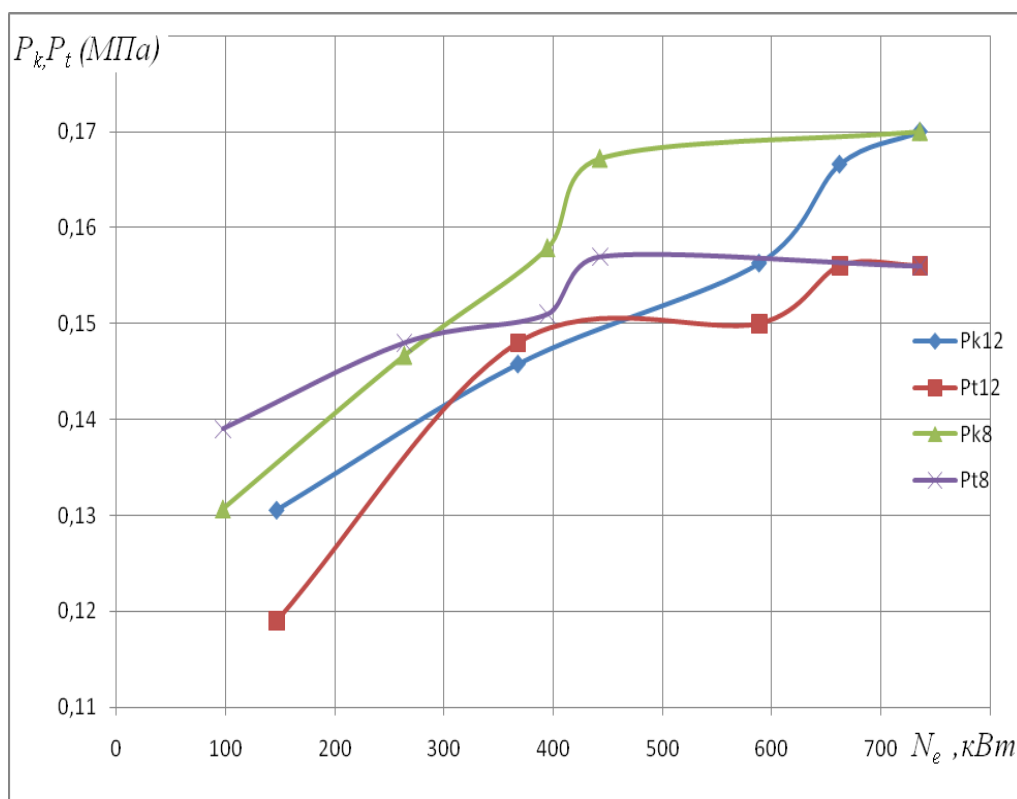


Рис. 3.33. Залежність тиску повітря за компресором і тиску газів перед турбіною для двигуна типу 12ЧН 18/20 у всьому діапазоні навантажень

3.6 Розробка конструктивних рішень для здійснення відключення частини циліндрів та ефективної роботи двигуна на восьми циліндрах

Система відключення циліндрів (АСТ) в якомога ширшому діапазоні режимів часткового навантаження повністю виключає з роботи циліндри 3-лівий 4-правий та 3-правий, 4-лівий. Це означає, що впускні і випускні клапани циліндрів залишаються закритими і уприскування палива і запалювання також не відбуваються. Двигун працює тільки на 8 циліндрах. Зарахунок цього решта циліндри двигуна працюють з більшим навантаженням, а значить – у більш ефективному діапазоні, витрата палива зменшується. Для відключення клапанів на кожному з двох розподілвалів встановлено по два виконавчих механізми.

Переваги відключення циліндрів. Менші втрати на дроселювання. Великим недоліком бензинових двигунів в порівнянні з дизельними, з точки зору витрат палива, є необхідність сильного дроселювання в режимі часткових навантажень. Тоді як дизельні двигуни можуть працювати з майже повністю відкритою дросельною заслінкою (крутний момент регулюється при цьому зміною циклової подачі палива), в бензинових двигунах повинен практично завжди підтримуватися стехіометричний складу паливо-повітряної суміші ($\lambda = 1$). Тільки так в системі випуску з трикомпонентної каталітичним нейтралізатором можуть бути виконані вимоги екологічних норм. Щоб зробити більш зрозумілими переваги використання 8 циліндрового режиму, на малюнках далі показані положення дросельної заслінки при частковому навантаженні в 8 і в 12 циліндровому режимах. В обох випадках блок управління двигуна розраховує скільки повітря і палива необхідно для забезпечення необхідного крутного моменту.

12 – циліндровий режим.

Оскільки повітря надходить в усі циліндри, дросельна заслінка для реалізації необхідного крутного моменту прочинені тільки на невеликий кут. При засмоктуванні повітря навколо дросельної заслінки виникають сильні завихрення повітряного потоку. Із за цих завихрень двигун повинен засмоктувати

					КРМ.142.6222м.02.03.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		63

повітря, долаючи великий опір. В результаті втрати потужності на дроселювання зростає витрата палива.

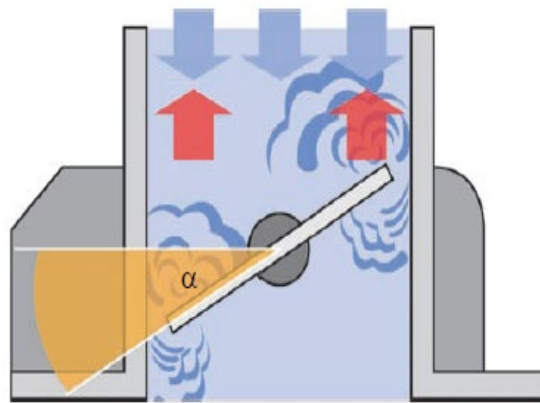


Рис. 3.34. Положення дросельної заслонки при 12 – циліндровому режимі

8 - циліндровий режим

Щоб в 8 циліндровому режимі реалізувати той же крутний момент, що і в 12 циліндровому, в обидва працюючих циліндра має надходити приблизно та ж кількість повітря, що раніше в 4, тобто в кожен з працюючих циліндрів повинно надходити тепер удвічі більше повітря. Це можливо тільки тоді, коли дросельна заслінка відкрита на більший кут. Завдяки більшому куті відкриття дросельної заслінки, виникає менше завихрень. Двигун засмоктує повітря при меншому опорі, і витрата палива знижується.

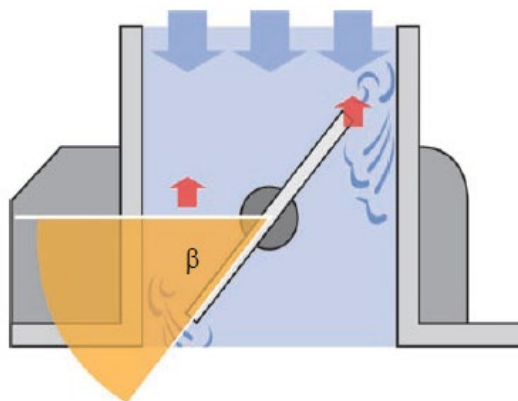


Рис. 3.35. Положення дросельної заслонки при 8 - циліндровому режимі
Менше втрати на газообмін (насосні втрати). При відключенні циліндрів 2 і 3 ні впуску, ні випуску повітря в них не відбувається. Ролики важелів цих циліндрів прокочуються під нульовими кулачками, в результаті чого клапани залишаються закритими. Таким чином, ніякі зусилля ні на відкривання кла-

панів, ні на всмоктування і виштовхування з циліндрів повітря не витрачаються.

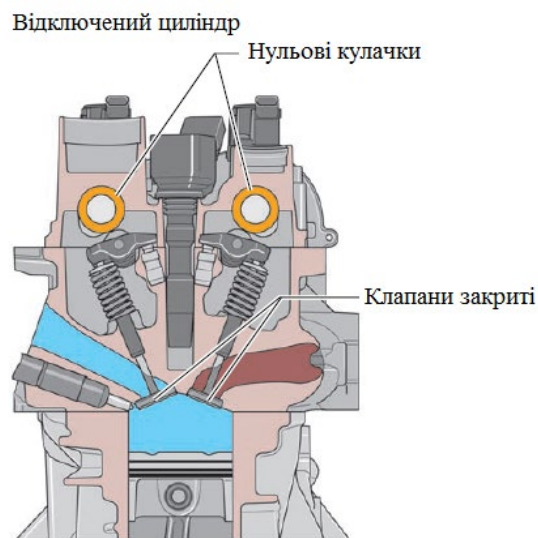


Рис. 3.36. Механізм газорозподілу

Крім своєї роботи циліндри, переймають також роботу відключених циліндрів. В результаті вони працюють в діапазоні більшого навантаження. У цьому діапазоні сумішоутворення і згоряння відбуваються більш ефективно. Крім того, в відключених циліндрах теплота згоряння не відводиться через стінки циліндрів. В результаті теплові втрати двигуна зменшуються, а його термодинамічний ККД зростає.

Пристрій системи відключення циліндрів.

Корпус розподілвалів виготовлений з алюмінію методом лиття під тиском [6] і утворює разом з двома розподільними єдиний модуль. Конструктивно обидва распредвала ідентичні. На зовнішній поверхні розподілвалів є шліци, на яких встановлені два нерухомі блоки кулачків для невідключаємих циліндрів і два зсувних в осьовому напрямку блоку кулачків для відключаємих циліндрів. Збираються розподілвали вже в корпусі розподілвалів.

На кожному распредвалі встановлені блоки кулачків двох різних типів:

Робочі циліндри:

- Блоки кулачків жорстко з'єднані з распредвалом шлицями і одним просічним штифтом кожен.

Вимкнені циліндри:

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

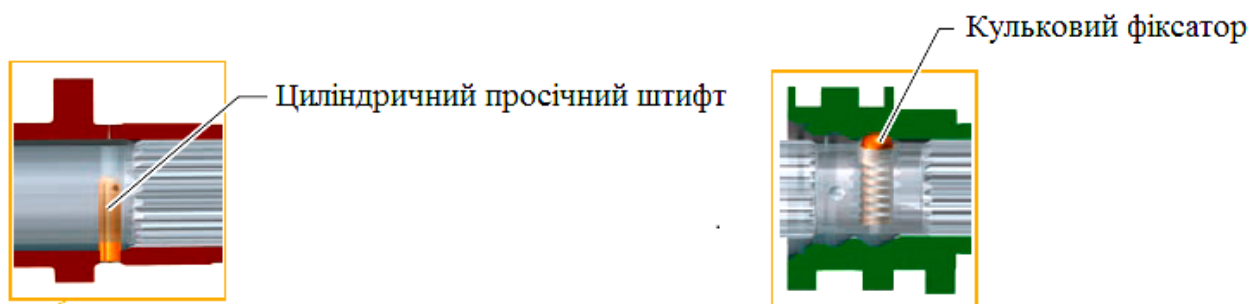


Рис. 3.37. Зсувні блоки кулачків

Зсувні блоки кулачків вимкнених циліндрів мають наступні конструктивні особливості:

1. Для зсуву блоку кулачків по розподільному валу на блоці кулачків є спрямовуюча канавка. Повернення металевих штифтів виконавчого механізму в початкове положення відбувається за рахунок піднімаючого профілю dna направляючої канавки.

2. Шліци на распредвалах і на блоках кулачків дозволяють кулачкам зміщуватися по розподільвалу в осьовому напрямку.

3. Як зсувні, так і нерухомі блоки кулачків виконують також функції підшипників між корпусом розподіл валів і рамами розподільвалів.

4. Коли ролики важелів клапанів прокочуються під робочими кулачками, циліндри включені.

Клапани задіюються, коли ролики прокочуються під нульовими кулачками, циліндри вимкнені.



Рис. 3.38. Зсув блоків кулачків

Зсув блоків кулачків здійснюється металевими стрижнями у виконавчих механізмах. Один з двох стержнів, залежно від того, в якому напрямку виконується зсув блоку кулачків, висувається і входить у відповідну направляючу канавку. Направляюча канавка має спіралеподібну форму, завдяки чому при висунутому металевому стрижні повертається разом з распредвалом блок кулачків зсувається в поздовжньому напрямку в шліцах распредвала. Форма двох напрямних канавок одного блоку кулачків нагадує букву Y.

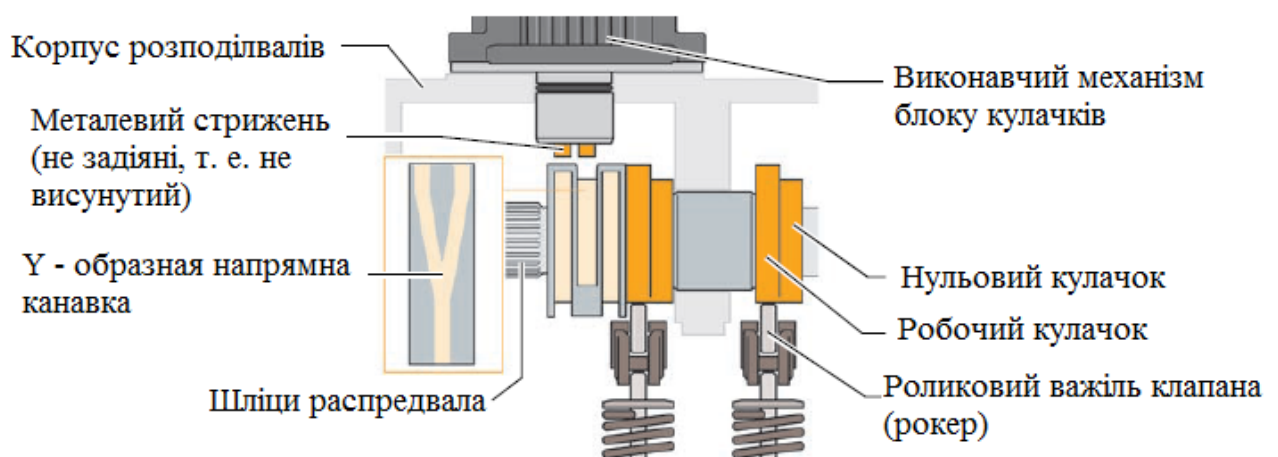


Рис. 3.39. Механізм зсуву блоків кулачків

Найбільшу складність представляє відключення і підключення циліндрів, а також вібрації і звук роботи двигуна в 8 - циліндровому режимі. Хоча в результаті відключення циліндрів робочі ходи в інших і відбуваються через рівні

проміжки, але замість двох робочих ходів на один поворот коленвала в 12 - циліндровому режимі в 8 - циліндровому режимі залишається тільки один.

Двомасових маховик має тепер характеристику торсійної пружності, спеціально розраховану на два різних режиму. У характеристиці є одна дуже м'яка ступень для 8 - циліндрового режиму і друга, жорстка ступень для 12 - циліндрового режиму.

Результатом всебічних розробок компанії LuK-AS стало одне просте, але дуже ефективне рішення двомасових маховик (ZMS на рис. 3.40) нова концепція гасителя крутильних коливань трансмісії. Конфігурації пружин першого покоління ZMS були зі зменшеною кількістю витків, як і в загальноприйнятих гасителях крутильних коливань, з розташованими радіально і близько до центру на режимних пружинах, що обмежувало їх характеристики.



Рис. 3.40. Двомасовий маховик

В 12-х циліндровому двигуні створюють велику нерівномірність у роботі, а отже і резонансну частоту обертання. Завдяки перестановці натискних пружин до зовнішнього краю та їх більшому діаметру, здатність до гасіння коливань збільшився п'ятикратно при однакових габаритах ZMS.

Періодичні процеси займання в 4-тактному двигуні внутрішнього згоряння викликають нерівномірність крутного моменту, що передається в трансмісію у вигляді крутильних коливань. В результаті шум і вібрації, такі як стуки в КПП, вібрації кузова і вібрації при зміні навантаження ведуть до погіршення

шумового фону. Таким чином, метою розробок двомасового маховика стала якомога краща ізоляція крутильних коливань, що передаються від обертових мас двигуна далі до трансмісії. Завдяки вбудованій пружинно-демпферній системі двомасових маховик практичним повністю поглинає ці крутильні коливання. Результатом чого є чудове гасіння крутильних коливань.

Стандартний ZMS рис 3.41 складається з первинної (1) і вторинної (6) маси маховика. Обидві роздільні маси маховика з'єднуються один з одним за допомогою пружинно-демпферної системи, спираються і обертаються відносно один одного на кулькових підшипниках або на підшипнику ковзання (2). Обертається двигуном первинна маса маховика з зубчастих ободом стартера щільно з'єднана з колінчастим валом двигуна і в поєднанні з кришкою первинної маси (5) утворює порожнину, в якому проходить пружинний канал. Основним елементом пружинно-демпферної системи є натискні дугові пружини (3). Вони лежать в направляючих пружинного каналу і вигідно відповідають вимогам «Ідеального» гасителя крутильних коливань. Жолоби, оброблені мастилом, яка знижує тертя і знос між нажимною дуговою пружиною і самим жолобом.

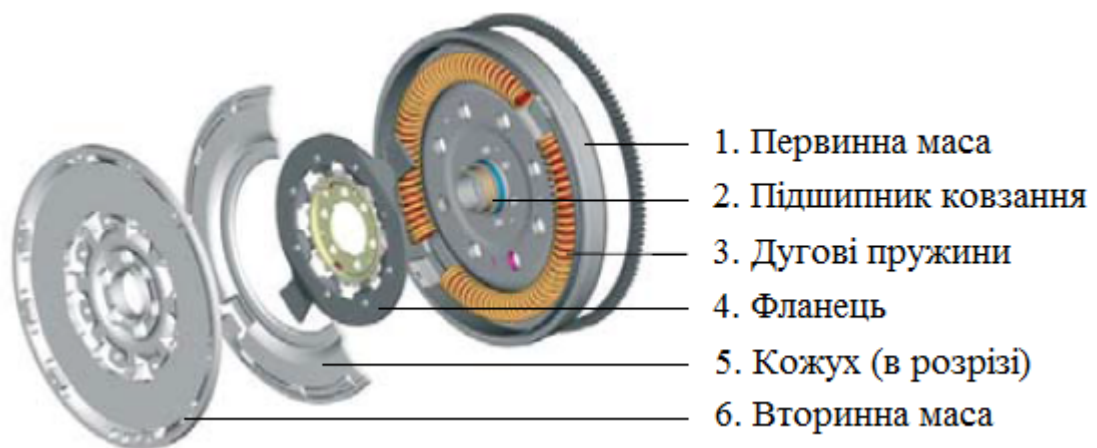


Рис. 3.41. Двомасовий маховик

Крутний момент двигуна передається за допомогою фланця (4), з виступами, розташованими між натискних дугових пружин та скріпленого з вторинної масою маховика. Вторинна маса маховика допомагає підвищити момент інерції мас з боку КПП. Для кращого відведення тепла вона оснащена венти-

ляційними отворами. Так як пружинно - демпферна система вже вбудована в ZMS, то в якості веденого диска, як правило, використовується жорстка конструкція без гасителя крутильних коливань.

Первинна маса маховика

Первинна маса маховика об'єднана з колінчастим валом двигуна в один вузол, що створює загальний момент інерції. У порівнянні з традиційним маховиком первинна маса ZMS набагато еластичнішою, що допомагає знизити навантаження на колінчастий вал. До того ж, спільно з кришкою первинної маси вона утворює канал для дугових пружин, звичайно розділених на дві секції за допомогою наполегливих виступів дугових

Вторинна маса маховика

ZMS утворює з'єднання з КПП через вторинну масу, яка при взаємодії зі зчепленням передає від двомасових маховика скоригований крутний момент. До зовнішньої сторони вторинної маси прикручується кошик зчеплення.

Після того як зчеплення включається, розташований на внутрішній стороні зчеплення пружинний механізм притискає ведений диск до фрикційної поверхні вторинної маси. Крутний момент переноситься за допомогою сил тертя. Вторинна маса маховика складається з безпосередньо вторинної маси і фланця. Крутний момент передається за допомогою виступів фланця, розташованих між натискних пружин.

Основним принципом ZMS є його простота і ефективність. Завдяки додатковій масі, розташованій на первинному валу КПП, момент виникнення резонансу, зазвичай припадає між 900 хв^{-1} і 1200 хв^{-1} . При традиційному заглушенні крутильних коливань, момент виникнення резонансу зсувається на більш низьку резонансну частоту, чим забезпечується відмінна ізоляція вібрацій двигуна навіть на оборотах холостого ходу.

3.7 Висновки по розділу

В даному розділі представлені результати розробки системи відключення циліндрів двигуна типу 12ЧН 18/20. Розрахунковим способом доведена доцільність такої модернізації. На часткових навантаженнях двигуна, які є характерними для роботи двигунів дизель-поїздів, за рахунок відключення частини циліндрів можна зменшити витрату палива на 2...4 г/(кВт·год). Зменшення витрати пального відбувається також при умові усунення насосних втрат ЦПГ у відключених циліндрах на малих режимах навантаження. Саме за рахунок цього підвищується індикаторний і механічний ККД. Тому, розроблена низка конструктивних заходів, яка дозволяє здійснити відключення циліндрів та врівноважити двигун при роботі на восьми циліндрах.

					КРМ.142.6222м.02.03.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		71

РОЗДІЛ 4

Економічне обґрунтування застосування системи відключення циліндрів для двигуна типу 12ЧН 18/20

4.1 Обґрунтування доцільності застосування системи відключення циліндрів

В умовах світової кризи все більшого значення набувають заощадні технології і раціоналізація витрат на експлуатації енергетичного обладнання. Крім того дедалі гостріше стає питання охорони навколишнього середовища при експлуатації двигунів внутрішнього згоряння. Такі проблеми часто вирішуються за рахунок використання двигунів іноземного виробництва, тим самим не заданий потенціал нашої країни як у виробництві нових двигунів, так і в їх ремонті і модернізації. Знизити затрати на експлуатацію, а також покращити показники екологічності можливо і для вітчизняних двигунів за умови певних модернізацій. Одна з таких – система відключення циліндрів двигуна типу 12ЧН 18/20. Система відключення циліндрів призначена для зміни робочого об'єму двигуна за рахунок виключення з роботи частини циліндрів. Застосування системи забезпечує зниження витрати палива до 20 % і зменшення шкідливих викидів з відпрацьованими газами. Система управління циліндрами дозволяє при невеликому навантаженні на двигун відключити частину циліндрів, У більшості випадків система відключення циліндрів застосовується на багатоциліндрових потужних двигунах (6, 8, 12 циліндрів), робота яких особливо неефективна при невеликих навантаженнях.

Метою розробки і модернізації є створення економічно кращого об'єкту, тому необхідно визначити економічний ефект і обґрунтувати економічну ефективність впровадження в експлуатацію двигуна з модернізацією системи відключення циліндрів в порівнянні з аналогічним двигуном без системи відключення циліндрів.

Економічна ефективність від впровадження системи відключення циліндрів визначається за методичними вказівками «Методика використання нової техніки, винаходів і раціоналізаторських пропозицій» [7].

					КРМ.142.6222м.02.04.ПЗ	Лист
						72
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Метод призначений для вирішення таких завдань:

1. Техніко-економічного обґрунтування вибору найкращих варіантів виготовлення і впровадження нової техніки.
2. Відображення показників економічності й ефективності в нормах і нормативах.
3. Розрахунку фактичної ефективності впровадження нової техніки.

При визначенні економічного ефекту від впровадження в експлуатацію двигуна з запропонованою системою відключення циліндрів для порівняння беремо двигун без можливості відключення циліндрів.

У табл. 4.1 наведено техніко-економічні показники двигуна типу 12ЧН 18/20 з модернізованою системою управління циліндрами

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	2,42	2,42	2,42
	ширина	1,22	1,22	1,22
	висота	1,48	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.	$t_{\text{кр}}$	29000	29000
Ціна установки, грн.	Ц	840000	1210000
Ціна палива, грн./т	$\text{Ц}_\text{п}$	55000	55000
Ціна масла, грн./т	$\text{Ц}_\text{м}$	82000	82000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	E	0,15	0,15

4.2 Розрахунок економічної ефективності впровадження в експлуатацію двигуна з системою відключення циліндрів

Річна продуктивність установки визначається за формулою, кВт за рік:

$$N = K_{\text{п}} \cdot N_e \cdot t.$$

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: $T = \frac{t_{\text{кр}}}{t}$.

Для аналога і для двигуна з запропонованою системою управління циліндрами 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.:

$$З_{\text{п}} = g_{\text{п}} \cdot N \cdot \text{Ц}_{\text{п}} \cdot 10^{-3}.$$

Для аналога і для двигуна з запропонованою системою управління циліндрами відповідно маємо

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

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

					КРМ.142.6222м.02.04.ПЗ	Лист
						74
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

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

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

Для аналога і для двигуна з запропонованою системою управління циліндрами відповідно маємо

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

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

Річні витрати на поточний ремонт визначаються за формулою, грн.

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

Для аналога і для двигуна з запропонованою системою управління циліндрами 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.

Річні поточні витрати на капітальний ремонт визначаються за формулою, грн.

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

Для аналога і для двигуна з запропонованою системою управління циліндрами відповідно маємо

$$З_{\text{кр1}} = \frac{0,3 \cdot 5400 \cdot 840000}{29000 \cdot 1,1} = 42658,3 \text{ грн.}, \quad З_{\text{кр2}} = \frac{0,3 \cdot 5400 \cdot 1210000}{29000 \cdot 1,1} = 61448,3 \text{ грн.}$$

Річні витрати у споживача визначаються за формулою, грн.

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

Для двигуна-аналога (1) і для двигуна з запропонованою системою управління циліндрами (2) відповідно маємо

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

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

Річний економічний ефект у споживача від використання двигуна з запропонованою системою управління циліндрами визначається за формулою, грн.

					КРМ.142.6222м.02.04.ПЗ	Лист
						75
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

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

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

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

Термін окупності двигуна з запропонованою визначається за формулою, років

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

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 по розділу

В розділі виконані розрахунки і порівняно річні витрати на експлуатацію двигуна типу 12ЧН 18/20 з запропонованою системою відключення циліндрів. Визначено економічний ефект. Розрахунок підтвердив доцільність впровадження системи відключення циліндрів для двигуна, який працює на часткових навантаженнях. Річний економічний ефект обумовлений зниженням поточних витрат споживача в порівнянні з аналогічним двигуном за рахунок зниження витрат на паливо складає приблизно 1,77 млн. грн. Термін окупності проекту складе шість місяців за умови використання установки протягом 5400 годин на рік (приблизно 15 годин на добу).

					КРМ.142.6222м.02.04.ПЗ	Лист
						76
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

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

5.1 Охорона праці

Охорона праці є системою законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці та відповідних їм соціально-економічних, організаційних, технічних і санітарно-гігієнічних заходів [8].

Головні завдання охорони праці полягають у мінімізації можливих травматичних подій та захворювань серед працюючих, при цьому забезпечуючи комфорт при максимальній продуктивності праці. У реальних умовах виробництва, як правило, існують певні небезпечні і шкідливі виробничі фактори.

Небезпечним виробничим фактором вважається той, вплив якого на працюючого в певних умовах може призвести до захворювання або зниження працездатності [9]. Існує невелика різниця між небезпечним і шкідливим факторами, оскільки один і той же вплив може призводити як до нещасних випадків, так і до зниження продуктивності праці.

5.1.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал по обслуговуванні дизеля

При експлуатації двигунів внутрішнього згоряння і різних систем, які обслуговують дизельні двигуни, існує низка виробничих факторів, які можуть становити загрозу для життя та здоров'я працівників. Ці фактори регулюються згідно з ДСТУ 12.0.003-83.

Виділення парів палива та мастила може проникати в організм людини, викликаючи подразнення і може спричинити розвиток хронічних захворювань дихальних шляхів та легень. Згідно з ДСТ 12.1.005-88, установлені припустимі границі концентрації парів дизельного палива - 100 мг/м³ у повітрі виробничих приміщень.

					КРМ.142.6222м.02.05.ПЗ	Лист
						77
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Також при роботі двигуна виникає значна кількість шкідливих речовин в результаті згоряння палива та мастила. Згідно з СНіП 245-71, припустима границя концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

Висока температура відкритих частин двигуна, таких як випускний колектор, газова турбіна та глушник, може призвести до опіків людини. Заходи безпеки включають у себе використання теплоізоляційних матеріалів для покриття всіх гарячих деталей двигуна.

Пожежна безпека

Причиною пожеж у машинному відділенні є: порушення роботи електроприладів, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів системи подачі палива, використання відкритого вогню, нехтування норм пожежної безпеки при роботі з легкозаймистими речовинами.

Електробезпечність

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Освітлення

Велику роль у виробничому процесі відіграє система освітлення. Дана система призначена для забезпечення освітлення машинного відділення тепловоза.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення із автоматичними вимикачами. Щит споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники із лампами накаливання потужністю 100 Вт;

					КРМ.142.6222м.02.05.ПЗ	Лист
						78
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- світильники із двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

Вентиляція

Порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення може спричиняти викид токсичних сполук, таких як оксид вуглецю (CO), діоксид сірки (SO₂) і вуглеводні (CH). З метою уникнення збільшення концентрації шкідливих речовин, необхідна встановлення системи вентиляції.

Система вентиляції призначена для забезпечення нормальних кліматичних умов у машинному відділенні. Вона розроблена відповідно до вимог і норм СНіП.

У машинному відділенні можуть використовуватися різні види вентиляції, такі як штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки та жалюзі, які розташовані на кожухах димарів. Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується за допомогою вентилятора.

Для забезпечення ефективної роботи систем вентиляції необхідно враховувати технічні і санітарно-гігієнічні вимоги, щоб вони відповідали всім стандартам і забезпечували безпечне та здорове середовище у приміщенні машинного відділення:

1. Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує граничні норми.
3. Система вентиляції повинна бути електробезпечною, пожежобезпечною і вибухобезпечною, простою за устроєм, надійною в експлуатації та ефективною.

Шум

					КРМ.142.6222м.02.05.ПЗ	Лист
						79
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Шум значно погіршує продуктивність праці. При інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається втома слухового апарату людини, що може призвести до часткової або навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму наведені в табл. 5.1.

Таблиця 5.1. Санітарні норми шуму

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_0 , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація

Виникнення вібрації пов'язане з динамічною дисбалансом мас у кривошипно-шатунному механізмі двигуна внутрішнього згоряння. Локальна вібрація може викликати судинні спазми та негативно впливати на кровообіг. Загальна вібрація із частотою 0,7 Гц може викликати морську хворобу, тоді як вібрація із частотою 4...30 Гц може призводити до ушкоджень плечового поясу та негативно впливати на внутрішні органи через резонансні явища. Стандартні норми вібрації наведено у табл. 5.2.

Таблиця 5.2. Санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с*10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

5.1.2 Розрахунок рівня шуму і вібрації в машинному відділенні тепловозу

Рівень шуму вироблений двигуном 12ЧН 18/20 визначається по формулі:

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

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

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

					КРМ.142.6222м.02.05.ПЗ	Лист
						80
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 750$ кВт.

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

Шум, що виробляється двигуном, має визначені межі припустимості. Для зменшення аеродинамічного шуму, що виникає внаслідок роботи двигуна, застосовують різні типи глушників. Використання цих глушників дозволяє зменшити загальний рівень шуму на 10-12 дБ.

Для зменшення шуму, який випромінюється зовнішніми поверхнями двигуна, застосовують звукоізолюючі чи кожухи бокси. Ці заходи дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10-15 дБ, а додатково можна досягти зниження на 20 дБ і більше.

Для зменшення механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями та вузлами, виготовляти конструкції із матеріалів, які характеризуються великим внутрішнім тертям, а також застосовувати матеріали із шумопоглинальними покриттями.

Рівень вібрації для двигуна типу 12ЧН 18/20 визначається 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 – маса двигуна, $m = 1850$ кг;

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

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачені:

- підбір шатунів і поршнів по вагових групах;
- використання двомасового маховика для урівноваження сил інерції;
- врівноваження неврівноважених мас за допомогою противаг.

					КРМ.142.6222м.02.05.ПЗ	Лист
						81
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

5.1.3 Заходи щодо зниження рівня шуму і вібрації

Шум і вібрація, що виникають на двигунах внутрішнього згоряння, суттєво впливають на здоров'я працівників у машинному відділенні, призводять до зниження продуктивності праці та розсіюють увагу. Двигуни, як правило, становлять одне з найгучніших обладнань і є основним джерелом шуму і вібрації.

Для боротьби з шумом самого двигуна застосовують ефективний, але складний метод. Він включає в себе організацію робочого місця, конструктивні зміни у будові двигуна і його вузлів, а також вдосконалену технологію виготовлення та обробки деталей двигуна.

Ізоляція шуму і вібрації – один з найпоширеніших методів. Повітряний шум ізолюють за допомогою звукоізолюючих кожухів, перегородок та звукоізоляції машинного приміщення.

Для зменшення впливу вібрації ефективно встановлюють віброгасники в місцях підвищеної вібрації та закріплюють двері та люки для зменшення тремтіння.

Однак, найважливішим і ефективним способом зменшення негативного впливу шуму на здоров'я є використання індивідуальних засобів захисту від шуму, таких як пробки та навушники, гермошоломи та каски, які можуть зменшити сприйнятий звук на 15...20 дБ.

5.1.4 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів що впливають на персонал

До роботи з дизельними двигунами допускаються люди, що пройшли спеціальну технічну підготовку та мають посвідчення з техніки безпеки та правил експлуатації ДВЗ.

Перед запуском двигуна необхідно дотримуватися наступних правил:

- перевірити колінчатий вал двигуна з відкритими газовими клапанами не менше 2-х обертів;
- попередити присутніх в машинному відділенні про запуск двигуна;

					КРМ.142.6222м.02.05.ПЗ	Лист
						82
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- за допомогою приладів визначити загазованість машинного відділення;
- при роботі двигуна в нічний час забезпечити нормальне освітлення машинного відділення;
- при роботі двигуна відкривати індикаторні крани без приєднаних до них вимірювальних пристроїв забороняється.

5.2 Охорона навколишнього середовища

Охорона навколишнього середовища – це система законодавчих норм, яка спрямована на забезпечення нормального функціонування біосфери при впливі на неї природних або антропогенних факторів.

Забезпечення чистоти повітря та створення нормальних метеорологічних умов у робочій зоні є важливою передумовою для здорової і високопродуктивної праці. Запобігання впливу шкідливих виробничих факторів, таких як гази, пари, пил, надлишкова температура і вологість, та створення здорового повітряного середовища є необхідною економічною задачею, яку слід вирішувати комплексно, разом із вирішенням основних аспектів виробництва.

Шкідливі речовини найчастіше потрапляють в організм людини через дихальні шляхи, а також через шкіру та їжу. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних та шкідливих виробничих факторів, оскільки вони можуть негативно впливати на здоров'я людини.

5.2.1 Забруднення навколишнього середовища, які виникають при експлуатації дизеля

У процесі функціонування дизельного двигуна встановлюється взаємодія з навколишнім середовищем, зокрема, споживає повітря і воду, а також викидає в атмосферу вихлопні гази [10].

					КРМ.142.6222м.02.05.ПЗ	Лист
						83
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розглянемо вплив компонентів, які містяться у вихлопних газах двигунів, на організм людини. З цього погляду гігієністи класифікують їх на 6 груп.

Перша група включає речовини, які не мають безпосереднього шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: азот (N_2), кисень (O_2), водень (H_2), водяна пара (H_2O), а також вуглекислий газ (CO_2).

Друга група включає окис вуглецю (CO) – безбарвний газ без запаху і смаку, легший за повітря. Він є горючим і може утворювати вибухові суміші з повітрям. Потрапляючи в організм людини, CO витісняє кисень з крові, спричиняючи кисневе голодування, що може призвести до задухи та, важких випадках, смерті. Навіть при невеликих концентраціях у повітрі, CO може викликати запаморочення і нудоту. Ураховуючи подібну щільність до повітря, CO погано випаровується з приміщень.

Третя група включає оксиди азоту, зокрема оксид азоту (NO) і діоксид азоту (NO_2). Оксид азоту - безбарвний газ, який швидко окисляється до NO_2 на повітрі. Діоксид азоту має характерний червонувато-коричневий колір та гострий запах. Ці речовини можуть викликати хронічні захворювання, необоротні зміни в легеневій тканині, розлади серцево-судинної системи, а також хронічні бронхіти та нервові розлади. У взаємодії з вуглеводнями вони утворюють токсичні нитроолефіни, а отруєння може мати схований період, після якого виникають важкі захворювання.

У залежності від об'ємної концентрації в повітрі (y %), вплив діоксиду азоту (NO_2) на людський організм проявляється наступним чином:

- 0,00001 – абсолютний поріг впливу;
- до 0,0003 – поріг сприйняття запаху;
- 0,0013 – поріг роздратування слизоватих оболонок;
- до 0,002 – утворення метгемоглобіну;
- 0,004...0,008 – набряк легень.

Крім того, оксиди азоту беруть участь у фотохімічних реакціях, що призводять до утворення смогу.

					КРМ.142.6222м.02.05.ПЗ	Лист
						84
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

До четвертої групи відносяться різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадієнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, включаючи канцерогени. Вони мають неприємний запах і можуть викликати хронічні захворювання, спричиняючи загально токсичний ефект.

П'ята група включає альдегіди, які мають різкий запах, особливо формальдегід. Вони можуть викликати роздратування дихальних шляхів і слизових оболонок носа й очей, а також мати загально токсичний ефект на центральну нервову систему та внутрішні органи.

Шоста група включає сажу, яка може дратувати дихальні шляхи, погіршувати видимість і переносити канцерогени. Найбільш небезпечним з них є бензпирен, що вибухає у взаємодії з повітрям, поглиблюючи свій вплив.

До складу відходів газів дизельних двигунів при використанні сірчистих палив також входять неорганічні гази, такі як сірчистий ангідрид (SO_2) і сірководень (H_2S), які можуть викликати різноманітні наслідки для здоров'я, такі як роздратування верхніх дихальних шляхів, порушення білкового обміну та отруєння.

Відпрацьовані гази двигунів, які на 99,0...99,9% складаються з продуктів повного згоряння вуглецю, пари води, залишкового кисню й азоту, визначають екологічний вплив транспортних засобів. Навіть невелика частка цих газів (менше 1% від загальної кількості відхідних газів) визначає ступінь шкідливого впливу на оточуюче середовище, включаючи рослинний і тваринний світ, людину та архітектурні будівлі.

Основними компонентами, які роблять вихлопні гази дизельних двигунів шкідливими, є оксиди азоту, сажа і сірчисті з'єднання. До того ж, в складі вихлопних газів також містяться азот (як баласт) і вуглекислий газ CO_2 . Хоча азот сам по собі не є шкідливим, він може взаємодіяти з іншими компонентами, сприяючи утворенню шкідливих окислів у циліндрі двигуна.

До недавнього часу діоксид вуглецю не вважався шкідливим компонентом відхідних газів двигунів, особливо у відкритих приміщеннях. Однак

					КРМ.142.6222м.02.05.ПЗ	Лист
						85
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

утворення вуглекислого газу з використанням вуглеводневих палив призводить до збільшення його кількості в атмосфері. Вуглекислий газ є парниковим газом, який впливає на клімат і може мати серйозні наслідки для планети, включаючи танення льодовиків і підвищення рівня світового океану.

Слід також відзначити, що транспорт може спричиняти смог, що визначає видиме забруднення повітря, і це є ще однією проявою негативного впливу транспорту на навколишнє середовище.

Існують три основних типи смогу, які розрізняються за складом та походженням:

1. Смог крижаний (аляскинського типу): Утворюється при замерзанні крапель туману і пари, включаючи газоподібні забруднювачі, пилові частки і кристали льоду.

2. Просто смог (лондонського типу): Виникає внаслідок сполучення газоподібних забруднювачів, переважно сірчистого ангідриду, пилових часток і крапель туману.

3. Смог фотохімічний (лос-анджелеського типу, сухий): Виникає як вторинне забруднення повітря в результаті розкладання забруднюючих речовин під впливом сонячних променів, особливо ультрафіолетових.

Головним отрутним компонентом смогу є озон (O₃), а також додатковими складовими є чадний газ, оксиди азоту, перекис ацетилнітрата, азотна кислота і інші. Транспорт є основним джерелом смогу фотохімічного типу.

Усі перераховані речовини, за винятком сажі, при досягненні певної концентрації в повітрі можуть мати смертельний вплив. Їх вплив на організми може викликати мутації на генетичному рівні та значні зміни в морфології та фізіології організмів.

Вплив відхідних газів двигунів на рослинність визначається їхнім потраплянням на поверхню та в клітини рослин, особливо щодо оксидів сірки, оксидів азоту та їхніх поєднань з вуглеводнями. Це може призводити до генетичних і структурних змін у рослинах.

					КРМ.142.6222м.02.05.ПЗ	Лист
						86
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Вплив відхідних газів на будівлі, пам'ятники та інші структури визначається осадженням на їхні поверхні оксидів азоту та сірки у поєднанні з водяною парою, а також осадженням маслянистих часток сажі.

5.2.2 Основні способи зниження токсичності і димності відхідних газів

Удосконалювання робочих процесів і сумішоутворення

Покращують інтенсивність турбулентності паливно-повітряної суміші у камері згоряння та підвищують тривалість та потужність електричного розряду, особливо при операціях на бідних сумішах. Це сприяє зменшенню викидів оксиду вуглецю (CO) при багатих сумішах, але може призвести до збільшення викидів оксидів азоту (NO_x) при роботі на номінальних навантаженнях і бідних сумішах.

Покращують розпилювання палива на всіх режимах роботи, включаючи режими холостого ходу, примусового холостого ходу, часткові і перехідні режими.

Сприяють рівномірному розподілу надходження палива між циліндрами двигуна. Для цього застосовують багатокамерні карбюратори, системи упрскування палива в повітряний ресивер, впускні патрубки і пряме впрскування пального в циліндри двигуна.

Зменшення кутів, які визначають момент запалення, сприяє зниженню викидів NO_x, але може погіршити показники економічності двигуна та призвести до зростання викидів вуглеводнів і CO.

Використання рециркуляції відхідних газів, коли невелику частину відхідних газів (10...12 %, за іншими даними до 20 %) подають у впускний трубопровід після карбюратора на номінальному режимі роботи, дозволяє значно знизити викиди NO_x приблизно вдвічі через зменшення температури згоряння. Однак це може призвести до певного зменшення потужності та ефективності двигуна. При цьому може також трохи зростати викид CO та CH через погіршення процесу згоряння. Вважається, що рециркуляція відхідних га-

зів є більш ефективною для двигунів із камерою у поршні порівняно із тими, які мають розділені камери.

Паливо і присадки

Підвищення цетанового числа пального покращую процес згоряння, зменшує динамічність циклу, знижує період затримки запалення, а також жорсткість роботи двигуна. Викиди NO_x при цьому знижуються, але можуть зрости димність і викид вуглеводнів. Збільшення легких фракцій в паливі підвищує його випаровуваність, відповідно, поліпшує рівномірність розподілу палива за об'ємом камери згоряння. Це знижує абсолютно всі види викидів. Введення органометалевих присадок на основі барію, марганцю і тетраетилсвинця в дизельне паливо дозволяє значно зменшити викиди диму та вміст альдегідів і бензоперенів у вихлопних газах при великих навантаженнях. Зниження димності дизеля з нерозділеною камерою згоряння досягає 40...90 %. Присадки не впливають на викид оксидів азоту. Багато барію утворює сульфід барію, який виходить у атмосферу та є менш шкідливим.

Можливі дві гіпотези щодо механізму дії присадок: за першою, вони гальмують утворення часток сажі під час горіння, а за другою, знижують димність каталітично під час окиснення сажевих часток під час дифузійного горіння та їхнього викиду.

Застосування бензинів з низьким вмістом тетраетилсвинця дозволяє контролювати викиди свинцю та подовжити термін служби каталітичних нейтралізаторів у кілька разів.

Перехід на газове паливо дозволяє зменшити викиди оксидів азоту приблизно вдвічі та трохи зменшити викиди оксиду вуглецю. Це пов'язано з ефективнішим використанням бідних газових сумішей, які горять при низьких температурах, та зменшенням нерівномірності складу газової суміші в циліндрах двигуна.

Нейтралізація відхідних газів

Зниження рівня викиду токсичних речовин у відхідних газах можна досягти за рахунок їх нейтралізації у спеціальних пристроях – нейтралізаторах.

					КРМ.142.6222м.02.05.ПЗ	Лист
						88
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Нейтралізатори встановлюються на виході газів з циліндрів двигунів і призначаються для перетворення токсичних речовин у нетоксичні чи для затримки (поглинання) токсичних речовин. Відповідно існують термічні, каталітичні і механічні нейтралізатори. У термічних і каталітичних нейтралізаторах відбуваються хімічні реакції, у результаті яких зменшується концентрація газових компонентів токсичних речовин. У механічних нейтралізаторах відбувається відділення часток сажі і крапель рідини (масло, паливо, вода, кислоти). Останні нейтралізатори застосовуються порівняно рідко і здебільшого для стаціонарних установок.

					КРМ.142.6222м.02.05.ПЗ	Лист
						89
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

Кваліфікаційна робота включила в себе ряд розрахунків, розробок і рішень, що технічно виправдані і можуть бути використані на практиці. Запропонована система управління циліндрами двигуна типу 12ЧН 18/20.

У складі виконаної кваліфікаційної роботи отримані характеристики навантаження для можливості моделювання часткових режимів роботи, виконано моделювання робочого циклу двигуна типу 12ЧН 18/20 без та з відключенням чотирьох циліндрів за характеристикою навантаження для п'яти часткових режимів. Проведено порівняння основних параметрів двигуна. Крім того, розроблена низка конструктивних заходів, які дозволять здійснити відключення циліндрів та врівноважити двигун при роботі на 8-ми циліндрах. Запропоновано рішення по забезпеченню більш ефективної та економічної роботи.

Розрахунки, які проведені у спеціальній частині роботи підтверджують доцільність вдосконалення двигуна типу 12ЧН 18/20. На часткових навантаженнях двигуна, які є характерними для роботи двигунів дизель-поїздів, можна зменшити витрату палива на $2 \dots 4 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$.

В розділі охорона праці та охорона навколишнього середовища проведені розрахунки та викладені заходи при виконанні яких забезпечується надійна та безпечна робота двигуна та дизель-поїзду.

Було розраховано і порівняно річні витрати при експлуатації двигуна типу 12ЧН 18/20 з запропонованою системою управління циліндрами. Визначено економічний ефект. Розрахунок підтвердив доцільність впровадження системи управління циліндрами для двигуна дизель-поїзда. Річний економічний ефект обумовлений зниженням поточних витрат споживача в порівнянні з аналогічним двигуном за рахунок зниження витрат на паливо складає приблизно 1,77 млн. грн. Термін окупності проекту складає шість місяців за умови використання установки протягом 5400 годин на рік (приблизно 15 годин на добу).

					КРМ.142.6222м.02.ПЗ	Лист
						90
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.142.6222м.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		91