

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

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


« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА ТИПУ 4ЧН 10,2/12
(IVECO N40 ENT)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

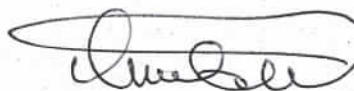
Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



В. С. Наливайко

Здобувач освіти



Є. І. Яковлев

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
Олексій ГОГОРЕНКО

« » 20 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Яковлеву Євгену Іллічу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок автомобільного двигуна типу 4ЧН 10,2/12
(IVECO N40 ENT)

2. Керівник роботи _____, *к.т.н., доцент Наливайко В. С.*,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

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

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 125 кВт; частота обертання колінчатого валу – 2700 хв⁻¹; питома ефективна витрата палива – 0,193 кг/(кВт·год); ступінь стиску – 17,5; коефіцієнт надлишку повітря – 2,2.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Технічна характеристика двигуна; Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна; Розрахунок динаміки двигуна; Розрахунок відцентрового компресора для наддуву двигуна; Розробка принципових схем систем двигуна та розрахунок їх основних елементів; Охорона праці в машинному відділенні та охорона навколишнього середовища.

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

<i>Поперечний переріз двигуна типу 4ЧН 10,2/12;</i>
<i>Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ;</i>
<i>Турбокомпресор;</i>
<i>Принципові схеми систем двигуна.</i>

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)

/Євгеній ЯКОВЛЕВ/
(прізвище та ініціали)

/Василь НАЛИВАЙКО/
(прізвище та ініціали)

Зміст

Вступ.....	5
Розділ 1. Загальна конструкція та опис двигуна	6
1.1 Технічна характеристика двигуна, сфера його застосування	6
1.2 Опис конструкції двигуна IVECO N40 ENT	7
1.3 Економічна ефективність та екологічність двигуна IVECO N40 ENT	8
1.4 Перспективи використання двигуна IVECO N40 ENT.....	9
1.5 Висновок до розділу.....	11
Розділ 2. Моделювання робочого циклу двигуна типу 4ЧН 10,2/12.....	12
2.1 Вступ.....	12
2.2 Методика розрахунку робочого циклу двигуна.....	13
2.3 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна.....	14
2.4 Розрахунок робочого циклу.....	17
2.5 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми.....	23
2.6 Висновок по розділу.....	25
Розділ 3. Розрахунки динаміки двигуна типу 4ЧН 10,2/12.....	27
3.1 Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 4ЧН 10,2/12.....	27
3.2 Побудова діаграми дотичних сил.....	33
3.3 Висновок по розділу.....	35
Розділ 4. Розрахунок турбокомпресора для двигуна типу 4ЧН 10,2/12.....	36
4.1 Вибір компресора прототипу	36
4.2 Попереднє визначення колової швидкості.....	37
4.3 Розрахунок вхідної ділянки компресора	38
4.4 Розрахунок робочого колеса компресора	40
4.5 Розрахунок ділянки безлопаткового дифузора	46
4.6 Розрахунок лопаткового дифузора	48

4.7	Розрахунок повітрозбірної завитки	54
4.8	Розрахунок адіабатного ККД компресора, його потужності та обертів ротора	56
4.9	Опис спроектованого компресора.....	57
4.10	Висновок по розділу.....	59
Розділ 5. Розрахунок принципів схем систем двигуна типу 4ЧН 10,2/12		60
5.1	Паливна система.....	60
5.2	Масляна система.....	62
5.3	Система охолодження.....	67
5.4	Системи повітропостачання і газовідводу.....	71
5.5	Висновок по розділу	73
Розділ 6. Аналіз і розробка заходів забезпечення вимог охорони праці та охорони навколишнього середовища.....		74
6.1	Охорона праці.....	74
6.1.1	Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал по обслуговуванні дизеля	74
6.1.2	Розрахунок рівня шуму і вібрації в машинному відділенні	77
6.1.3	Заходи щодо зниження рівня шуму і вібрації	78
6.1.4	Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів що впливають на персонал.....	79
6.2	Охорона навколишнього середовища.....	80
6.2.1	Забруднення навколишнього середовища, які виникають при експлуатації дизеля.....	80
6.2.2	Основні способи зниження токсичності і димності відхідних газів...	85
Висновок по роботі.....		88
Список використаної літератури		89

Вступ

Двигуни внутрішнього згоряння відіграють ключову роль у сучасній автомобільній промисловості, забезпечуючи необхідну потужність та ефективність для різноманітних транспортних засобів. Серед них особливе місце займають дизельні двигуни, які вирізняються високою паливною економічністю та тривалим ресурсом експлуатації. В цьому контексті двигун типу 4ЧН 10,2/12 (IVECO N40 ENT) є яскравим прикладом передових технологій та інноваційних рішень у галузі двигунобудування.

Двигун IVECO N40 ENT, що має рядну 4-циліндрову конфігурацію, з робочим об'ємом 4,5 літра, відзначається своєю високою продуктивністю та надійністю. Він активно використовується у різних сферах, зокрема у промисловій та сільськогосподарській техніці, комерційному транспорті, морських суднах та генераторах. Здатність цього двигуна відповідати сучасним екологічним стандартам викидів, таким як Euro V та Euro VI, робить його важливим елементом у забезпеченні екологічної безпеки та зниженні шкідливих викидів у атмосферу.

Мета даної кваліфікаційної роботи полягає в детальному розрахунку та аналізі характеристик двигуна IVECO N40 ENT, визначенні його основних технічних параметрів, а також оцінці можливостей та перспектив застосування цього двигуна у різних галузях. У роботі будуть розглянуті конструктивні особливості двигуна, принципи його роботи, сучасні системи впорскування палива та очищення вихлопних газів, а також проведено аналіз економічної ефективності та екологічності даної моделі.

Розділ 1

Загальна конструкція та опис двигуна

1.1 Технічна характеристика двигуна, сфера його застосування

Двигуни IVECO N40 ENT (рис. 1.1) використовуються у вантажних автомобілях, сільськогосподарській техніці, морських суднах, та генераторах електроенергії. Основні технічні характеристики двигуна наведені в табл. 1.1 [1].

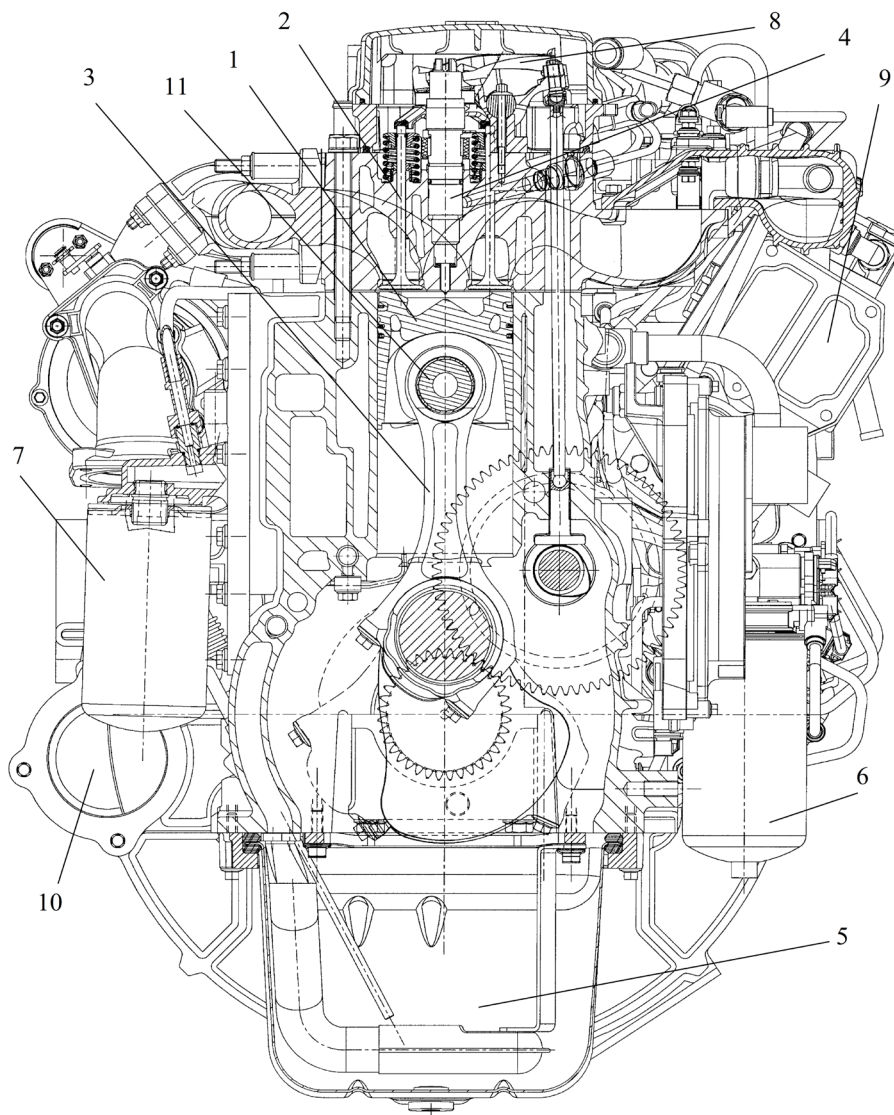


Рис. 1.1. Поперечний розріз двигуна 4ЧН 10,2/12

1 – поршень; 2 – впускний клапан; 3 – шатун; 4 – форсунка; 5 – піддон;
6 – масляний фільтр; 7 – паливний фільтр; 8 – коромисло; 9 – випускний ко-
ллектор; 10 – впусний колектор; 11 – поршневий палець

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221з.01.01.ПЗ

Аркуш

6

Таблиця 1.1. Параметри двигуна IVECO N40 ENT

Робочий об'єм двигуна	$V_{об}$	л	3,92
Кількість циліндрів	N	шт.	4
Діаметр циліндру	D	мм	102
Хід поршня	S	мм	120
Ефективна потужність	N_e	кВт	125
Частота обертання колінчатого валу	n_n	хв^{-1}	2700
Ступінь стиску	ε		17,5
Кількість клапанів на циліндр	$N_{кл}$	шт.	4
Питома витрата палива	g_e	кг/(кВт·год)	0,193
Максимальний крутний момент	Н·м	при 1200 хв^{-1}	560

1.2 Опис конструкції двигуна IVECO N40 ENT

Двигун IVECO N40 ENT є представником сучасних дизельних двигунів, що вирізняються високою продуктивністю та екологічністю. Цей двигун має такі основні конструктивні особливості:

- Конфігурація: Рядний 4-циліндровий двигун з робочим об'ємом 4,5 літра.
- Система впорскування палива: Common Rail – високотехнологічна система, що забезпечує високу точність та тиск впорскування, що сприяє підвищенню ефективності згоряння палива та зниженню рівня викидів.
- Турбонаддув: Двигун оснащений турбокомпресором з інтеркулером, що збільшує об'єм повітря, що подається в циліндри, та підвищує потужність двигуна без значного збільшення витрат палива.
- Система очищення вихлопних газів: Включає рециркуляцію вихлопних газів (EGR), сажовий фільтр (DPF) та селективну каталітичну нейтралізацію (SCR). Ці системи допомагають знижувати викиди оксидів азоту (NOx) та твердих часток, що робить двигун відповідним стандартам Euro V та Euro VI [2].

1.3 Економічна ефективність та екологічність двигуна IVECO N40 ENT

Однією з головних переваг двигуна IVECO N40 ENT є його висока економічна ефективність. Завдяки системі впорскування Common Rail та турбонаддуву, двигун забезпечує оптимальне співвідношення потужності та витрат палива. Система Common Rail дозволяє точно дозувати паливо під високим тиском, що забезпечує кращу атомізацію палива та повніше згоряння. Це сприяє зниженню витрат палива та підвищенню загальної ефективності двигуна.

Турбонаддув з інтеркулером підвищує об'єм повітря, що потрапляє в циліндри, що дозволяє збільшити потужність двигуна без значного збільшення витрат палива. Це особливо важливо для комерційних транспортних засобів, де економія палива може суттєво впливати на загальні витрати на експлуатацію.

Двигун IVECO N40 ENT також має високий рівень надійності та довговічності, що знижує витрати на обслуговування та ремонт [3]. Використання високоякісних матеріалів та передових технологій виробництва забезпечує тривалий термін служби двигуна навіть в умовах інтенсивної експлуатації. Це робить його привабливим вибором для власників та операторів техніки, що прагнуть мінімізувати експлуатаційні витрати та збільшити рентабельність своїх інвестицій.

Екологічність двигуна IVECO N40 ENT також є ключовим аспектом. Сучасні системи очищення вихлопних газів забезпечують відповідність строгим екологічним стандартам, знижуючи викиди NO_x , CO_2 та твердих часток. Система рециркуляції вихлопних газів (EGR) дозволяє знизити температуру згоряння, що сприяє зменшенню утворення оксидів азоту (NO_x). Сажовий фільтр (DPF) ефективно уловлює та спалює тверді частки, що утворюються під час згоряння палива, знижуючи їх кількість у вихлопних газах.

Селективна каталітична нейтралізація (SCR) використовує рідкий реагент (AdBlue) для перетворення оксидів азоту в нешкідливі азот та воду. Ця технологія дозволяє значно знизити викиди NO_x , що є одним з

					КРБ.142.4221з.01.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		8

найшкідливіших забруднювачів атмосфери. Завдяки впровадженню цих технологій, двигун IVECO N40 ENT відповідає найсучаснішим екологічним стандартам Euro V та Euro VI, що робить його екологічно безпечним вибором для сучасних транспортних засобів та техніки.

Крім того, зниження викидів парникових газів (CO₂) є важливим аспектом у боротьбі зі зміною клімату. Двигун IVECO N40 ENT, завдяки своїй високій ефективності та сучасним системам очищення вихлопних газів, сприяє зниженню вуглецевого сліду транспортних засобів, що використовують цей двигун. Це допомагає досягати цілей сталого розвитку та зменшувати негативний вплив на довкілля.

Таким чином, двигун IVECO N40 ENT поєднує високу економічну ефективність та екологічність, що робить його привабливим вибором для широкого спектру застосувань. Його висока продуктивність, надійність та відповідність екологічним стандартам сприяють зниженню експлуатаційних витрат, підвищенню рентабельності та зменшенню негативного впливу на довкілля.

1.4 Перспективи використання двигуна IVECO N40 ENT

Завдяки своїм технічним характеристикам та високій надійності, двигун IVECO N40 ENT має широкий спектр застосування в різних галузях. Його використання в промисловій та сільськогосподарській техніці, комерційному транспорті, морських суднах та генераторах електроенергії дозволяє задовольнити потреби різних секторів економіки, забезпечуючи високу продуктивність та економічну ефективність.

У промисловій та сільськогосподарській техніці двигун IVECO N40 ENT є ідеальним вибором для екскаваторів, навантажувачів, бульдозерів, тракторів та комбайнів. Висока потужність та надійність цього двигуна забезпечують ефективну роботу навіть у найважчих умовах. Сучасні системи впорскування палива та турбонаддуву дозволяють досягати високої продук-

тивності при зниженні витрат на паливо, що є важливим аспектом для підприємств агропромислового комплексу та будівельних компаній.

У сфері комерційного транспорту двигун IVECO N40 ENT використовується у вантажних автомобілях середньої вантажопідйомності та легких комерційних автомобілях. Завдяки своїй економічності та екологічності, цей двигун допомагає знижувати експлуатаційні витрати та забезпечує відповідність строгим екологічним стандартам, що важливо для компаній, які займаються вантажними перевезеннями та логістикою. Висока надійність двигуна також дозволяє мінімізувати час простою та витрати на технічне обслуговування.

У морській галузі двигун IVECO N40 ENT застосовується на малих риболовних судах, розважальних яхтах та комерційних катерах. Висока потужність та компактні розміри двигуна роблять його ідеальним вибором для суден, що потребують надійного та економічного силового агрегату. Сучасні системи очищення вихлопних газів забезпечують відповідність екологічним нормам, що є важливим аспектом для морського транспорту.

Двигун IVECO N40 ENT також широко використовується у генераторах електроенергії, як стаціонарних, так і пересувних. Його висока ефективність та надійність забезпечують стабільне постачання електроенергії в різних умовах, від будівельних майданчиків до віддалених населених пунктів. Економічність двигуна дозволяє знижувати витрати на паливо, що є важливим аспектом для операцій з генерації електроенергії.

Окрім традиційних галузей, двигун IVECO N40 ENT має перспективи для застосування в інноваційних проектах, таких як гібридні системи та альтернативні види палива. Висока ефективність та екологічність двигуна роблять його привабливим для інтеграції у гібридні силові установки, що можуть використовувати як дизельне паливо, так і електроенергію. Це відкриває нові можливості для зниження викидів парникових газів та підвищення енергоефективності транспортних засобів.

					КРБ.142.4221з.01.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		10

У майбутньому двигун IVECO N40 ENT може бути адаптований для використання альтернативних видів палива, таких як біодизель, синтетичне паливо чи водневе паливо. Це дозволить ще більше знизити негативний вплив на довкілля та забезпечити сталий розвиток транспортної галузі.

1.5 Висновок по розділу

Таким чином, двигун IVECO N40 ENT є передовим рішенням у сфері дизельних двигунів, що поєднує високу продуктивність, надійність та екологічність. Його застосування сприяє підвищенню ефективності використання ресурсів та зниженню негативного впливу на довкілля, що є важливими аспектами сучасного двигунобудування. Завдяки своїм технічним характеристикам та універсальності, двигун IVECO N40 ENT має широкі перспективи для використання в різних галузях, забезпечуючи стабільний розвиток та підвищення ефективності економічних процесів.

					КРБ.142.4221з.01.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		11

Розділ 2

Моделювання робочого циклу двигуна типу 4ЧН 10,2/12

2.1 Вступ

У сучасному машинобудуванні важливим аспектом є не лише розробка та впровадження нових двигунів, але й оптимізація їхніх робочих процесів для досягнення максимальної ефективності та екологічності. Моделювання робочого циклу двигуна дозволяє детально аналізувати процеси, що відбуваються в циліндрах, визначати ключові параметри впорскування палива, стиснення, згоряння та випуску відпрацьованих газів. Це дає можливість покращити конструкцію двигуна та його експлуатаційні характеристики.

Двигун IVECO N40 ENT, який є об'єктом цього дослідження, представляє сучасний підхід до дизельних силових установок. Завдяки використанню передових технологій впорскування палива та систем очищення вихлопних газів, цей двигун відзначається високою ефективністю та відповідністю строгим екологічним стандартам. Моделювання його робочого циклу дозволить виявити потенційні резерви підвищення ефективності, зниження витрат палива та викидів шкідливих речовин.

Метою цього розділу є моделювання робочого циклу двигуна IVECO N40 ENT за методикою Гренівецького-Мазінга, що дозволить проводити комплексний аналіз ефективності згоряння палива. У рамках цього дослідження будуть розглянуті основні параметри робочого циклу, зокрема, температурний та тисковий режими в циліндрах, а також вплив різних факторів на ефективність роботи двигуна. Отримані результати моделювання можуть стати основою для подальшого вдосконалення конструкції двигуна та розробки рекомендацій щодо його експлуатації в різних умовах.

Завдяки моделюванню робочого циклу можна отримати глибоке розуміння внутрішніх процесів, що відбуваються в двигуні, та розробити заходи для підвищення його продуктивності та надійності. Це особливо важливо в контексті су-

					КРБ.142.4221з.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		12

часних вимог до економічності та екологічності двигунів внутрішнього згорання, що є ключовими аспектами сталого розвитку транспортної галузі.

2.2 Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунок робочого циклу двигуна є ключовим етапом у процесі проектування та аналізу двигунів внутрішнього згорання. Цей процес визначає основні параметри та характеристики роботи двигуна, що відіграють критичну роль у його ефективності та надійності. Методика розрахунку включає в себе детальне вивчення кожного етапу робочого циклу, врахування фізичних закономірностей, які впливають на процеси згорання палива, теплової передачі та руху поршня.

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згорання значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згорання змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згорання та дисоціації продуктів згорання прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догорання палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також маються теплові та аеродинамічні втрати.

Крім розрахункового треба розглядати ще дійсний цикл, котрий здійснюється в працюючому двигуні і в наступний час не може бути точно описаним із за недосконалості розрахункових методик та складності процесів, що протікають в ньому. Чим більш досконала методика теплового розрахунку, тим більш ближче розрахунковий цикл до дійсного.

В даній кваліфікаційній роботі використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Грінівецьким і далі вдосконалена Є. К. Мазінгом.

Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ,

					КРБ.142.4221з.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		13

що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження.

На його основі можливо:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уяву про основні параметри циклу та фактори, що впливають на процеси робочого циклу;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, що проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд опитних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою персонального комп'ютера в програмі *MathCAD*.

2.3 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Визначення основних параметрів робочого циклу двигуна є критично важливим для досягнення оптимальної ефективності та продуктивності двигуна. Підбір цих параметрів здійснюється на основі паспортної характеристики двигуна, довідників, а також ретельного аналізу фізичних принципів роботи двигуна, специфікацій вимог до його функціональних характеристик та вимог щодо експлуатації. Основні параметри робочого циклу наводяться в табл. 2.1.

Таблиця 2.1. Вихідні дані для розрахунку робочого циклу

Параметр	Позначення	Од. виміру	Значення
Кількість циліндрів	N	шт.	4
Діаметр циліндру	D	мм	102
Хід поршня	S	мм	120
Ефективна потужність	N_e	кВт	125

Кількість обертів/хвилину	n_n	хв ⁻¹	2700
Витрата повітря	$G_{нов}$	кг/с	0,224
Витрата води	$G_в$	кг/с	3,66
Тиск газів перед турбіною	P_t	МПа	0,232
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,263
Температура повітря в ресивері	T_s	К	336
Ступінь стиску	ϵ		17,5
Коефіцієнт надлишку повітря	α		2,226
Максимальна температура охол. рідини	t_p	К	380
Кількість клапанів на циліндр	$N_{кл}$	шт	4
Питома витрата палива	g_e	кг/(кВт·год)	0,193
Ефективний ККД	η_e		0,438
Витрата газів через турбіну	G_t	кг/год	0,23
Тиск повітря за ОНП	P_s	МПа	0,251
Температура повітря за компресором	T_k	К	448
Температура газів перед турбіною	T_t	К	750
Максимальний тиск в циліндрі	P_z	МПа	16,6

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 323$ К.

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,103$ МПа (стандартні атмосферні умови).

Ступінь стиску ϵ . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для ВОД $\epsilon = 15 \dots 18$. Приймаємо $\epsilon = 17,5$

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,226$.

Показник адіабати повітря $k_a = 1,4$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,98$.

Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0,78$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту задають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. У ВОД $\gamma_r = 0,02-0,08$. Приймаємо $\gamma_r = 0,02$.

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 призначити після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для ВОД $\xi_z = 0,75-0,94$; $\xi_b = 0,86-0,98$ [4]. Приймаємо $\xi_z = 0,86$; $\xi_b = 0,89$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = 1,3 \dots 2,0$ [4]. Приймаємо $\lambda = 1,4$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: (5 – 45) К – для ДВЗ з наддувом та (10 – 20) К – для ДВЗ без наддуву.

Приймаємо $\Delta T_a = 20$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,98$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач представляє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. Приймаємо $\Delta P_{ox} = 0,012$ МПа.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах 700...900 К. Приймаємо $T_r = 830$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться для двигуна, який працює на дизельному пальному. Масовий склад пального:

Вуглець – С = 0,87 кг;

Водень – Н = 0,126 кг;

Сірка – S = 0 кг;

Кисень – О = 0,004 кг.

					КРБ.142.4221з.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		16

Нижча теплота згоряння палива Q_n^d . Для дизельного пального приймаємо $Q_n^d = 42700$ кДж/кг.

Коефіцієнт тактності Z . Це кількість робочих ходів поршня за один оберт колінчатого валу. $Z = 0,5$.

2.4 Розрахунок робочого циклу

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k := T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1 \right]}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 448,84;$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s := T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 335,019;$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a := \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 365,489;$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s := P_k - \Delta P_{ох} \quad P_s = 0,251;$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a := \xi_a \cdot P_s \quad P_a = 0,243;$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_i := \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_n = 0,928;$$

Розрахунок процесу стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару па-

лива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено [5].

На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_l величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі.

При виборі величини n_l , необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_l збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску n_l зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_l збільшується; зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_l збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_l = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунку:

$$n_l = 1,358$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c := P_a \cdot \varepsilon^{n_l} \quad P_c = 11,852;$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c := T_a \cdot \varepsilon^{n_l - 1} \quad T_c = 1016,224$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L := \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1,101;$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 := 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1,0287;$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta := \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1,0282;$$

Доля палива, що згоріла в точці z

					КРБ.142.4221з.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		18

$$x_z := \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0,966;$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z := 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1,027;$$

Максимальна температура згоряння, К

$$\frac{\xi_z \times Q_n}{\alpha \times L_0} + \left[c_v' + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c_v'' + 8,314 \times \lambda) \right] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c_{pz}'' \times T_z$$

$$T_z = \frac{C}{A \times T_z + B}$$

$$A = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times b_z$$

$$B = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times (a_{vz} + 8,314)$$

$$C = \frac{\xi_z \times Q_n}{\alpha \times L_0} + \left[(19,86 + 0,003 \times T_c) + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times ((19,88 + 0,0031 \times T_c) + 8,314 \times \lambda) \right] \times T_c$$

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 1800$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1917;$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z := \lambda \cdot P_c \quad P_z = 16,599;$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho := \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad \rho = 1,385;$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta := \frac{\varepsilon}{\rho} \quad \delta = 12,639;$$

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,3$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів [6]. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного приймемо:

$$n_2 = 1,281;$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b \leftarrow T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \quad T_b = 937,284;$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b := \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \quad P_b = 0,642;$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i := \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \quad P'_i = 1,623;$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i := P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 1,5927;$$

Індикаторна питома витрата пального, кг/(кВт·год)

$$g_i := 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_i}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad g_i = 0,171;$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i := \frac{3600}{g_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0,492;$$

					КРБ.142.42213.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		20

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e := P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 1,415;$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e := \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0,438;$$

Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт·год)

$$g_e := \frac{g_i}{\eta_m} \quad g_e = 0,1925;$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e := 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 125,01;$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N := \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = 0,008\%;$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищує 0,05%.

Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

Універсальна газова стала $R = 287$ Дж/кг*К

$$G_{\text{ww}} := \left[\frac{(\pi \cdot D_c^2)}{4} \right] \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_i \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 0,224;$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t := G + g_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 0,23;$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r := \psi_t \cdot P_k \quad P_r = 0,232;$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t := T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 749,17$$

Загальна кількість продуктів згорання, кмоль

$$M_s := \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1,133;$$

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, кДж/кг*К

$$R_t := \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287,3;$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t := \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{(a_{vb} + b_b \cdot T_t)} \quad k_t = 1,377;$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\Pi_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \times R_t \times T_t \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{k_t-1}{k_t}}} \right] \times \eta_{t.m} \times \eta_{t.ad} \times G_t}{G \times R \times T_0 \times \left(\frac{k_s}{k_s - 1} \right) \times \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} =$$

$$\Pi_k = 2,596;$$

Дійсний тиск надуву, МПа

$$P_{kd} := \Pi_k \cdot P_0 \quad P_{kd} = 0,263;$$

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву

					КРБ.142.4221з.01.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		22

$$\Delta P_k := \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = -0,003\%.$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданим і отриманим в результаті розрахунку тиском наддуву не перевищує 0,05%.

2.5 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Надалі ця діаграма є вхідними даними для динамічного розрахунку. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі похибки. Теоретична індикаторна діаграма є важливим інструментом для аналізу робочого процесу двигуна та оцінки його ефективності.

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:

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

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

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані, які приведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2. Основні дані для побудови індикаторної діаграми

Параметр	Значення
Показник політропи стиснення n_1	1,358
Показник політропи розширення n_2	1,281
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	11,856
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	16,599

Ступінь попереднього розширення ρ	1,385
Ступінь стиснення ε	17,5

Результати розрахунку для побудови теоретично індикаторної діаграми представлені в табл. 2.3.

Таблиця 2.3. Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}, \text{МПа}$	$p_{розш}, \text{МПа}$
1,00000	11,85600	16,60000
1,38500	7,61815	16,60000
2,19075	4,08708	9,22584
2,99650	2,67114	6,17678
3,80225	1,93305	4,55274
4,60800	1,48898	3,55915
5,41375	1,19632	2,89530
6,21950	0,99087	2,42384
7,02525	0,83979	2,07363
7,83100	0,72466	1,80437
8,63675	0,63442	1,59162
9,44250	0,56204	1,41977
10,24825	0,50289	1,27839
11,05400	0,45377	1,16026
11,85975	0,41242	1,06027
12,66550	0,37720	0,97464
13,47125	0,34690	0,90060
14,27700	0,32058	0,83602
15,08275	0,29755	0,77924
15,88850	0,27725	0,72898
16,69425	0,25923	0,68422
17,50000	0,24316	0,64413

Після розрахунку необхідних величин будуємо індикаторну діаграму робочого циклу і показуємо її в системі координат $p - V/V_c$ (рис. 2.1).

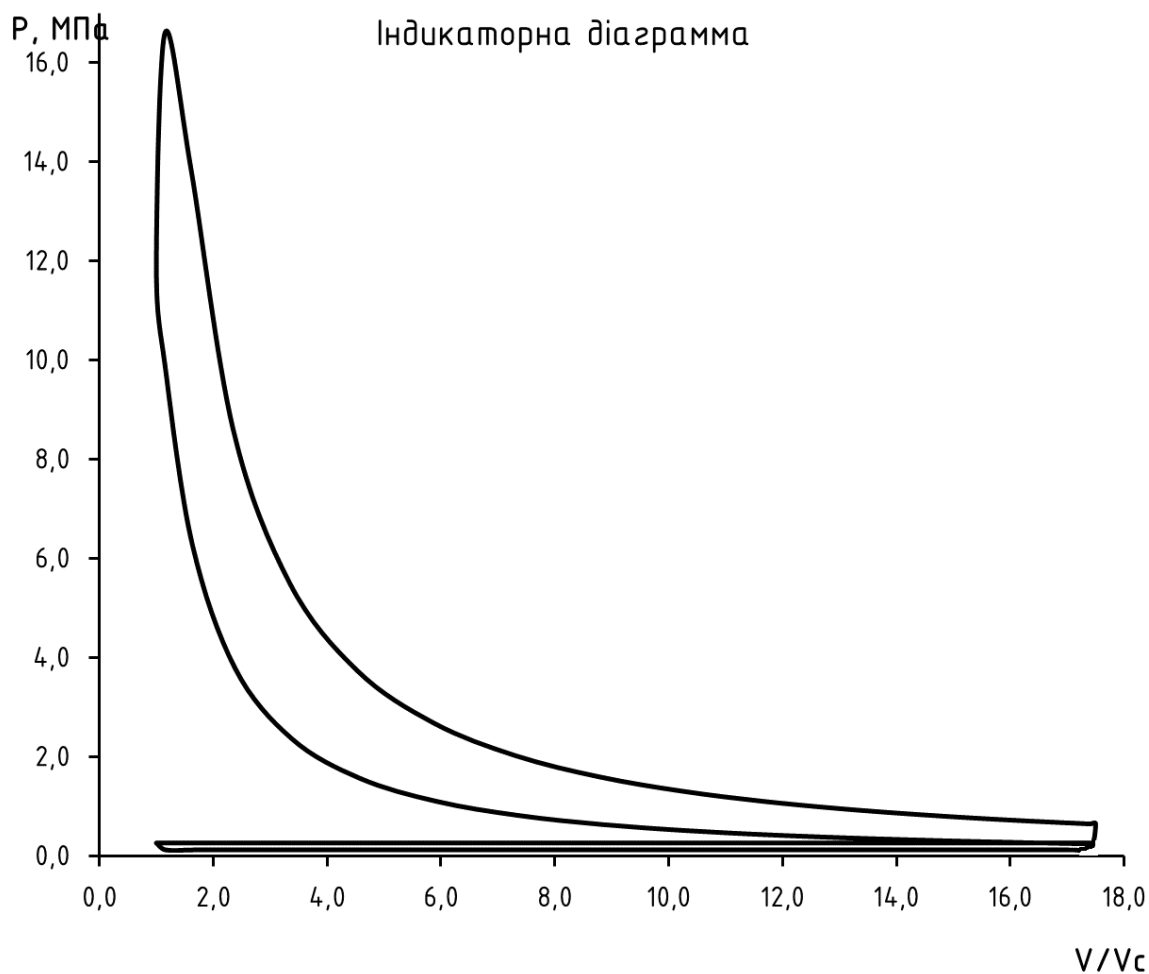


Рис. 2.1. Індикаторна діаграма

2.6 Висновок по розділу

В результаті розрахунків отримана математична модель циклу двигуна типу 4ЧН 10,2/12, який має основні параметри, що надаються у табл. 2.4.

Таблиця 2.4. Основні параметри двигуна типу 4ЧН 10,2/12

Параметр	Од. виміру	Позначення	Значення
Ефективна потужність	N_e	кВт	125
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	1,415
Тиск робочого тіла в точці z	P_z	МПа	16,599
Тиск газів перед турбіною	P_t	МПа	0,232
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,263
Температура повітря в ресивері	T_s	К	335
Температура робочого тіла в точці z	T_z	К	1918

Температура газів перед турбіною	T_t	К	749
Коефіцієнт надлишку повітря	α		2,226
Питома витрата палива	g_e	кг/(кВт·год)	0,1925
Ефективний ККД	η_e		0,438

Згідно з значенням тиску наддуву ($P_k=2,63$) двигун належить до машин с середнім тиском наддуву [4].

Згідно з середнім ефективним тиском ($P_e=1,415$ МПа) двигун має середнє значення форсування по цьому параметру, наближене до нижньої межі відповідного інтервалу [4].

Згідно з значенням ($\eta_e=0,438$) двигун відповідає середньому рівню економічності [4], йому ж відповідає отримане значення ($g_e=0,1925$ кг/кВт·час).

По величині максимального тиску при згорянні ($P_z=16,599$ МПа) двигун відповідає звичайному рівню цього параметра для двигунів невеликого форсування по P_k та P_e , тож його конструкція відповідає умові працездатності.

По величині максимальної температури циклу ($T_z=1918$ К) двигун задовольняє умовам екологічності та термічної стійкості звичайної конструкції.

По величині температури газів перед турбіною $T_t=750$ К конструкція відповідає умовам нормальної роботи турбіни для таких двигунів [4].

Таким чином, робочий цикл двигуна характеризується середнім рівнем форсування по наддуву і середньому ефективному тиску, двигун відповідає вимогам щодо економічності та екологічності, він задовольняє вимогам до працездатності конструкції зважаючи на максимальні тиски $P_z=16,599$ МПа, температуру газу перед турбіною $T_t=749$ К та максимальну температуру згоряння $T_z=1918$ К.

Розділ 3

Розрахунки динаміки двигуна типу 4ЧН 10,2/12

3.1 Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 4ЧН 10,2/12

Діаграми динаміки будуються задля визначення сил у КШМ на будь-якому куті обертання колінчастого валу. Ці діаграми потім застосовують при розрахунках на міцність основних деталей КШМ, а також для розрахунків на врівноваженість. Діаграми будуються на підставі розрахунку циклу та з урахуванням зміни дії визначених сил під час руху колінчастого валу. Сили, що діють у КШМ, поділяються на: P_r – силу від тиску газів на поршень, P_j – силу інерції мас, що рухаються поступово, $P_{дв}$ – силу, що рухає, N – нормальна сила, що притискує поршень до втулки, Q – силу, що тисне вздовж шатуна, T – дотична сила (сила, дотична до кривошипа), Z – радіальна сила, що діє вздовж кривошипу (рис. 3.1).

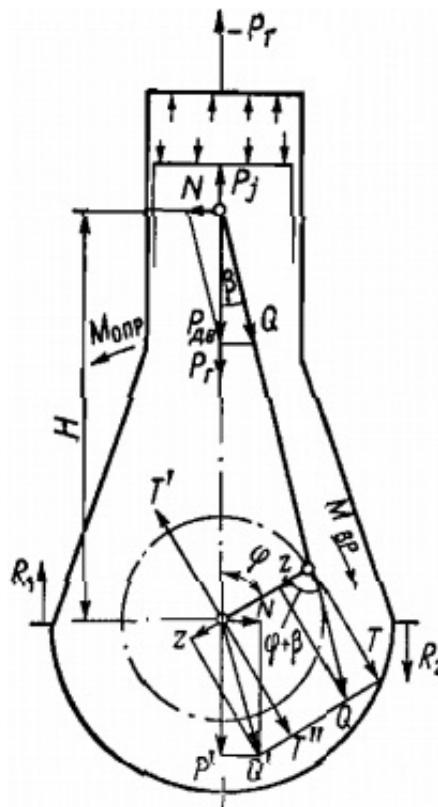


Рис. 3.1. Схема дії сил в КШМ

Вихідні дані для побудови діаграм динаміки приведено в табл. 3.1.

Таблиця 3.1. Вихідні дані для побудови діаграм динаміки

Параметр	Од. виміру	Позначення	Значення
Діаметр поршня	мм	D	102
Частота обертання КВ	хв^{-1}	n	2700
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	16,6
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,243
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,263
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,232
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,27
Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально	$\text{кг} \cdot \text{м} / \text{с}^2$	m/g	3,5
Радіус кривошипа	м	r	0,06
Ступінь стиску		ε	17,5
Показник політропи стиску		n_1	1,360
Показник політропи розширення		n_2	1,282
Ступінь попереднього стиску		ρ	1,385

Для визначення сил, що діють у КШМ, використовуються такі заходи.

P_r – знімається з розгорнутої індикаторної діаграми,

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

$$P_{\text{дв}} = P_r - P_{\text{ш}} + P_j + m_s g;$$

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

$$Q = P_{\text{дв}} / \cos \beta;$$

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

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

Всі сили рахуються за наданою кафедрою програмою. Результати надані в табл. 3.2.

Таблиця 3.2. Таблиця координат діаграм динаміки

	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	0,2510	-2,6079	-2,3569	0,0000	-2,3569	0,0000
10	0,2510	-2,5683	-2,3173	-0,1087	-2,2632	-0,5095
20	0,2510	-2,4507	-2,1997	-0,2037	-1,9973	-0,9438
30	0,2510	-2,2585	-2,0075	-0,2727	-1,6022	-1,2399
40	0,2510	-1,9978	-1,7468	-0,3062	-1,1413	-1,3574
50	0,2510	-1,6764	-1,4254	-0,2991	-0,6871	-1,2841
60	0,2510	-1,3040	-1,0530	-0,2508	-0,3093	-1,0373
70	0,2510	-0,8920	-0,6410	-0,1662	-0,0630	-0,6592
80	0,2510	-0,4529	-0,2019	-0,0550	0,0191	-0,2083
90	0,2510	0,0000	0,2510	0,0695	-0,0695	0,2510
100	0,2510	0,4529	0,7039	0,1917	-0,3110	0,6599
110	0,2510	0,8920	1,1430	0,2964	-0,6694	0,9727
120	0,2510	1,3040	1,5550	0,3704	-1,0982	1,1615
130	0,2510	1,6764	1,9274	0,4044	-1,5487	1,2165
140	0,2510	1,9978	2,2488	0,3943	-1,9761	1,1435
150	0,2510	2,2585	2,5095	0,3409	-2,3438	0,9596
160	0,2510	2,4507	2,7017	0,2502	-2,6243	0,6889
170	0,2510	2,5683	2,8193	0,1323	-2,7995	0,3593
180	0,2430	2,6079	2,8509	0,0000	-2,8509	0,0000
190	0,2447	2,5683	2,8131	-0,1320	-2,7932	-0,3585
200	0,2501	2,4507	2,7008	-0,2501	-2,6234	-0,6887
210	0,2595	2,2585	2,5180	-0,3420	-2,3517	-0,9628
220	0,2737	1,9978	2,2715	-0,3982	-1,9961	-1,1551
230	0,2941	1,6764	1,9704	-0,4135	-1,5833	-1,2437
240	0,3224	1,3040	1,6264	-0,3874	-1,1487	-1,2148
250	0,3618	0,8920	1,2537	-0,3251	-0,7343	-1,0669
260	0,4168	0,4529	0,8696	-0,2368	-0,3843	-0,8153
270	0,4950	0,0000	0,4950	-0,1370	-0,1370	-0,4950
280	0,6089	-0,4529	0,1560	-0,0425	-0,0148	-0,1610
290	0,7804	-0,8920	-0,1116	0,0289	-0,0110	0,1148
300	1,0491	-1,3040	-0,2548	0,0607	-0,0748	0,2510
310	1,4913	-1,6764	-0,1851	0,0388	-0,0892	0,1668
320	2,2573	-1,9978	0,2595	-0,0455	0,1695	-0,2016
330	3,6420	-2,2585	1,3834	-0,1879	1,1041	-0,8545
340	6,1135	-2,4507	3,6628	-0,3392	3,3259	-1,5715
350	9,6977	-2,5683	7,1294	-0,3345	6,9630	-1,5674
360	11,8482	-2,6079	9,2402	0,0000	9,2402	0,0000
370	16,6000	-2,5683	14,0317	0,6584	13,7042	3,0849
380	13,4948	-2,4507	11,0442	1,0228	10,0283	4,7384
390	8,2757	-2,2585	6,0171	0,8173	4,8024	3,7164
400	5,2684	-1,9978	3,2706	0,5734	2,1369	2,5416
410	3,5622	-1,6764	1,8859	0,3957	0,9091	1,6990
420	2,5559	-1,3040	1,2520	0,2982	0,3677	1,2333
430	1,9329	-0,8920	1,0409	0,2699	0,1024	1,0705
440	1,5293	-0,4529	1,0764	0,2932	-0,1018	1,1109
450	1,2576	0,0000	1,2576	0,3481	-0,3481	0,8533

460	1,0692	0,4529	1,5221	0,4145	-0,6725	0,7647
470	0,9354	0,8920	1,8274	0,4739	-1,0703	0,6727
480	0,8391	1,3040	2,1431	0,5104	-1,5136	0,5759
490	0,7693	1,6764	2,4456	0,5132	-1,9651	0,4759
500	0,7190	1,9978	2,7168	0,4763	-2,3873	0,3754
510	0,6836	2,2585	2,9422	0,3996	-2,7478	0,2769
520	0,6602	2,4507	3,1109	0,2881	-3,0218	0,1818
530	0,6468	2,5683	3,2152	0,1509	-3,1925	0,0899
540	0,6425	2,6079	3,2504	0,0000	-3,2504	0,0000
550	0,2320	2,5683	2,8003	-0,1314	-2,7806	-0,3569
560	0,2320	2,4507	2,6827	-0,2484	-2,6058	-0,6841
570	0,2320	2,2585	2,4905	-0,3383	-2,3260	-0,9523
580	0,2320	1,9978	2,2298	-0,3909	-1,9594	-1,1338
590	0,2320	1,6764	1,9084	-0,4004	-1,5334	-1,2045
600	0,2320	1,3040	1,5360	-0,3658	-1,0848	-1,1473
610	0,2320	0,8920	1,1240	-0,2915	-0,6583	-0,9565
620	0,2320	0,4529	0,6849	-0,1865	-0,3026	-0,6421
630	0,2320	0,0000	0,2320	-0,0642	-0,0642	-0,2320
640	0,2320	-0,4529	-0,2209	0,0602	0,0209	0,2280
650	0,2320	-0,8920	-0,6600	0,1711	-0,0649	0,6787
660	0,2320	-1,3040	-1,0720	0,2553	-0,3149	1,0560
670	0,2320	-1,6764	-1,4444	0,3031	-0,6962	1,3012
680	0,2320	-1,9978	-1,7658	0,3096	-1,1537	1,3722
690	0,2320	-2,2585	-2,0265	0,2753	-1,6174	1,2517
700	0,2320	-2,4507	-2,2187	0,2055	-2,0146	0,9519
710	0,2320	-2,5683	-2,3363	0,1096	-2,2818	0,5137
720	0,2320	-2,6079	-2,3759	0,0000	-2,3759	0,0000

Діаграми сил, що діють у КШМ, будуються згідно з обчисленими в таблиці значеннями вони надаються у проєкті як рис. 3.2 та рис. 3.3.

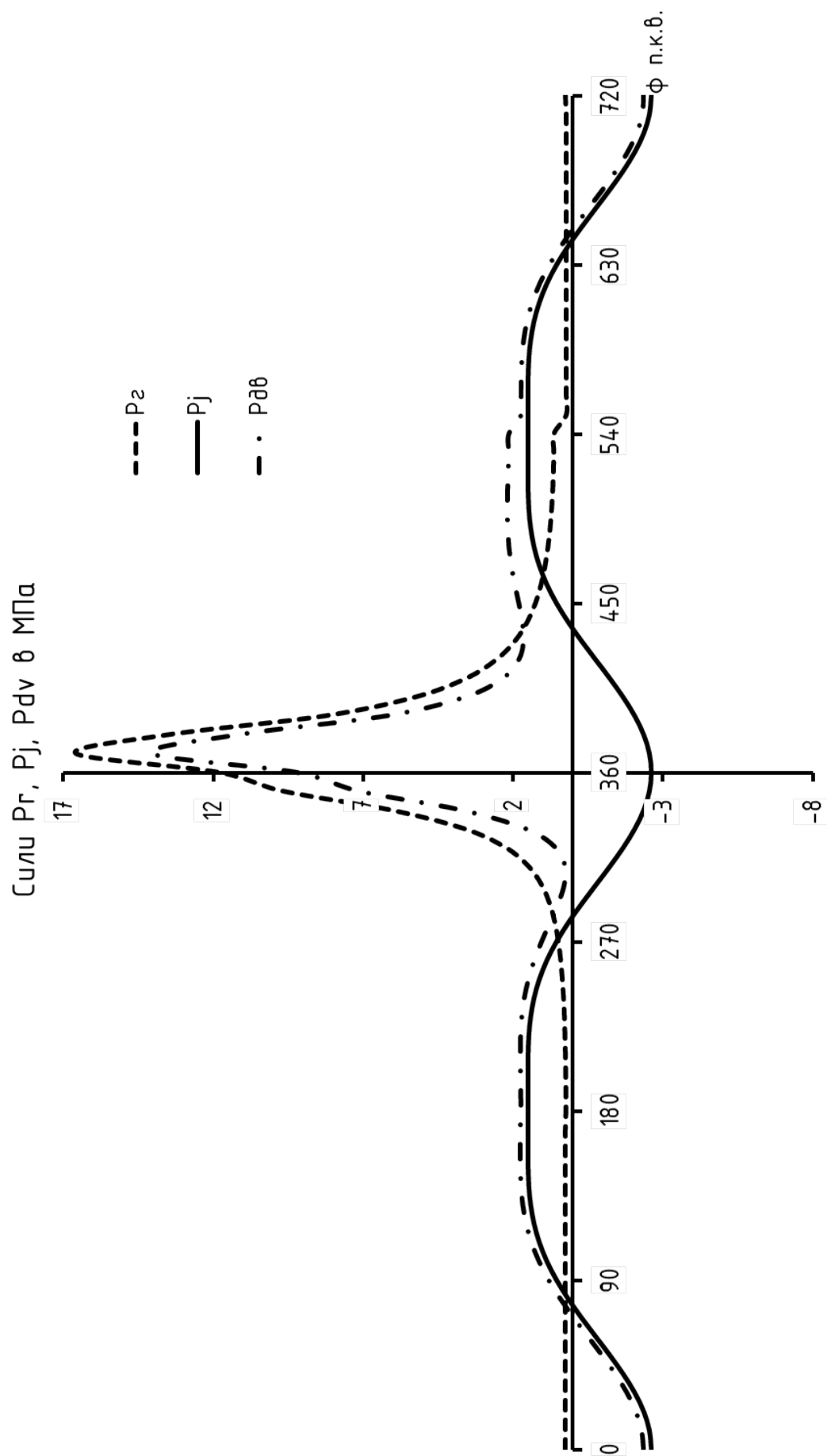


Рис. 3.2. Сили P_r , P_j , P_{dv} (в МПа)

Сили N , Z , T в МПа.

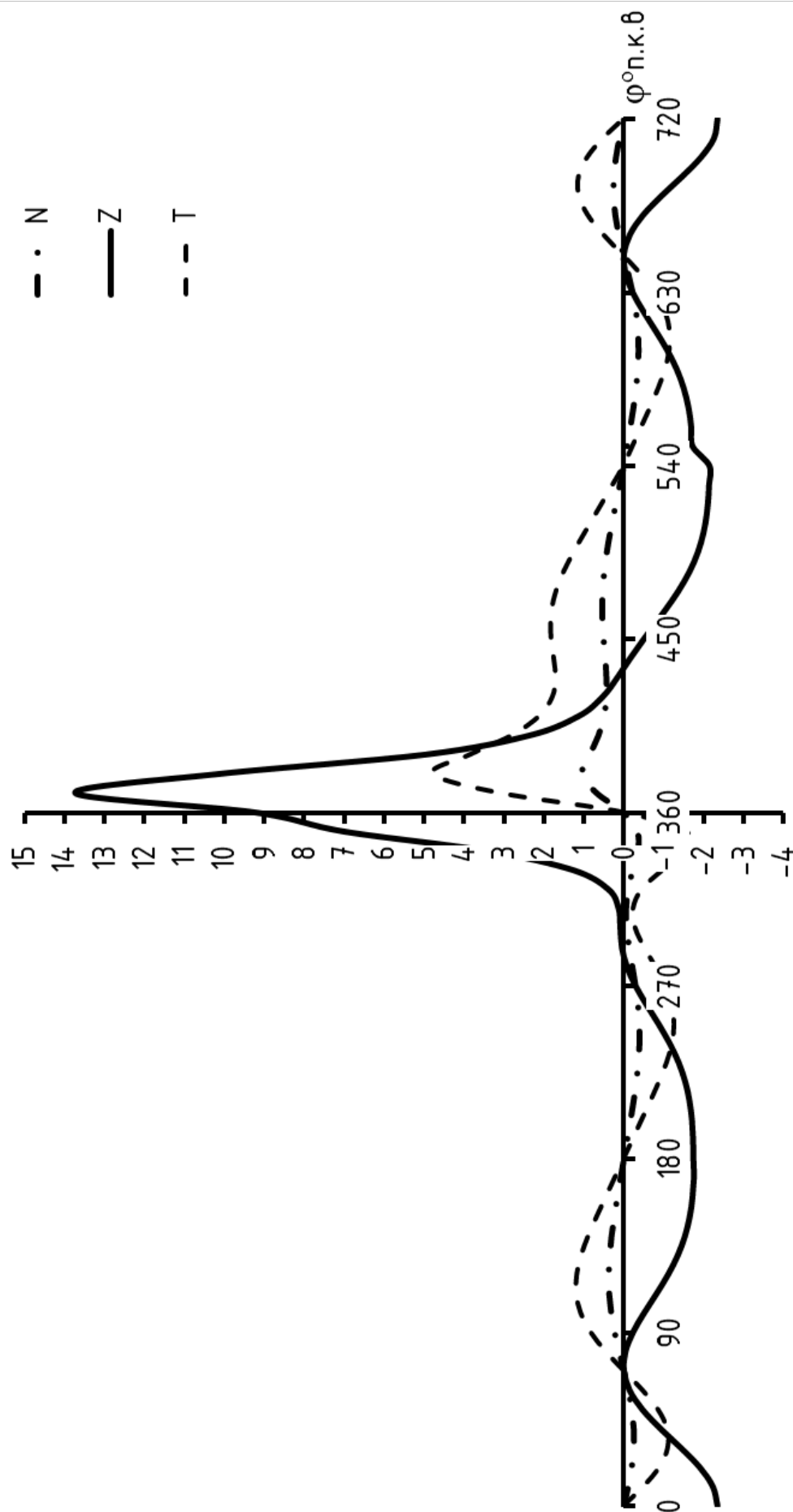


Рис. 3.3. Сили N , Z , T (в МПа)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата
-----	------	-------------	--------	------

КРБ.142.4221з.01.03.ПЗ

Аркуш

32

3.2 Побудова діаграми дотичних сил

Для двигуна з кількістю циліндрів, більше одиниці, дотичні сили від кожного циліндру складаються через взаємний вплив, який забезпечує колінчастий вал. Правило складання таке.

Діаграма сумарних дотичних сил T_{Σ} багатоциліндрового двигуна будується послідовно сумуючи криві дотичних сил кожного з циліндрів, зміщених по фазі на кута заклинки φ_z кривошипів. Сумування можна зробити графічним або в табличній формі (табл. 3.3).

Таблиця 3.3. Визначення сумарної дотичної сили

	1	2	3	4	5	6	ΣT	ΣT_{cp}
0	0,000000	1,070781	-1,102878	0,0000	0,5759	-1,040103	-0,496291	1,3472
10	-0,516786	1,103778	-0,976895	3,1977	0,4759	-0,876511	2,407260	1,3472
20	-0,955717	1,022730	-0,746113	5,0412	0,3754	-0,590261	4,147280	1,3472
30	-1,251992	0,847902	-0,438840	4,0563	0,2769	-0,203000	3,287326	1,3472
40	-1,364638	0,603168	-0,105708	2,8652	0,1817	0,243425	2,423298	1,3472
50	-1,283002	0,31	0,182969	1,99	0,089884	0,69	1,981491	1,3472
60	-1,027624	0,000000	0,344593	1,4847	0,000000	1,071424	1,873129	1,3472
70	-0,645168	-0,31041	0,295821	1,282	-0,307828	1,323354	1,638479	1,3472
80	-0,198464	-0,59944	-0,029295	1,280	-0,593209	1,399638	1,260205	1,3472
90	0,246000	-0,84502	-0,634949	0,8533	-0,832833	1,279923	0,066457	1,3472
100	0,629993	-1,0245	-1,31896	0,764	-1,00245	0,9751716	-0,976073	1,3472
110	0,912022	-1,1162	-1,36223	0,672	-1,078249	0,5267706	-1,445228	1,3472
120	1,070781	-1,10288	-1,9E-15	0,575	-1,040103	1,13E-15	-0,496291	1,3472

Діаграма дотичних сил, побудована на підставі табл. 3.3, надана як рис. 3.4.

Діаграма сумарних тангенціальних сил

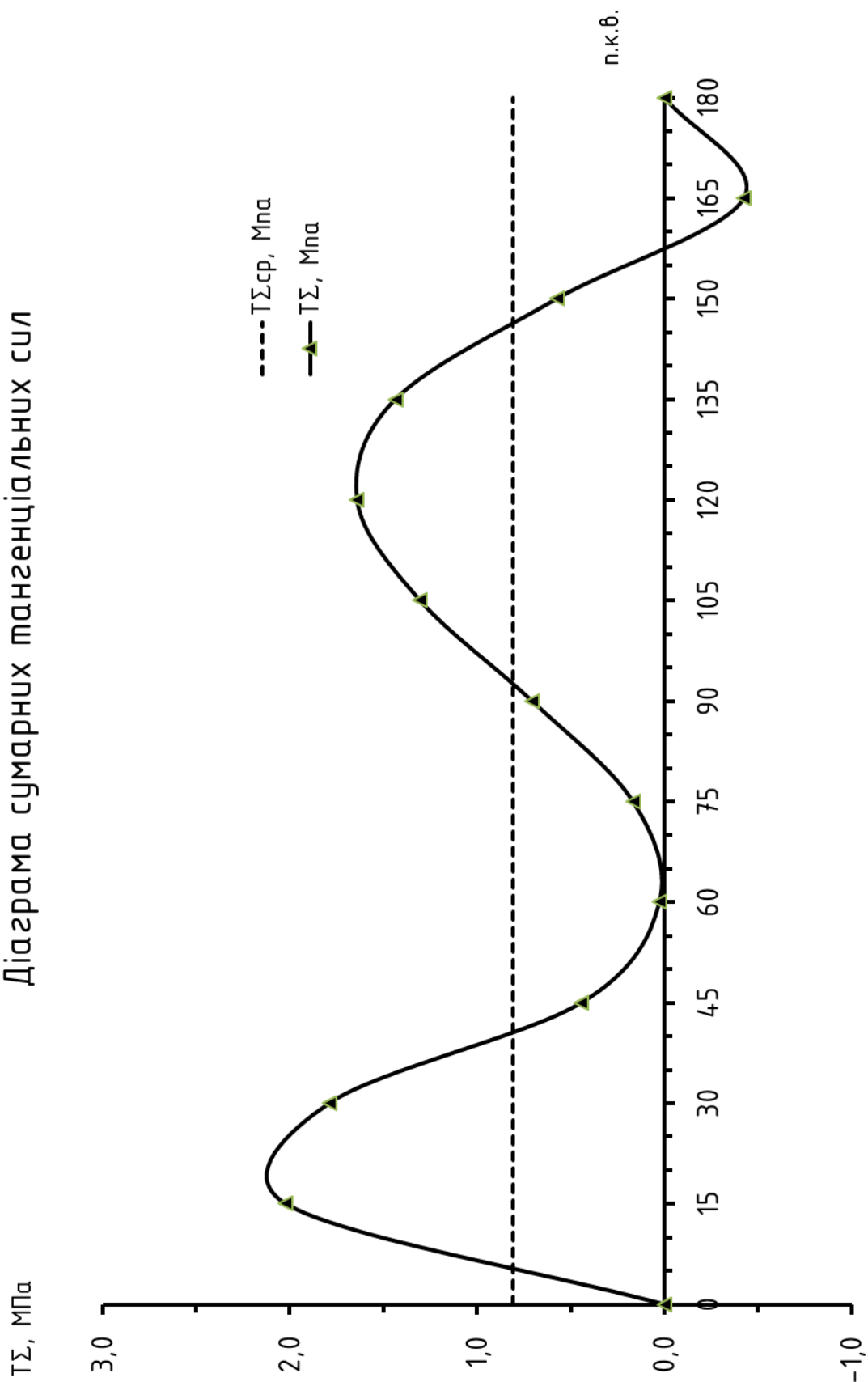


Рис. 3.4. Діаграма сумарних тангенціальних сил

3.3 Висновок по розділу

У цьому розділі було проведено детальний аналіз та розрахунок динаміки двигуна IVECO N40 ENT. В результаті розрахунку динаміки двигуна були отримані дані для побудови діаграм динаміки, визначені сили інерції, рушійна сила. Графічним способом визначені невірноважені сили та моменти від поступово-рухливих мас та мас що обертаються.

					КРБ.142.4221з.01.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		35

Розділ 4

Розрахунок турбокомпресора для двигуна типу 4ЧН 10,2/12

4.1 Вибір компресора прототипу

За результатами розрахунку робочого циклу визначено необхідну кількість наддувного повітря для ефективної роботи двигуна та ступніть підвищення тиску в компресорі для забезпечення необхідної потужності. Цих параметрів достатньо для обрання з полів застосування турбокомпресорів саме того компресора, який і забезпечить ці параметри. З урахуванням розходу повітря $G = 0,22$ кг/с та степні підвищення тиску $P_k = 2,6$ визначаємо положення точки в координатах $P_k - Q$. Відповідно положенню точки А визначаємо, що турбокомпресор має належати до типорозміру ТКР-8,5, бо точка знаходиться в зоні відповідної фігури поля розходу (або так званої області застосування турбокомпресору).

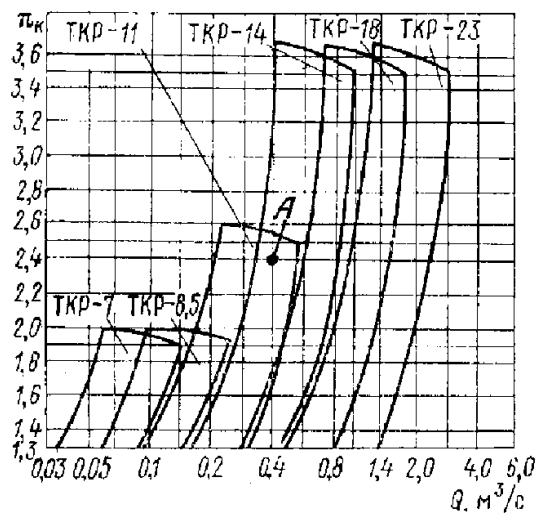


Рис. 4.1. Область застосування турбокомпресорів ТКР

Таким чином, на підставі виконаних вище розрахунків приймаємо за прототип турбокомпресор типу ТК-8,5, який здатен забезпечити для двигуна типу IVECO N40 ENT необхідну витрату повітря в кількості $G = 0,22$ кг/с з $P_k = 2,6$.

4.2 Попереднє визначення колової швидкості

Колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса U_2 є параметром, який визначає умови енергопостачання компресорної ступені. З рівняння Ейлера відомо, що U_2 є основним фактором, що визначає значення повної внутрішньої роботи L_i , яку компресор виконує над кожною одиницею маси повітря. Параметр L_i , у свою чергу, пов'язаний з степенем підвищення тиску ступеня Π_k складними залежностями, які можна точно обрахувати тільки після виконання повного розрахунку усіх елементів ступеня. Проте існує приблизна залежність між Π_k , U_2 та L_i , яка враховує саме існування певного зв'язку між названими параметрами, а також наявність проміжних факторів, головним чином пов'язаних з чисельними втратами енергії у газодинамічних процесах протягом усього робочого тракту компресорного ступеня. Саме вплив цих факторів на початку розрахунків можна визначити дуже приблизно, на підставі адіабатного коефіцієнту напору компресора H_k , який обирається орієнтовно та забезпечує функціонування прибливної залежності між названими параметрами. У цій залежності замість повної внутрішньої роботи компресору L_i використовується адіабатна робота компресорного ступеня $L_{ад}$, яка прямо залежить від L_i , але на відміну від останньої може бути легко визначена на початковому етапі розрахунку ступеня.

Отже, приблизне значення U_2 знайдемо з виразу:

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

де: $L_{ад}$ – адіабатна робота компресорної ступені, Дж/кг;

H_k – коефіцієнт напору компресора. Приймаємо $H_k = 1,4$

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

де: k – показник адіабати для повітря; $k = 1,4$ [7, 8].

$$L_{ad} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 313 \cdot (2,6^{\frac{1,4}{1,4-1}} - 1) = 59492,5, \text{ Дж/кг}$$

					КРБ.142.42213.01.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		37

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 59492,5}{1,4}} = 284,08, \text{ м/с.}$$

Отже колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса U_2 становитиме 329,02 м/с, а адіабатна робота стиску компресора $L_{ад}$ буде дорівнювати 67,66 кДж/кг. Знання колової швидкості дасть нам змогу визначити кут входу потоку повітря в колесо компресора, а також встановити швидкість потоку повітря перед ним.

4.3 Розрахунок вхідної ділянки компресора

Вхідна ділянка компресора називається вхідним патрубком, який часто поєднується з шумоглушником та повітряним фільтром. На турбокомпресорі типу ТКР-8.5 встановлено вхідний патрубок конусоподібного типу. Ціллю даного розділу є визначення зміни основних параметрів потоку повітря після його проходження через вхідну ділянку, а також встановлення конструктивних параметрів об'єкту, котрі забезпечать відповідність отриманих параметрів заданим. До основних параметрів потоку повітря відносять: температуру, тиск, швидкість потоку повітря. Величина зміни саме цих параметрів після проходження вхідної ділянки і є предметом розгляду даного розділу.

Температура повітря перед колесом визначається за формулою:

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

де: T_a – температура повітря на вході у вхідний патрубок (після глушника), К.

Приймаємо $T_a = 318 \text{ К}$;

C_1 – швидкість повітря перед колесом компресора, м/с;

C_a – швидкість повітря на вході, м/с. Не повинна перевищувати значень 30...40 м/с. Приймаємо $C_a = 30 \text{ м/с}$;

$C_p = 1005 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ – ізобарна теплоємність повітря.

Величину швидкості повітря перед колесом обираємо з умов забезпечення сталого режиму течії повітря через робоче колесо. Згідно з цією умовою:

$$C_1 = \overline{C}_m \cdot U_2, \text{ м/с}$$

де: C_m – коефіцієнт розходу ступеня компресора. Лежить в межах 0,2...0,35.

Приймаємо $C_m = 0,28$

$$C_1 = 0,28 \cdot 284,08 = 79,5, \text{ м/с}$$

$$T_1 = 318 - \frac{79,5^2 - 30^2}{2 \cdot 1005} = 315,3, \text{ К.}$$

Тиск повітря перед колесом визначається за формулою:

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

де: P_a – тиск повітря на вході у вхідний патрубок (після глушника), Па.

Приймаємо $P_a = 98000 \text{ Па}$;

n_1 – показник політропи стиску повітря на ділянці 1. Звичайно лежить в інтервалі 1,35 ... 1,39. Приймаємо $n_1 = 1,35$.

$$P_1 = 98000 \cdot \left(\frac{315,3}{318}\right)^{\frac{1,35}{1,35-1}} = 94829,2, \text{ Па.}$$

З ціллю забезпечення найменшого значення втрат енергії у самому патрубку та створення рівномірного поля швидкостей на вході в робоче колесо компресора (це підвищує ефективність роботи останнього) вхідному патрубку надають форму конфузора (каналу, що звужується вздовж по потоку). Завдяки такій формі потік повітря зазнає прискорення вздовж вісі каналу патрубка. Відповідно швидкість потоку повітря перед колесом буде більше, ніж на вході, температура знизиться, тиск впаде. Така зміна стану відповідатиме процесу розширення повітря.

Таким чином після проходження вхідної ділянки температура і тиск повітря знизяться і становитимуть 315,3 К і 94,829 кПа відповідно. Швидкість повітря збільшиться майже в 2,5 рази і становитиме 79,5 м/с.

					КРБ.142.4221з.01.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		39

4.4 Розрахунок робочого колеса компресора

Робоче колесо – основний елемент ступеня, з допомогою якого повітря передається енергія. У турбокомпресорі типу ТКР-8.5 встановлено напіввідкрите колесо типу так званої радіальної зірки, яке складається з системи робочих лопаток, що мають вигляд плоских радіальних пластин, та поєднаного з лопатками у осьовій частині колеса скеровуючого апарату, що обертається разом з колесом (обертового скеровуючого апарату, ОСА).

Ціллю даного розділу є встановлення оптимальних розмірів ОСА для забезпечення оптимального режиму течії повітря та визначення кінцевих параметрів повітря за колесом.

Температура повітря за колесом компресора визначається за формулою:

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

де: μ – коефіцієнт циркуляції потоку повітря;

$\alpha_{вт}$ – коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію. Лежить в межах від 0,04 до 0,08. Приймаємо $\alpha_{вт} = 0,04$;

φ_{2r} – коефіцієнт розходу робочого колеса. Лежить в межах від 0,16 до 0,22. Приймаємо $\varphi_{2r} = 0,35$.

Коефіцієнт циркуляції потоку повітря рахується по формулі П.К. Казанджана:

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

де: Z_k – чисельність лопаток робочого колеса компресора. Обирають рівною 12... 23. Приймаємо $Z_k = 13$.

D_1 – середній квадратичний діаметр входу в колесо, м.

Середній квадратичний діаметр входу в колесо визначається за формулою:

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

					КРБ.142.42213.01.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		40

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

Для визначення зовнішнього діаметра колеса компресора на вході через рівняння розходу крім швидкості та густини повітря необхідно знати розмір втулки колеса компресора – діаметр D_0 . Для ряду ТКН з консольними колесами $D_0 = (0,22 \dots 0,35) \cdot D_2$.

Приймаємо $D_0 = 0,025$ м.

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

де: f_1 – площа на вході в колесо, м^2

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

де: ρ_1 – густина повітря перед входом в колесо, кг/м^3

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1} \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_1 = \frac{94829,2}{287 \cdot 315,3} = 1,0479 \text{ кг/м}^3$$

$$f_1 = \frac{0,22}{79,5 \cdot 1,049} = 0,0014 \text{ м}^2$$

$$D_H = \sqrt{0,025^2 + 4 \cdot \frac{0,0014}{3,14}} = 0,0490 \text{ м}$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{13 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,0389}{0,085} \right)^2 \right]}} = 0,8307$$

$$T_2 = 315,3 + \frac{284,08^2}{2 \cdot 1005} \cdot [2 \cdot (0,8307 + 0,04) - 0,8307^2 - 0,35^2 + 0,28^2] = 455,74 \text{ К}$$

Тиск за колесом компресора визначається за формулою:

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

де: n_2 – показник політропи стиску повітря.

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

					КРБ.142.42213.01.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		41

де: η_2 – політропний ККД. Має наступні інтервали значень: 0,82 ... 0,92.

Приймаємо $\eta_2 = 0,9$.

Визначення комплексу:

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

$$P_2 = 94829,2 \cdot \left(\frac{355,74}{315,3}\right)^{3,1} = 237771,9 \text{ Па.}$$

Швидкість потоку повітря перед входом в робоче колесо компресора з урахуванням захаращення становитиме:

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

де: τ^1 – коефіцієнт захаращення потоку повітря на вході в ОСА.

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

де: δ_1 – товщина лопаті на вході в колесо. Лежить в межах від 0,0003 до 0,002 м.

Приймаємо $\delta_1 = 0,001$ м.

$\beta_{1,л}$ – кут установки лопаті на діаметрі D_1 , град.

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

де: β_{11} – кут входу потоку повітря в колесо компресора. Повинен знаходитись в межах 30 ... 40°.

i_1 – кут атаки вхідної кромки ОСА. Коливається від 1 до 10°. Приймаємо

$$i_1 = 2^\circ.$$

Кут входу потоку повітря в колесо компресора обчислюється за формулою:

$$\beta_{11} = \arccos\left(\frac{C_1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1}\right), \text{ град,}$$

$$\beta_{11} = \arccos\left(\frac{79,5 \cdot 0,085}{284,08 \cdot 0,0389}\right) = 31,5^\circ$$

Оцінка величини β_{11} за рекомендованим допуском:

$40^\circ \geq 31,5^\circ \geq 30^\circ$ – умова виконується.

					КРБ.142.4221з.01.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		42

$$\beta_{1,7} = 33,5 + 2 = 33,5^\circ$$

$$\tau_1 = 1 - \frac{0,001 \cdot 13}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0389 \cdot \sin 33,5} = 0,904$$

$$C_1^1 = \frac{79,5}{0,904} = 88,04 \text{ м/с}$$

Кут входу потоку у колесо з урахуванням закрутки лопатками ОСА:

$$\beta_{11}^1 = \arccos\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1}\right), \text{град},$$

$$\beta_{11}^1 = \arccos\left(\frac{88,04 \cdot 0,085}{284,08 \cdot 0,0389}\right) = 34,1^\circ.$$

Кут входу потоку на діаметрі D_H :

$$\beta_{1H} = \arccos\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_H}\right), \text{град},$$

$$\beta_{1H} = \arccos\left(\frac{88,04 \cdot 0,085}{284,08 \cdot 0,0490}\right) = 28,3^\circ$$

Кут входу потоку на діаметрі D_0 :

$$\beta_{10} = \arccos\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_0}\right), \text{град},$$

$$\beta_{10} = \arccos\left(\frac{88,04 \cdot 0,085}{284,08 \cdot 0,025}\right) = 46,5^\circ.$$

Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_H :

$$w_H^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{1H}}, \text{м/с},$$

$$w_H^1 = \frac{88,4}{\sin 28,3} = 185,9 \text{ м/с}.$$

За обчисленими даними кутів потоку повітря на вході в ОСА робочого колеса компресора на різних діаметрах будуємо трикутники швидкостей (див. та за їх допомогою визначаємо профіль лопатки ОСА. Осьова довжина колеса на діаметрі D_1 у межах чисто радіальної частини лопаток, L_z , обирається приблизно рівною $(0,35 \dots 0,36) \cdot D_2$ [8], осьова довжина ОСА на тому ж діаметрі, $L_{ОСА}$, повинна складати $(0,23 \dots 0,24) \cdot D_2$.

Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу у колесо обчислюється для оцінки місцевої швидкості звуку на зовнішньому діаметрі ОСА.

$$\lambda_{Hw} = \frac{w_H^1}{\sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_a}},$$

$$\lambda_{Hw} = \frac{185,9}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,41}{1,41+1} \cdot 287 \cdot 318}} = 0,57.$$

На розрахунковому режимі коефіцієнт швидкості повинен не перевищувати значення 0,95. В нашому випадку умова виконується.

Розрахунок кінематичних параметрів потоку повітря на виході з колеса компресора. Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса:

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

де: C_{2u} – проекція абсолютної швидкості C_2 на колову, м/с;

C_{2r} – меридіальна складова абсолютної швидкості C_2 , м/с.

$$C_{2u} = \mu \cdot U_2, \text{ м/с}$$

$$C_{2u} = 0,8307 \cdot 284,08 = 235,99 \text{ м/с}$$

$$C_{2r} = \varphi_{2r} \cdot U_2, \text{ м/с},$$

$$C_{2r} = 0,35 \cdot 284,08 = 99,43 \text{ м/с}.$$

$$C_2 = \sqrt{235,99^2 + 99,43^2} = 256,08 \text{ м/с}.$$

Кут потоку повітря на виході з колеса:

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{C_{2r}}{C_{2u}}\right), \text{ град}$$

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{99,43}{235,99}\right) = 22,85^\circ$$

Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса:

$$M_{C_2} = \frac{C_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_2}},$$

$$M_{C_2} = \frac{256,08}{\sqrt{1,41 \cdot 287 \cdot 455,74}} = 0,675.$$

					КРБ.142.42213.01.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		44

Значення числа $M < 1$ свідчить, що швидкість повітря не перевищує звукову, тож не буде потреби знижувати її до дозвукової у безлопатковому дифузори, відповідно його можна буде робити максимально коротким з урахуванням тількинеобхідності вирівнювання поля швидкостей перед лопатковим дифузоро- ром.

Ширина колеса на виході:

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

де: ρ_2 - густина повітря на виході з колеса, кг/м^3

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2}, \text{ кг/м}^3,$$

$$\rho_2 = \frac{237771,90}{287 \cdot 455,74} = 2,349 \text{ кг/м}^3.$$

$$b_2 = \frac{0,22}{3,14 \cdot 2,349 \cdot 99,43 \cdot 0,085} = 0,003 \text{ м.}$$

За результатами розрахунків абсолютної швидкості потоку повітря та її складових на виході з колеса будуюмо трикутник швидкостей, на підставі якого можна графічним способом визначити відносну швидкість повітря w_2 . Вона також може бути обчислена аналітичним способом.

Аналітичним шляхом маємо:

$$w_2 = \sqrt{(U_2 - C_{2u})^2 + C_{2r}^2}, \text{ м/с}$$

$$w_2 = \sqrt{(284,08 - 235,99)^2 + 99,43^2} = 110,45 \text{ м/с.}$$

При взаємодії потоку повітря з лопатками робочого колеса компресора температура повітря збільшилась майже на 180°C і стала дорівнювати 455 K . Відбулося і збільшення тиску повітря майже в 2,4 рази. Тиск повітря за колесом компресора становитиме $237,8 \text{ кПа}$. Те ж саме відбулося і зі швидкістю потоку повітря, яка збільшилась майже в 2,5 рази і стала рівною $110,45 \text{ м/с}$.

Розраховані данні зовнішнього та середньо квадратичного діаметрів колеса компресора на вході, а також прийняті рекомендації по вибору осьової довжини та визначення кутів установки лопатки ОСА на цих діаметрах дозволить

					КРБ.142.4221з.01.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		45

нам отримати геометрію робочого колеса компресора, яке цілком задовольнить параметрам оптимального режиму течії потоку повітря.

4.5 Розрахунок ділянки безлопаткового дифузора

З ціллю зниження швидкості потоку на вході в лопатковий дифузор та її вирівнювання між робочим колесом та лопатковим дифузором робиться кільцевий простір з радіальним зазором і паралельними або непаралельними стінками, який і має назву безлопаткового дифузора(БЛД). Режим течії у БЛД є дуже складним, оскільки основна маса(ядро) потоку рухається по спіралеподібній траєкторії, яка характеризується змінним кутом між абсолютною швидкістю та нормаллю до радіусу. Ціль розрахунку БЛД – отримання кінцевих параметрів повітряного потоку і, водночас, встановлення таких розмірів БЛД, які б забезпечили такі значення цих параметрів.

Розрахунок компресорного ступеня вимагає вдаватися до ряду наближень, ітерацій. Але завдяки машинним розрахункам кількість таких ітерацій вдається звести до мінімуму. Надалі в роботі перші наближення параметрів потоку повітря не приводяться, а вказуються лише їх остаточне значення.

Температура потоку повітря за БЛД визначається за формулою:

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

де: C_3 швидкість потоку повітря на виході з БЛД, м/с.

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

де: ρ_3 – густина повітря на виході з колеса, кг/м³

α_3 – кут виходу потоку повітря з БЛД, град;

D_3 – діаметр на виході з БЛД, м; $D_3 = (1,1 \dots 1,4) \cdot D_2$. $D_3 = 0,13$ м.

b_3 – ширина БЛД на виході, м. $b_3 = y \cdot b_2$, де: $y = 0,72 \dots 0,80$. $b_3 = 0,003$

					КРБ.142.42213.01.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		46

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

де: P_3 – тиск повітря за БЛД, Па.

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

де: n_3 – показник політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)

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

де k_{n3} – комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)

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

де: η_3 – політропний ККД на ділянці БЛД. Лежить в межах від 0,6 до 0,8.

Приймаємо $\eta_3 = 0,8$.

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

$$n_3 = \frac{2,8}{2,8 - 1} = 1,57$$

$$P_3 = 237771,90 \cdot \left(\frac{465,37}{455,74} \right)^{\frac{1,57}{1,57-1}} = 248277,71 \text{ Па},$$

$$\rho_3 = \frac{248277,71}{287 \cdot 465,37} = 2,414, \text{ кг/м}^3,$$

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

					КРБ.142.42213.01.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		47

де $\lambda_{\text{БЛД}}$ – коефіцієнт тертя в БЛД. Має межі від 0,0075 до 0,01 [8].

Приймаємо $\lambda_{\text{БЛД}} = 0,01$.

R_2 і R_3 – радіуси колеса компресора і БЛД відповідно, м.

$$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{0,003 \cdot 1,349}{0,002 \cdot 1,414} \cdot \left\{ \begin{aligned} &tg 22,85 + \sqrt{1 + tg^2 22,85} \cdot \frac{0,01}{0,002} \times \\ &\times (0,1 - 0,085) \cdot \left[1 + \frac{1,41 - 1}{1,57 - 1} \cdot \frac{0,675^2}{2} \left(1 - \frac{0,085}{0,1} \right) \right] \end{aligned} \right\} \right] = 30,46^\circ$$

$$C_3 = \frac{0,22}{3,14 \cdot 1,141 \cdot \sin 30,46 \cdot 0,1 \cdot 0,002} = 214,99 \text{ м/с},$$

$$T_3 = 355,74 + \frac{256,08^2 - 214,99^2}{2 \cdot 1005} = 465,37^\circ$$

Число Маха для швидкості потоку за БЛД:

$$M_{C_3} = \frac{C_3}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_3}},$$

$$M_{C_3} = \frac{214,99}{\sqrt{1,41 \cdot 287 \cdot 465,37}}$$

Число Маха для потоку за БЛД не повинно перевищувати 0,8...0,85. Умова виконується. Безлопатковий дифузор має довжину 10 мм, відповідно співвідношення D_3/D_2 становить 1,182 (повинно бути не менше 1,16...1,2). Цього достатньо для вирівнювання структури потоку.

4.6 Розрахунок лопаткового дифузора

Лопатковий дифузор (ЛД), встановлений за ділянкою БЛД, сприяє перетворенню кінетичної енергії потоку в потенційну енергію. Лопатки ЛД направляють потік таким чином, що кут α_2 на виході з ЛД збільшується порівняно з кутом виходу для дифузора таких же розмірів, але без лопаток. Це зменшує шлях переміщення частинок повітря в порівнянні з дифузоровим без лопаток при

тій же радіальній довжині. Також збільшується відношення площ перетину входу та виходу, що нормальні до лінії току, або дифузорність ЛД, порівняно з дифузорністю БЛД з рівним радіальним розміром. В даному випадку збільшення дифузорності не призводить до додаткових гідродинамічних втрат, оскільки дифузорність залишається в межах припустимих значень. Навіть більше, наявність лопаток позитивно впливає на режим течії, запобігаючи відривам потоку при розрахунковому режимі. Доцільність застосування ЛД залежить від двох факторів: від значення кута α_2 та умов роботи компресора. При зменшенні кута α_2 довжина руху часток повітря у дифузорі з однаковою довжиною, але без лопаток, буде інтенсивно зростати порівняно з довжиною руху у дифузорі з лопатками, отож сенс застосування ЛД відповідно зростає. Звичайно ЛД застосовують, коли $\alpha_2 \leq 20^\circ$.

З ціллю досягнення максимальної ефективності лопаткового дифузору його основні конструктивні параметри мають бути оптимізовані. Це пов'язано з вибором кількості лопаток z_d , кутами установки лопаток на вході та виході α_{3d} та α_{4d} , співвідношенням діаметрів D_4/D_2 та співвідношенням ширин радіального перетину каналу на вході та виході b_4/b_3 . Вибір робиться на підставі відповідних рекомендацій, та урахування параметрів повітря за дифузором. Взагалі оптимальний дифузор повинен забезпечити швидкість потоку на виході, наближену до швидкості на вході, а тиск за дифузором повинен бути незначно більшим, ніж заданий тиск на виході з компресора.

Швидкість повітря на виході з ЛД обчислюється за формулою:

$$C_4 = C_3 \cdot \frac{b_3 \cdot D_3 \cdot \sin a_3}{b_4 \cdot D_4 \cdot \sin a_4} \cdot \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4-1}}, \text{ м/с,}$$

де D_4 – діаметр на виході з ЛД, м. $D_4 = (1,6...1,8) \cdot D_2$. Приймаємо $D_4 = 0,18$ м,

b_4 – ширина дифузору на виході, м;

a_4 – кут виходу потоку повітря з ЛД, град;

T_4 – температура повітря на виході з ЛД, К;

n_4 – показник політропи стиску на ділянці 4 (ЛД);

					КРБ.142.42213.01.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		49

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

де: δ_m – оптимальне значення кута відхилення одної з стінок дифузору у радіальному перетині $\delta_m = 6 \dots 12^\circ$.

Приймаємо $\delta_m = 6^\circ$

$$b_4 = 0.002 + \frac{0.14 - 0.1}{2} \cdot \operatorname{tg} 6 = 0.005 \text{ м,}$$

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

де: $\alpha_{4л}$ – кут установки лопатки ЛД на виході, град

k_α – коефіцієнт відставання швидкості в ЛД. Лежить в межах 1,05 ... 1,07.
Приймаємо $k_\alpha = 1,05$

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

де: $\alpha_{3л}$ – кут установки лопатки ЛД на вході, град

$\Delta\alpha$ – різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД, град. $\Delta\alpha = 12 \dots 18^\circ$. Приймаємо $\Delta\alpha = 15^\circ$.

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

де: i_3 – кут атаки на вході в ЛД. $i_3 = 0 \dots 5^\circ$. Приймаємо $i_3 = 0^\circ$.

$$\alpha_{3л} = 30,46 + 0 = 30,46^\circ$$

$$\alpha_{4л} = 30,46 + 15 = 45,46^\circ$$

$$\alpha_4 = \arcsin\left(\frac{\sin 45,46}{1,05}\right) = 36,72^\circ$$

Розрахунок комплексів показників політропи:

					КРБ.142.42213.01.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		50

$$\frac{1}{n_4 - 1} = \frac{n_4}{n_4 - 1} - 1 ,$$

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

де: η_4 – політропний ККД на ділянці ЛД. Лежить в межах від 0,7 до 0,85.

Приймаємо $\eta_3 = 0,85$.

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

$$\frac{1}{n_4 - 1} = 2,92 - 1 = 1,92$$

$$C_4 = 214,99 \cdot \frac{0,002 \cdot 0,1 \cdot \sin 30,46}{0,005 \cdot 0,14 \cdot \sin 36,72} \cdot \left(\frac{465,37}{486,44} \right)^{\frac{1}{1,92-1}} = 62,32 \text{ , м/с}$$

Розрахунок кута розкриття еквівалентного дифузору та оцінка отриманого результату.

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

де: τ_3 – коефіцієнт захаращення на вході в ЛД;

Z_d – число лопаток дифузору. Звичайно лежить в межах 13...35. Приймаємо $Z_d = 31$;

f – дифузорність ЛД;

α_{cp} – середній кут установки лопатки в ЛД, град.

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

де: δ_3 – товщина лопаті ЛД на вході, м. Лежить в межах від 0,5 до 8 мм.

					КРБ.142.42213.01.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		51

Приймаємо $\delta_3 = 0,003$ м.

$$\tau_3 = 1 - \frac{0,003 \cdot 35}{3,14 \cdot 0,1 \cdot \sin 30,46} = 0,341$$

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

де τ_4 – коефіцієнт захаращення на виході з ЛД;

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

де: δ_4 – товщина лопаті ЛД на виході, м. Лежить в межах від 0,3 до 2 мм.

Приймаємо $\delta_4 = 0,001$ м.

$$\tau_4 = 1 - \frac{0,001 \cdot 35}{3,14 \cdot 0,14 \cdot \sin 45,46} = 0,888$$

$$f = \frac{0,14 \cdot 0,005 \cdot 1,05 \cdot 0,888 \cdot \sin 36,72}{\sin 30,46 \cdot 0,1 \cdot 0,002} = 2,89$$

$$\alpha_{CP} = \frac{\alpha_{4Л} + \alpha_{3Л}}{2}, \text{град},$$

$$\alpha_{CP} = \frac{45,46 + 30,46}{2} = 37,96^\circ$$

$$\delta = 2 \cdot \arctg \left(\sqrt{\frac{0,002 \cdot 0,341 \cdot \sin 30,46}{0,1 \cdot 35}} \cdot \frac{\sqrt{2,89 - 1}}{\frac{0,14}{0,1} - 1} \cdot 2 \cdot \sin 37,96 \right) = 5,27^\circ$$

Значення кута розкриття еквівалентного дифузору не повинно перевищувати 8° . У нашому випадку умова виконується.

Температура потоку повітря на виході з ЛД:

$$T_4 = T_3 + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2 \cdot C_p}, \text{ К},$$

					КРБ.142.42213.01.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		52

$$T_4 = 465,37 + \frac{214,99^2 - 62,32^2}{2 \cdot C_p} \cdot 1005 = 486,44 \text{ К};$$

Тиск потоку повітря на виході з ЛД:

$$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4-1}}, \text{ Па},$$

$$P_4 = 248277,71 \cdot \left(\frac{486,44}{465,37} \right)^{2,92} = 254675,38 \text{ Па};$$

Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД за рекомендованим допуском.

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

де: P_K – тиск повітря за компресором, Па.

$$P_K = \Pi_K \cdot P_0, \text{ Па},$$

$$P_K = 2,6 \cdot 100000 = 260000 \text{ Па};$$

$$\left| \frac{260000 - 254675,38}{260000} \right| = 0,030 \leq 0,05.$$

Умова виконується.

Розрахунок радіуса дуги середньої лінії лопатки ЛД.

$$R_{\text{Л}} = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4 \cdot (D_4 \cdot \cos a_{4,\text{Л}} - D_3 \cdot \cos a_{3,\text{Л}})}, \text{ м},$$

$$R_{\text{Л}} = \frac{0,14^2 - 0,1^2}{4 \cdot (0,14 \cdot \cos 45,46 - 0,1 \cdot \cos 30,46)} = 0,200 \text{ м},$$

Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД.

$$R_{\text{Ц}} = \sqrt{R_{\text{Л}}^2 + R_3^2 - R_{\text{Л}} \cdot D_3 \cdot \cos a_{3,\text{Л}}}, \text{ м},$$

					КРБ.142.4221з.01.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		53

$$R_{\text{ц}} = \sqrt{0,200^2 + 0,1^2 - 0,200 \cdot 0,11 \cdot \cos 30,46} = 0,159 \text{ м.}$$

Густина повітря за ЛД:

$$\rho_4 = \frac{P_4}{R \cdot T_4}, \text{ кг/м}^3,$$

$$\rho_4 = \frac{254675,38}{287 \cdot 486,44} = 2,656 \text{ кг/м}^3,$$

Співвідношення діаметру колеса та виходу з ЛД:

$$\frac{D_4}{D_2} = \frac{0.14}{0.085} = 1.647.$$

Співвідношення ширин входу та виходу у радіальному (меридіональному) перетині:

$$\frac{b_4}{b_3} = \frac{0.005}{0.002} = 2,5.$$

4.7 Розрахунок повітрозбірної завитки

Повітрозбірна завитка використовується для збирання повітря, що виходить з кільцевої щілини попередньої ділянки. Незалежно від форми зовнішнього контуру завитка або закону зміни перетину камери з кутом θ , розхід повітря через щілину дифузора в секторі з будь-яким кутом θ буде пропорційним значенню цього кута. В кожному перетині завитки забезпечується середня інтегральна швидкість потоку, що дорівнює швидкості на виході з дифузору. Таким чином, зміна тиску у завитці не відбувається, і вона просто функціонує як повітрозбірник. Метою даного розділу є визначення конструктивних параметрів завитки та остаточних параметрів потоку повітря на виході з компресора. Розрахунок швидкості потоку повітря на виході з компресора:

$$C_5 = C_4 \cdot A \text{ м/с,}$$

					КРБ.142.4221з.01.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		54

де: A – коефіцієнт зміни абсолютної швидкості в компресорі. Повинно бути $A = 0,5 \dots 0,99$. Приймаємо $A = 0,98$.

$$C_5 = 62,32 \cdot 0,98 = 61,08 \text{ м/с.}$$

Швидкість повітря в завитці вважається постійною, коли виконується наступна умова [8]:

$$\left| \frac{C_5 - C_4}{C_4} \right| \leq 0,03$$

$$\left| \frac{61,08 - 62,32}{62,32} = 0,02 \right| \leq 0,03$$

Умова виконується, тому наша завитка працює просто як повітрозбірник.
ККД завитки:

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

де: ξ_5 – коефіцієнт втрат. Для завитки колової форми $\xi_5 = 0,2 \dots 0,25$.

Приймаємо $\xi_5 = 0,2$.

$$\eta_5 = 1 - \frac{0,20 \cdot 61,08^2}{61,08^2 - 62,32^2} = 0$$

У випадку постійної швидкості тиск повітря за завиткою обчислюється за формулою:

$$P_5 = P_4 e^{-\xi_5 \frac{C_4^2}{2} \frac{1}{RT_4}}, \text{ Па,}$$

$$P_5 = 254675,38 e^{-0,2 \frac{62,32^2}{2} \frac{1}{287 \cdot 386,44}} = 254064,68 \text{ Па.}$$

Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД за рекомендованим допуском.

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

$$\left| \frac{260000 - 254064,68}{260000} \right| = 0,033 \leq 0,05$$

Умова виконується.

					КРБ.142.4221з.01.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		55

У випадку постійної швидкості потоку повітря в завитці його температура на виході залишатиметься майже такою ж як і на вході:

$$T_5 = T_4 + \frac{C_4^2 - C_5^2}{2 \cdot C_p}, \text{ К},$$

$$T_5 = 486,44 + \frac{62,32^2 - 61,08^2}{2 \cdot 1005} = 486,51 \text{ К}.$$

Розроблена завитка забезпечує постійну швидкість потоку повітря, що зберігає температуру на виході практично такою самою, як на вході. Падіння тиску відбувається за рахунок сил тертя, що є основним чинником, що впливає на енергетичні характеристики системи.

4.8 Розрахунок адіабатного ККД компресора, його потужності та обертів ротора

Метою цього розділу є визначення адіабатного коефіцієнта корисної дії (ККД) компресора на основі останніх значень температури та тиску повітря, які були виміряні у системі. Також в цьому розділі проводиться порівняння отриманого ККД з довідковими даними для оцінки ефективності компресора. Додатково буде визначено потужність, яку компресор витрачає для свого приводу.

Формула для обчислення адіабатного ККД компресора:

$$\eta_{AD} = \frac{T_a \cdot \left[\left(\frac{P_5}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_5 - T_a}$$

$$\eta_{AD} = \frac{318 \cdot \left[\left(\frac{254064,68}{100000} \right)^{\frac{1,41-1}{1,41}} - 1 \right]}{386,51 - 318} = 0,844$$

Середні значення адіабатного ККД сучасного турбокомпресора, такого ж типорозміру як і той що підлягав розрахункам, знаходяться в межах від 0,72 до 0,76.

					КРБ.142.4221з.01.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		56

Потужність приводу компресора обчислюється за формулою:

$$N_K = \frac{G \cdot L_{AD}}{\eta_{ад} \eta_m \cdot 1000}, \text{кВт},$$

$$N_K = \frac{0,22 \cdot 56492,5}{0,72 \cdot 0,970 \cdot 1000} = 9,12 \text{ кВт}.$$

Значення потужності на привод компресора для досягнення таких же значень P_K на сучасних турбокомпресорах знаходяться в межах від 10 до 100 кВт.

Частота обертів ротора турбокомпресора визначається за формулою:

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

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

$$n_{mk} = \frac{60 \cdot 284,08}{3,14 \cdot 0,085} = 63831 \text{ об/хв}.$$

З вищесказаного можна зробити висновок, що розроблена ступінь компресора відповідає сучасним стандартам турбокомпресорів і має добрі показники адіабатного коефіцієнта корисної дії та потужності, необхідної для його приводу.

4.9 Опис спроектованого компресора

Спроекований турбокомпресор маркується як ТКР-8,5 і в залежності від типу турбіни, діаметру колеса компресора та степеня підвищення тиску. Він має радіальну турбіну. Зовнішні діаметри турбінного та компресорного колеса однакові.

За загальною схемою компоновки турбокомпресор належить до машин з консольним розташуванням коліс.

З одного боку до середнього корпусу 5 (рис. 4.2), відлитому з алюмінієвого сплаву, прикріплений корпус 8 турбіни, на якому є фланець для приєднання до випускного колектора, а з другої – корпус 7 компресора.

Корпус турбіни відлитий з чавуну, і в ньому виконаний канал відводу газів (равлик). В корпусі компресора є центральний вхідний патрубок і спіральний канал, а також встановлений і закріплений двома гвинтами алюмінієвий дифузор

					КРБ.142.4221з.01.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		57

4, створюючи з каналом равлика проточну частину компресора на виході з робочого колеса.

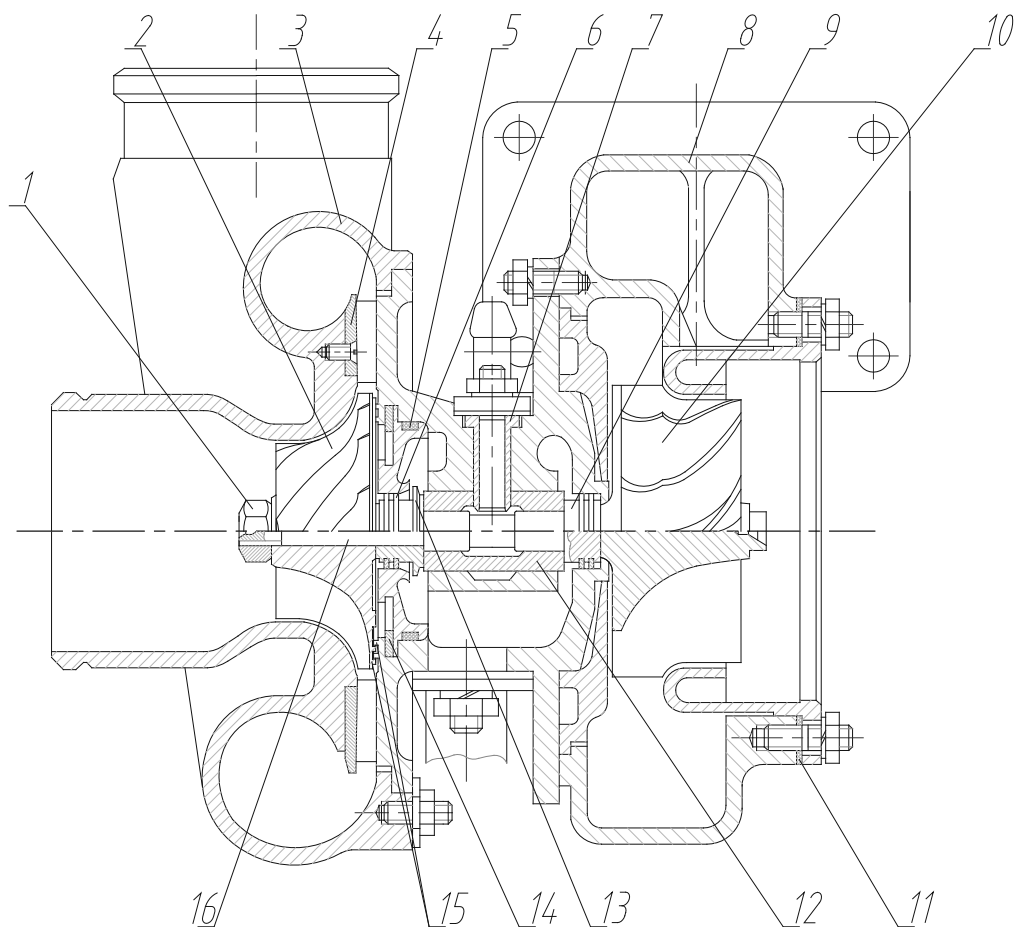


Рис. 4.2. Турбокомпресор типу ТКР-8,5

- 1 – спеціальна гайка; 2 – колесо компресора; 3 – повітрязбірна завитка;
 4 – дифузор; 5 – середній корпус; 6 – ущільнювальне кільце; 7 – фіксатор;
 8 – корпус турбіни; 9 – вал ротора; 10 – колесо турбіни; 11 – прокладка;
 12 – підшипник; 13 – масловідбивач; 14 – стопорне кільце;
 15 – лабіринтне ущільнення; 16 – втулка

В середньому корпусі встановлений вал 9 турбіни з підшипником 12 і газомасляним ущільненням.

Підшипник ковзання знаходиться між колесами турбокомпресора, має велику опорну поверхню і упорну з боку колеса турбіни. Мастило на змащення підшипників подається від головної магістралі дизеля. Підшипник виконаний з

бронзи і встановлений в центральній бобищі із зазором 0,06...0,1 мм, від осьового переміщення утримується фіксатором 7 в якому є канал для підведення мастила. Велика частота обертання валу турбіни (64000 об/хв) вимагає високої точності балансування, яке в поєднанні з пружною підвіскою підшипника 12 в бобищі середнього корпусу дозволяє забезпечити надійну роботу турбокомпресора. Як пружну підвіску використовують масло, що знаходиться в зазорі. Колесо 10 турбіни відлило з жароміцного нікелевого сплаву і приварене до валу турбіни. Колесо 2 компресора закріплено на валу 9 турбіни спеціальною гайкою 1. В турбокомпресорі передбачені контактні газомасляні ущільнення з пружинними кільцями ущільнювачів 6. Зі сторони турбіни ці кільця встановлені в канавках втулок, напресованих на вал ротора. При роботі турбокомпресора для запобігання потрапляння повітря високого тиску в зазор з тильної сторони робочого колеса компресора на ньому мають лабіринтові ущільнення у виді проточок. Для зменшення шуму випуску на відповідному патрубку турбокомпресора встановлений глушник.

4.10 Висновок по розділу

Результати розрахунку підтвердили можливість застосування турбокомпресора ТКР-8,5 для двигуна IVECO N40 ENT. На підставі розрахунку визначені основні конструктивні розміри турбокомпресора з відхиленнями, які несуттєві для проведення компоновочного конструювання.

Спроекований відцентровий компресор має степінь підвищення тиску $\Pi_k = 2,6$ при ККД $\eta_{ад} = 0,84$ (що допускається для таких компресорів) і розході повітря 0,22 кг/с. Потужність приводу на розрахунковому режимі становить майже 9,12 кВт, частота обертання ротору 63831 хв⁻¹.

Конструктивне рішення додати лопаточний дифузор дозволяє збільшити ККД компресора і покращити його роботу, оскільки частинки повітря матимуть меншу траєкторію руху.

					КРБ.142.4221з.01.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		59

Розділ 5

Розрахунок принципових схем систем двигуна типу 4ЧН 10,2/12

5.1 Паливна система

У двигуні використовується паливна система із загальним паливопроводом високого тиску і з електронною системою управління (рис. 5.1).

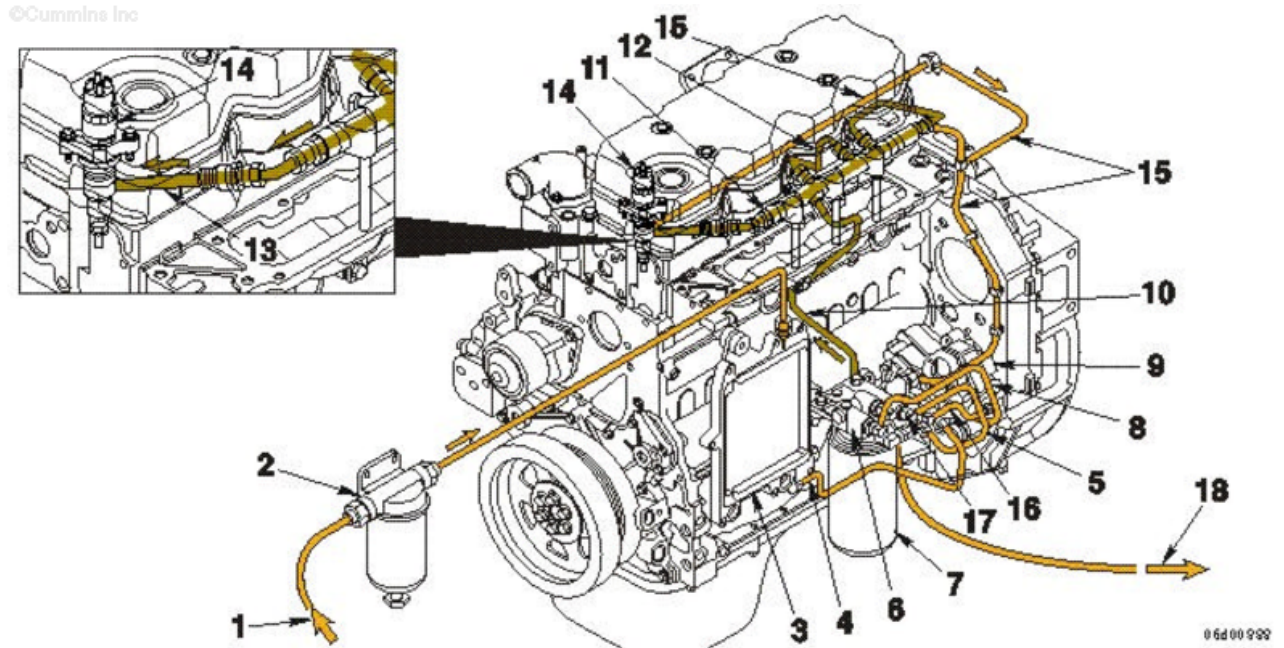


Рис. 5.1. Схема паливної системи двигуна без електропідкачуючого насоса:

- 1 – з паливного бака; 2 – водовіддільник (не встановлюється на двигуні);
3 – пластина охолодження модуля ЄСМ; 4 – до шестеренні паливному насосу;
5 – до паливному фільтру; 6 – головка паливного фільтра; 7 – паливний фільтр;
8 – до насоса високого тиску; 9 – насос високого тиску; 10 – до загального паливопроводів високого тиску; 11 – загальний паливопровод високого тиску; 12 – до форсунок; 13 – фітинг магістралі високого тиску; 14 – форсунка; 15 – злив палива від форсунок і загального паливопроводу високого тиску до голівки паливного фільтра; 16 – злив палива від насоса високого тиску до голівки паливного фільтра; 17 – зливний паливний колектор; 18 – до паливного бака

Система з паливопроводом високого тиску складається з 4 основних елементів [3]: шестеренного паливного насоса, насоса високого тиску, загального паливопроводу високого тиску і форсунок. Насос високого тиску подає паливо в загальний паливопровід високого тиску незалежно від частоти

					КРБ.142.4221з.01.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		60

обертання двигуна. Паливо під високим тиском накопичується в цьому паливопроводі, звідки воно постійно подається у форсунки. Модуль ЄСМ регулює подачу палива і момент упорскування включенням форсунок.

У контур низького тиску паливної системи на деяких двигунах входять пластина охолодження паливом модуля ЄСМ і/або електричний насос, що підкачує. Автомобільні та промислові двигуни з пластиною охолодження модуля ЄСМ виконані так, що паливо подається до цієї пластини з боку комплектного устаткування. Після виходу з цієї пластини воно може потрапити в електричний насос, що підкачує (за наявності). Суднові двигуни виконані по іншому: в них паливо проходить спочатку через підкачуються насос, а потім потрапляє до пластини модуля ЄСМ.

Розрахункова частина

Циклова подача палива:

$$g_{\text{ц}} = \frac{g_e N_e \tau}{120 n_{\text{дв}} i} \text{ г/цикл},$$

де $g_e = 0,193 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$ – питома витрата палива;

$N_e = 125 \text{ кВт}$ – потужність двигуна;

$\tau = 4$ – коефіцієнт тактності;

$n = 2700 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертання колінчатого валу;

$i = 4$ – кількість циліндрів.

$$g_{\text{ц}} = \frac{0,193 \cdot 125 \cdot 4}{120 \cdot 2700 \cdot 4} = 0,07 \cdot 10^{-3} \text{ г/цикл}.$$

Запас палива

$$G_{\text{тт}} = [K_{\text{м}} (g_e N_e)] \cdot 10^{-3}, \text{ т}$$

де $K_{\text{м}} = 1,1 - 1,2$ – коефіцієнт, який враховує можливе збільшення витрати палива;

$\tau = 20$ – час ходового режиму, годин;

$$G_{\text{т}} = [1,1 \cdot (0,193 \cdot 125)] \cdot 20 \cdot 10^{-3} = 0,49 \text{ т}.$$

Об'єм паливного бака

					КРБ.142.4221з.01.05.ПЗ	Аркуш
						61
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

де $\rho_{\Pi} = 830 \text{ кг/м}^3$ – щільність палива;

$K_1 = 1,01 \dots 1,05$ – коефіцієнт захаращення бака [9];

$K_2 = 1,03 \dots 1,05$ – коефіцієнт, який враховує мертвий об'єм бака.

$$V = \frac{0,49}{830} \cdot 1,01 \cdot 1,03 \cdot 10^3 = 0,6 \text{ м}^3.$$

Продуктивність паливopідкачуючого насоса (ППН):

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

де $K_3 = 1,5 \dots 2$ – коефіцієнт запасу подачі палива [9].

$$W_{\Pi\Pi} = \frac{1,5 \cdot 125 \cdot 0,193}{830} = 0,04 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Потужність привода ППН:

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

де $p = 0,5 \text{ МПа}$ – тиск нагнітання;

$K_4 = 1,1 \dots 1,5$ – коефіцієнт запасу потужності [9];

$\eta = 0,6 \dots 0,7$ – ККД ППН.

$$N = \frac{0,04 \cdot 0,5 \cdot 1,5}{3600 \cdot 0,7} \cdot 10^3 = 0,012 \text{ кВт}$$

Площа поверхні фільтруючих елементів:

$$F_{\Phi} = W_{\Pi\Pi} / (3600 \nu_{\tau} K_{\text{ж.п}}) \text{ м}^2,$$

де $\nu_{\tau} = 0,02 \dots 0,05 \text{ м/с}$ – швидкість фільтрації;

$K_{\text{ж.п}} = 0,2 \dots 0,3$ – коефіцієнт живого перетину.

$$F_{\Phi} = \frac{0,04}{3600 \cdot 0,02 \cdot 0,2} = 0,0028 \text{ м}^2.$$

5.2 Масляна система

Масляна система забезпечує подачу масла в необхідній кількості і з заданою температурою для змащення й охолодження підшипників, поршнів і інших тертьових деталей.

					КРБ.142.4221з.01.05.ПЗ	Аркуш
						62
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Масло потрапляє в систему змащення (рис. 5.2) через забірну трубку, по якій вона проходить в ексцентрично-гвинтовий масляний насос.

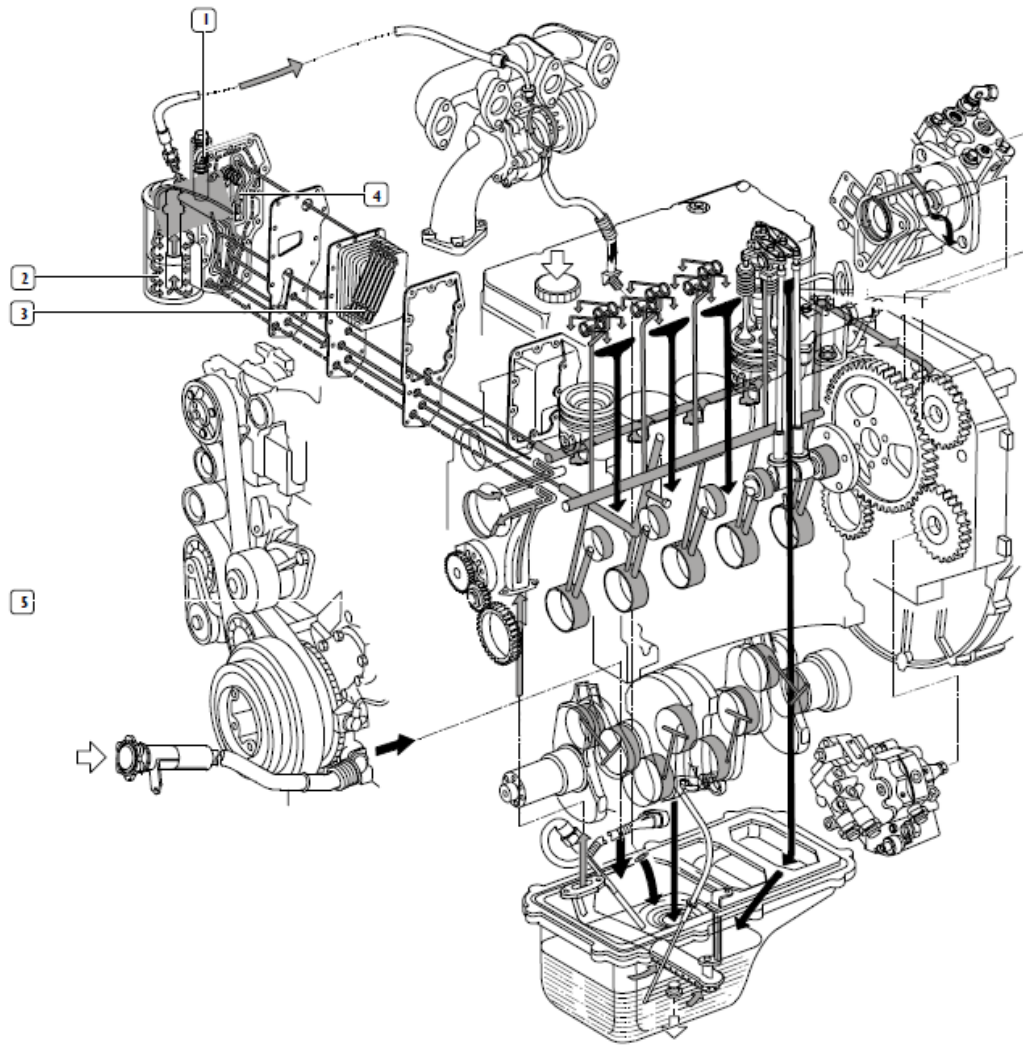


Рис. 5.2. Система змащення

З нього масло під тиском потрапляє в кришку маслоохолоджувача (рис. 5.3), де знаходиться клапан регулювання тиску, налаштований на рівень 414 кПа. Надлишок масла повертається на вхід масляного насоса. Основний потік масла далі проходить через маслоохолоджувач до перепускних клапанів масляного фільтра (див. рис. 5.3), який відкривається, якщо перепад тиску на фільтрі перевищує 345 кПа. Після фільтра масло надходить в магістраль турбо-нагнітача, канал подачі масла до форсунок і головну масляну магістраль через свердління між циліндрами 1 і 2.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

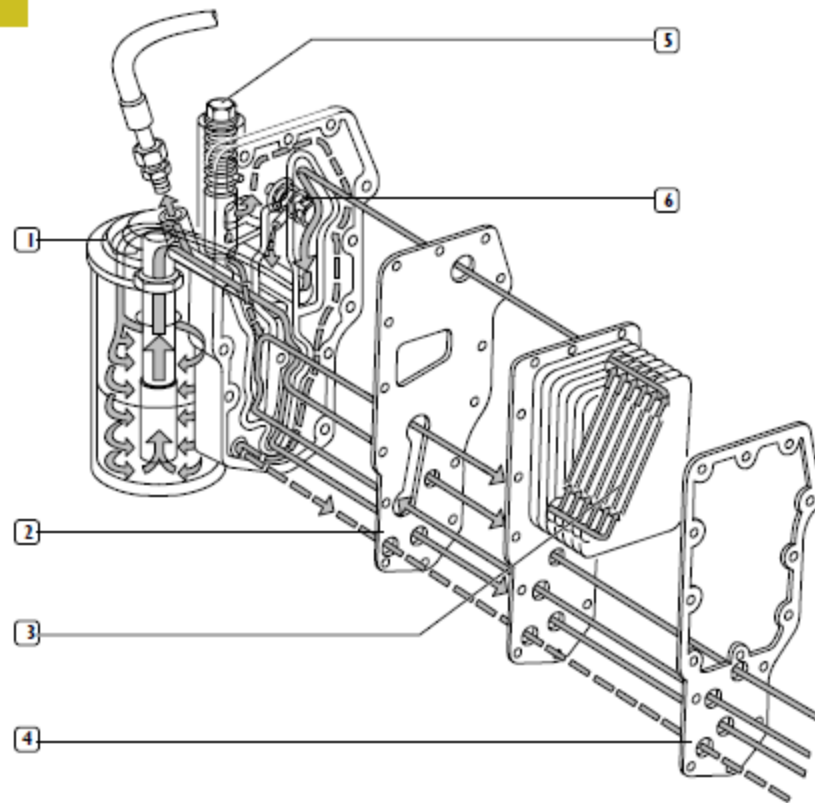


Рис. 5.3. Охолоджувач масла з фільтром

Головний масляний канал проходить через весь блок циліндрів з боку паливного насоса. Через нього масло подається до корінних підшипників і колінчастого валу. Від корінних підшипників масло надходить до шийок та втулок розподільного валу і для охолодження поршнів. Через канал в колінчастому валу масло надходить до шатунних підшипників. До головки циліндрів масло надходить по вертикальних каналах з головної масляної магістралі через прокладку головки циліндрів. Далі ці канали продовжуються в головці до свердлень в опорах коромисел, через які масло надходить до осей коромисел і гнізд штанг штовхачів. Другий головний масляний канал проходить через весь блок циліндрів з боку маслоохолоджувача. Через нього масло надходить до форсунок охолодження поршнів.

Розрахункова частина

1. Потужність головного двигуна, кВт $N_e = 125$
2. Питома витрата палива, кг/(кВт*год.) $g_e = 0.193$
3. Кількість теплоти тертя, що відводиться маслом кДж/ч
Частка теплоти тертя, прийнята маслом $\alpha_{тр} = 0.42$
лежить в діапазоні $\alpha_{тр}=0.4-0.45$, приймаємо
Механічний ККД двигуна $\eta_M = 0.85$

$$Q_{тр} = 3600 \cdot \alpha_{тр} \cdot N_e \cdot \left[\left(\frac{1}{\eta_M} \right) - 1 \right] = 3600 \cdot 0.42 \cdot 125 \cdot \left(\frac{1}{0.85} - 1 \right) = 33352.9$$

4. Протока в контурі олії для відведення теплоти тертя, м³/год

- Теплоємність, кДж/(кг*К) $c_M = 2.05$
Густина, кг/м³ $\rho_M = 900$
Допустима різниця температур, °С $\Delta t_M = 10$

$$W_1 = \frac{Q_{тр}}{(c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M)} = \frac{33352.9}{2.05 \cdot 900 \cdot 10} = 1.808$$

5. Потік масла в контурі охолодження поршнів, м³/ч

- Частка теплоти, що відводиться від поршнів
лежить в діапазоні $\alpha_{тр}=0.04-0.05$, приймаємо $\alpha_{о.п} = 0.05$
Теплота згоряння палива, кДж/ч
Лежить в діапазоні $Q_p=40000-43000$, приймаємо $Q_p = 42664.4$
Теплота, відведена від поршнів, кДж/ч

$$Q_{о.п} = \alpha_{о.п} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_p = 0.05 \cdot 0.193 \cdot 125 \cdot 42664.4 = 51463.93$$

$$W_2 = \frac{Q_{о.п}}{(c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M)} = \frac{51463.93}{2.05 \cdot 900 \cdot 10} = 2.789$$

6. Подача циркуляційного масляного насоса, м³/год.

- Коефіцієнт запасу подачі $k_W = 1.667$

$$W_{MH} = k_W \cdot (W_1 + W_2) = 1.667 \cdot (1.808 + 2.789) = 7.663$$

7. Необхідний запас циркуляційного масла, кг

- Кратність циркуляції, 1/год. $K_{ц} = 72$

					КРБ.142.4221з.01.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		65

Подача циркуляційного масляного насоса, м³/год.

$$G_{\text{сист}} = \frac{W_{\text{МН}}}{K_{\text{ц}}} = \frac{7.663}{72} = 0.106$$

$$G_{\text{цм}} = G_{\text{сист}} \cdot \rho_{\text{М}} = 0.1064 \cdot 900 = 95.76$$

8. Коефіцієнт захаращення картера елементами конструкції

$$K_1 = 1.04$$

Коефіцієнт враховує мертвий об'єм картера

$$K_2 = 1.05$$

Місткість картера для зберігання запасу масла, м³

$$V_{\text{М}} = \frac{G_{\text{цм}} \cdot K_1 \cdot K_2}{\rho_{\text{М}}} = \frac{95.76 \cdot 1.04 \cdot 1.05}{900} = 0.116$$

9. Рекомендований час роботи сепаратора, що самоочищається, на добу, год

$$\tau_{\text{с}} = 10$$

Рекомендована частота сепарації масла, доба⁻¹

$$K = 2$$

Сумарна пропускна спроможність сепараторів

$$W_{\text{пзс}} = \frac{V_{\text{М}}}{\tau_{\text{с}}} \cdot K = \frac{0.116}{10} \cdot 2 = 0.0232$$

10. Температура масла після підігрівача, °С

$$t_{2\text{М}} = 85$$

Температура масла в картері, °С

$$t_{1\text{М}} = 45$$

Коефіцієнт теплопередачі, кДж/(м²*год*К)

$$K_{\text{ТП}} = 500$$

Температура насиченої пари, що надходить у підігрівач, °С

$$t_{\text{SM}} = 170$$

Середня різниця температур між насиченою парою та маслом, °С

$$\Delta t_{\text{М.}} = t_{\text{SM}} - \frac{t_{2\text{М}} + t_{1\text{М}}}{2} = 170 - \frac{85 + 45}{2} = 105$$

Кількість одночасно працюючих сепараторів

$$n_{\text{с}} = 1$$

Коефіцієнт, що враховує забруднення поверхні відкладеннями

$$k_3 = 1.2$$

Площа теплопередаючої поверхні підігрівача масла перед сепаратором, м²

$$F_{\text{пс}} = \frac{W_{\text{пзс}} \cdot c_{\text{М}} \cdot (t_{2\text{М}} - t_{1\text{М}}) \cdot \rho_{\text{М}}}{K_{\text{ТП}} \cdot \Delta t_{\text{М.}} \cdot n_{\text{с}}} \cdot k_3 = \frac{0.0232 \cdot 2.05 \cdot (85 - 45) \cdot 900}{500 \cdot 105} \cdot 1.2 = 0.039$$

11. Потужність, споживана насосом, кВт

Напір насосу, м

$$H_{\text{Н}} = 4$$

					КРБ.142.4221з.01.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		66

ККД насосу

$$\eta_H = 0.75$$

$$N_{\text{цн}} = 0.272 \cdot \frac{W_{\text{мн}} \cdot H_H \cdot \rho_M}{\eta_H} \cdot 10^{-5} = 0.272 \cdot \frac{7.663 \cdot 4 \cdot 900}{0.75} \cdot 10^{-5} = 0.1$$

12. Площа фільтруючої поверхні фільтра грубої очистки, м²

Швидкість фільтрації, м/с

$$v_M = 0.05$$

Коефіцієнт живого перерізу

$$K_{\text{жс.}} = 0.2$$

$$F_{\text{фго}} = \frac{W_{\text{мн}}}{3600 \cdot v_M \cdot K_{\text{жс.}}} = \frac{7.663}{3600 \cdot 0.05 \cdot 0.2} = 0.213$$

13. Питома пропускна спроможність матеріалу, з якого виконаний фільтруючий елемент, м³/(м²*год)

$$q_{\text{ф}} = 1.2$$

Площа поверхні фільтра тонкого очищення, м²

$$F_{\text{фто}} = \frac{W_{\text{мн}}}{q_{\text{ф}}} = 6.386$$

14. Коефіцієнт теплопередачі, кДж/(м²*год.*К)

$$k_{\text{ТП}} = 1400$$

Коефіцієнт забруднення холодильника

$$k_3 = 1.2$$

Температури охолоджуючої рідини на вході та виході з охолоджувача масла, °С

$$t_1 = 80 \quad t_2 = 95$$

Температурний напір °С

$$\Delta t_H = \frac{t_{1M} + t_{2M}}{2} - \frac{t_1 - t_2}{2} = \frac{45 + 85}{2} - \frac{80 - 95}{2} = 72.5$$

Площа теплопередавальної поверхні маслоохолоджувача, м²

$$F_M = \frac{Q_{\text{тр}} + Q_{\text{о.п.}}}{k_{\text{ТП}} \cdot \Delta t_H} \cdot k_3 = 1.003$$

5.3 Система охолодження

Система охолодження (рис. 5.4) призначена для підтримки робочої температури двигуна на необхідному рівні. Частина тепла, створюваного в двигуні, поглинається охолоджувальною рідиною, що проходить через канали в блоці і голівці циліндрів. Потім це тепло відбирається від охолоджуючої рідини повітрям, коли вона проходить через радіатор.

					КРБ.142.4221з.01.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		67

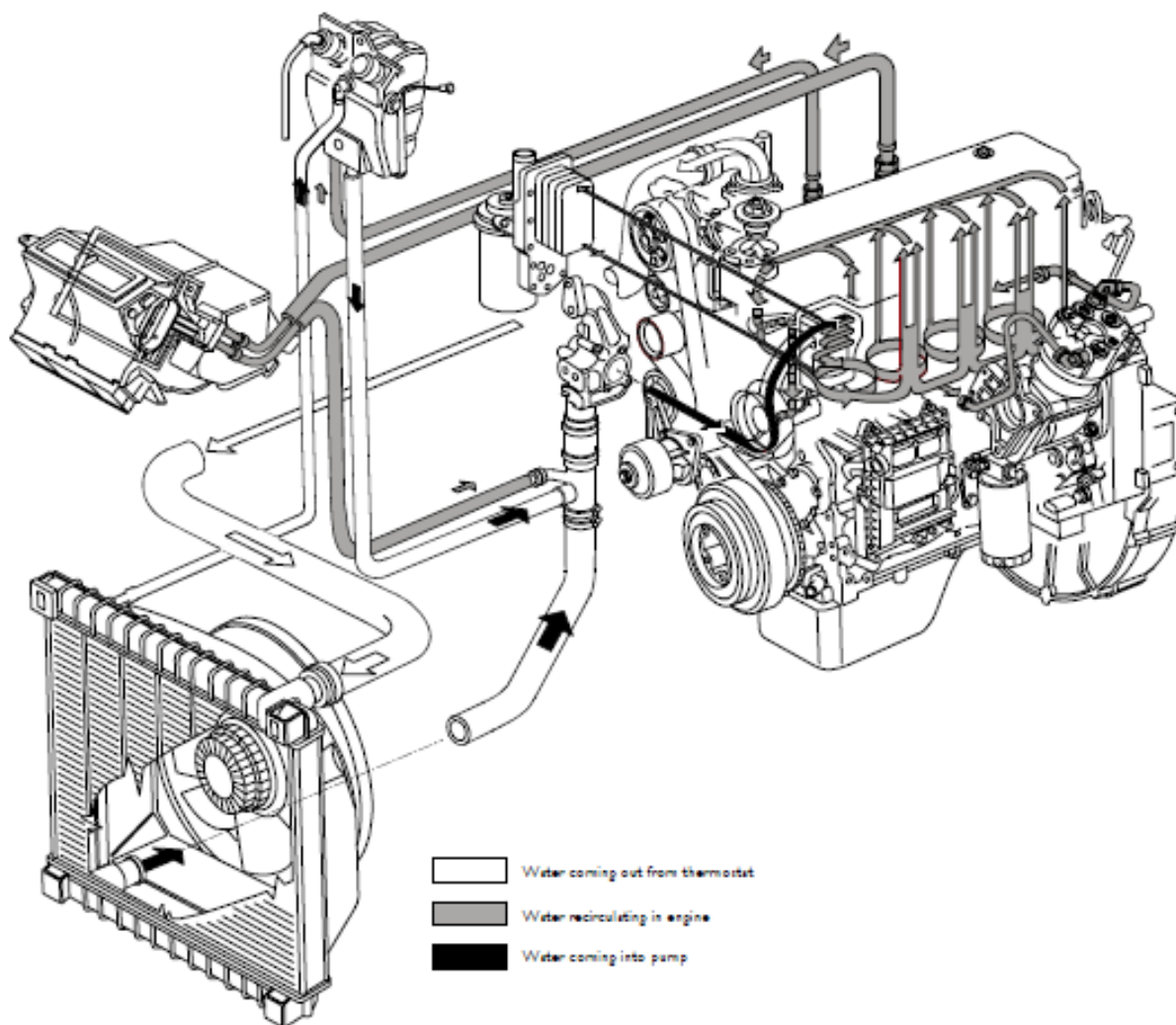


Рис. 5.4. Схема системи охолодження двигуна

Охолоджуюча рідина потрапляє в водяний насос (рис. 5.5), який створює тиск в системі охолодження. Потім вона проходить через маслоохолоджувачі в сорочку охолодження циліндрів і потрапляє в отвори в верхній поверхні блоку циліндрів і прокладки головки циліндрів. Вони виконані навколо кожного циліндра і між циліндрами. Охолоджуюча рідина потрапляє в головку

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221з.01.05.ПЗ

Аркуш

68

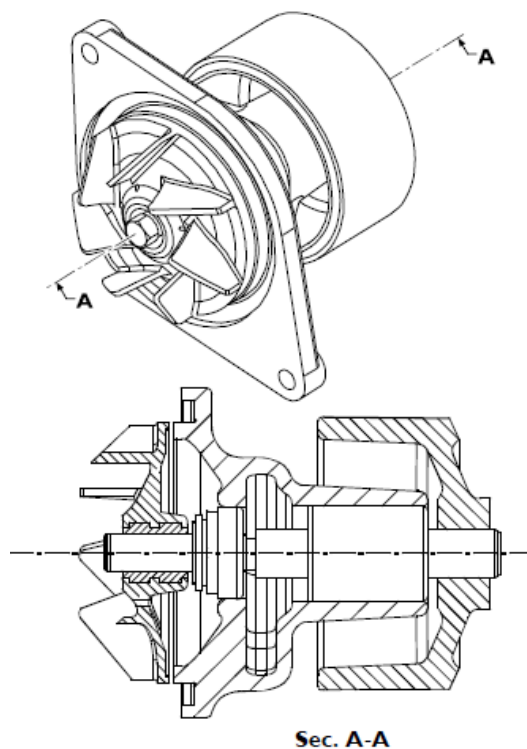


Рис. 5.5. Водяний насос

циліндрів, обтікаючи перемичку клапанів і місця установки форсунок. Потім вона проходить до випускних каналах в головці циліндрів через місця приєднання до комплекту устаткуванню і в корпус термостата. Поки двигун не прогріється до температури відкриття термостата, охолоджуюча рідина буде проходити на вхід водяного насоса через відкритий перепускний канал. Як тільки двигун прогріється до температури відкриття термостата, той відкривається, і охолоджуюча рідина почне проходити через радіатор. При цьому буде перекритий перепускний канал, по якому вона потрапляла до водяного насоса.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221з.01.05.ПЗ

Аркуш

Розрахункова частина

1. Загальна кількість води у системі, м³

$$V_v := 0.02$$

Коефіцієнт температурного розширення води в інтервалі температур від 8 до 90 °С;

$$\beta := 0.00043$$

Збільшення температури під час роботи двигуна (приймається $\Delta t = 50-70$ °С);

$$\Delta t := 70$$

Коефіцієнт запасу

$$k_3 := 2$$

Об'єм розширювального баку, м³

$$V_{pb} := 2V_v \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot k_3 = 2.408 \times 10^{-3}$$

2. Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e := 125$$

Частка теплоти, що відводиться в охолоджувальну воду від робочих циліндрів

$$\alpha_{nv} := 0.228$$

Питома ефективна витрата палива двигуном, кг/(кВт*год.)

$$g_e := 0.193$$

Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг

$$Q_{np} := 42664.4$$

Кількість теплоти, що відводиться прісною водою від циліндрів, кДж/год.

$$Q_{nv} := \alpha_{nv} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{np} = 0.228 \cdot 0.193 \cdot 125 \cdot 42664.4 = 234675.532$$

3. Теплоємність прісної води, кДж/(кг*К)

$$c_{nv} := 4.19$$

Щільність прісної води, кг/м³

$$\rho_{nv} := 1000$$

Перепад температур при охолодженні циліндрів, °С

$$\Delta t_{nv} := 6$$

Коефіцієнт запасу подачі насоса

$$K_{\Pi} := 1.3$$

Подача циркуляційного насосу прісної води, м³/год.

$$W_{nv} := \frac{Q_{nv} \cdot K_{\Pi}}{c_{nv} \cdot \rho_{nv} \cdot \Delta t_{nv}} = 12.135$$

4. Температура води на вході в теплообмінник, °С

$$t_1 := 95$$

Температура води на виході з теплообмінника, °С

$$t_2 := 70$$

Температура повітря на вході в теплообмінник, °С

$$t_3 := 40$$

Температура повітря на виході з теплообмінника, °С

$$t_4 := 80$$

$$\Delta t_{cp} := \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_3 + t_4}{2} = 22.5$$

5. Коефіцієнт теплопередачі від прісної води повітря, $\text{кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{°K})$

$K_B := 4000$

Площа теплопередавальної поверхні водо-водяного теплообмінника, м^2

$$F_{ov} := \frac{Q_{nv}}{K_B \cdot \Delta t_{cp}} = 2.608$$

5.4 Системи повітропостачання і газовідводу

Сукупність пристроїв, що забезпечують подачу в циліндри двигуна необхідної кількості повітря із заданими тиском і температурою, називається системою повітропостачання. Підвищити ефективність робочого процесу в циліндрах дизеля можна шляхом подачі повітря в кількості, відповідному оптимальному співвідношенню мас повітряного заряду і подаваного палива. Наповнення циліндрів необхідною кількістю повітря досягається за рахунок підвищення його щільності. Повітря через повітряні фільтри надходить у всмоктуючий патрубок компресора 1 (рис. 5.6).

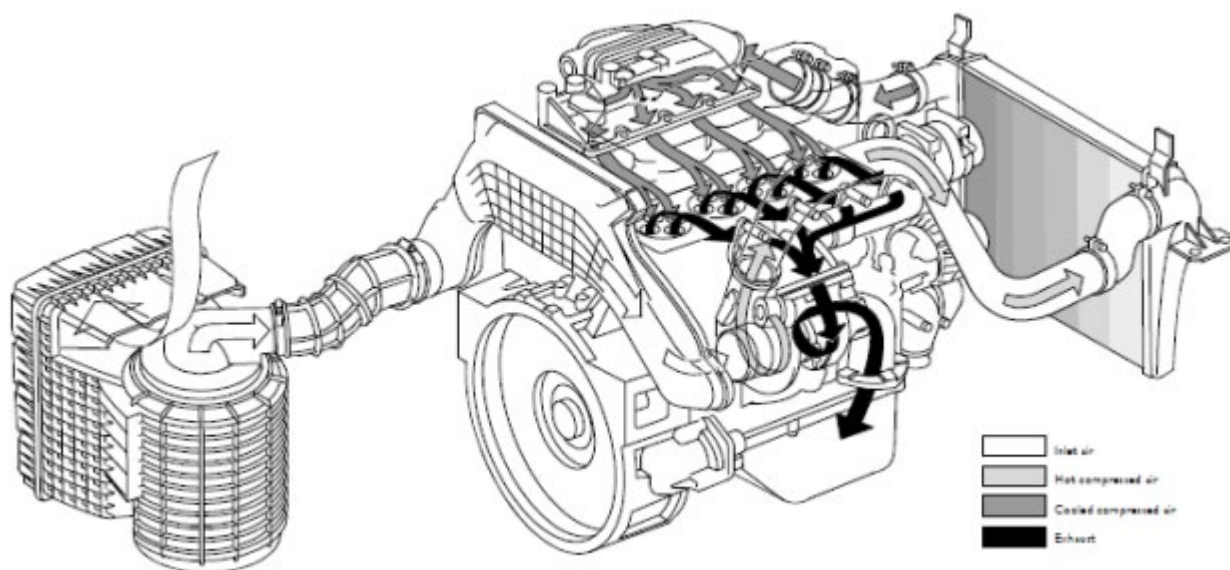


Рис. 5.6. Схема системи повітропостачання

В компресорах повітря стискається, а потім надходить по патрубку 2 в охолоджувач 3, де охолоджується до $70...80\text{ °C}$. Стисле і охолоджене повітря подається в наддувний ресивер 4, а звідти через впускні клапани в циліндри дизеля 5.

Газ, що випускається з циліндрі завдяки клапанам 1, через газовипускний колектор 2 (див. рис. 5.6) підводиться до турбіни 3 турбокомпресора. Потенційна енергія випускних газів перетворюється в механічну в турбіні, потужність якої використовується для приводу компресора. Турбіна і компресор komponуються в одному агрегаті, званому турбокомпресор.

Ефективність системи повітропостачання визначається сукупністю характеристик всіх елементів, що входять до її складу. Проте визначальний вплив на параметри дизеля у всьому діапазоні його робочих режимів надає турбокомпресор. Тому при створенні двигуна проводиться узгодження характеристик дизеля і турбокомпресора з метою оптимізації параметрів у всьому діапазоні режимів гвинтової характеристики. В експлуатації може виникнути неузгодженість характеристик дизеля і турбокомпресора при зміні опорів на всмоктуванні повітря і випуску газів. Нормальна робота системи повітропостачання характеризується певною залежністю тиску наддуву і витрати повітря від потужності двигуна, частоти обертання його колінчастого валу і параметрів навколишнього середовища. Ця залежність зазвичай представляється графічно у вигляді характеристики компресора, на яку накладається лінія робочих режимів дизеля.

5.4.3 Розрахункова частина

Сумарну продуктивність компресорів знаходимо із умови витрати повітря через двигун для номінального режиму:

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

де $D = 0,102$ м – діаметр циліндра;

$S = 0,12$ м – хід поршня;

$R = 287$ Дж/(кг·К) – універсальна газова стала для повітря;

$i = 4$ – кількість циліндрів;

$\chi = 2$ – коефіцієнт тактності;

$n = 2700$ об/хв – частота обертання КВ;

$\varphi_a = 1,2$ – коефіцієнт продувки;

$\psi = 0$ – доля ходу поршня втрачена на газообмін;

$P_s = 0,218$ МПа – тиск повітря в ресивері;

$T_s = T_k - \eta_{ox}(T_k - T_{w1})$ К – температура повітря в ресивері;

$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_s} \frac{T_s}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r}$ – коефіцієнт наповнення;

$$G = \pi \frac{D^2}{4} S \frac{P_s}{RT_s} \eta_n i \frac{1}{\chi} \frac{n}{60} \phi_a (1 - \psi) = 0,277 \text{ кг/с.}$$

Розрахунок газовідвідної труби:

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

де $g_e = 0,193$ кг/(кВт·год) – питома витрата палива;

$N_e = 125$ кВт – ефективна потужність двигуна;

$\alpha_{\Sigma} = 2,0 \dots 2,7$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря. Приймаємо: $\alpha = 2,2$;

$L'_0 = 14,3$ кг/кг – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива;

$T_r = 453$ К – температура газів за турбіною;

$p_r = 0,103 \dots 0,107$ МПа – тиск в газопроводі при допустимій швидкості газу

$v_r = 40 \dots 50$ м/с. Приймаємо: $p_r = 0,107$ МПа, $v_r = 50$ м/с.

$$d_z = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{0,231 \cdot 96,5 \cdot (2 \cdot 14,3 + 1) \cdot 453}{0,107 \cdot 50}} = 0,075 \text{ м.}$$

5.5 Висновок по розділу

Розглянуто паливну, масляну, систему охолодження і повітропостачання та газовипуску. Складені принципові схеми зазначених систем, визначені основні параметри елементів систем. Визначено запас палива з урахуванням 20 годинного режиму роботи двигуна, визначено кількість масла і охолоджуючої рідини у відповідних системах.

Виконані розрахунки систем дозволяють оцінити об'єми, які необхідно передбачити в підкапотному просторі автомобіля для розміщення самих систем і їх елементів.

					КРБ.142.4221з.01.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		73

Розділ 6

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

6.1 Охорона праці

Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпечних умов праці та впровадження відповідних соціально-економічних, організаційних, технічних і санітарно-гігієнічних заходів [12]. Основними завданнями охорони праці є мінімізація ризиків травм і захворювань працівників, забезпечення комфортних умов праці при максимальній продуктивності. У реальних виробничих умовах часто присутні небезпечні та шкідливі виробничі фактори.

Небезпечним виробничим фактором є такий, який може призвести до травм або зниження працездатності. Межа між небезпечним і шкідливим фактором може бути розмитою, оскільки той самий фактор може викликати як нещасні випадки, так і зниження продуктивності праці.

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

Під час роботи двигунів внутрішнього згоряння, а також різних систем і механізмів, що обслуговують дизельні установки, виникає низка виробничих факторів, небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані стандартом ДСТУ 12.0.003-83 [13].

Пари палива та мастила

Пари палива та мастила, проникаючи в організм людини, мають подразнювальний ефект і можуть призводити до хронічних захворювань легень і дихальних шляхів. Згідно з ДСТ 12.1.005-88, встановлені допустимі межі концентрації парів дизельного палива в повітрі виробничих приміщень складають 100 мг/м³.

					КРБ.142.4221з.01.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		74

При роботі двигуна виділяється значна кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива і мастила. За СНіП 245-71, допустима межа концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

Висока температура відкритих частин двигуна, таких як випускний колектор, газова турбіна і глушник, може спричинити опіки. Щоб запобігти цьому, всі гарячі частини двигуна мають бути покриті теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека

Причинами пожеж у машинному відділенні можуть бути несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, використання відкритого вогню та недотримання 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 грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення машинного відділення.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт;
- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;

					КРБ.142.4221з.01.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		75

- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

Вентиляція

Порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення може призвести до появи токсичних сполук, таких як CO, SO₂ та CH. Щоб запобігти підвищенню концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення і розроблена відповідно до вимог і норм СНіП [15]. В машинному відділенні застосовуються різні типи вентиляції: штучна, припливна і природна. Витяжна вентиляція здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки і жалюзі, встановлені на кожухах димарів. Припливна вентиляція забезпечується вентилятором.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

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 припустимі норми.
3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

Шум

Шум значно знижує продуктивність праці. Вплив інтенсивного шуму на людину протягом тривалого часу призводить до втоми слухового апарату, що може викликати часткову або навіть повну втрату слуху.

Санітарні норми шуму приведені в табл. 6.1.

Таблиця 6.1. 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

Вібрація виникає через динамічну неврівноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц може викликати морську хворобу, а вібрація з частотою 4...30 Гц може призвести до ушкодження плечового пояса та більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені в табл. 6.2.

Таблиця 6.2. 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

6.1.2 Розрахунок рівня шуму і вібрації в машинному відділенні

Рівень шуму вироблений двигуном 4ЧН 10,2/12 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, $n_n = 2700 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання, $n = 2500 \text{ хв}^{-1}$;

N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 125 \text{ кВт}$.

$$L = 54 + 10 \cdot \lg(2700 + 125^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{2500}{2700}\right) = 87,3.$$

Рівень шуму має припустимі значення. Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних

конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10...12 дБ.

Для зниження повітряного шуму, який випромінюється зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі кожухи та бокси. Вони дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10...15 дБ, а іноді й на 20 дБ і більше.

Для зменшення механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, а також виготовляти конструкції з матеріалів з високим внутрішнім тертям та шумопоглинальними покриттями.

Рівень вібрації для двигуна 4ЧН 10,2/12 визначається по формулі:

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

де m – маса двигуна, $m = 390$ кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{2700 \cdot 125^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 125}{390} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{390}{125}} + 30 \lg \left(\frac{2500}{2700} \right) \right) = 84,9 \text{ дБ}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачені:

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

6.1.3 Заходи щодо зниження рівня шуму і вібрації

Шум і вібрація, які присутні на двигунах внутрішнього згоряння, негативно впливають на здоров'я працівників у машинному відділенні, знижують продуктивність праці та притупляють увагу. Двигуни є одними з найгучніших механізмів і в більшості випадків основними джерелами шуму та вібрації. Найефективніший, але і найбільш складний метод боротьби з шумом двигуна полягає в спеціальній організації робочого місця і

					КРБ.142.4221з.01.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		78

конструктивному вдосконаленні двигуна і його вузлів, а також у покращенні технології виготовлення та обробки деталей (підвищена точність нарізування зубів шестерень, загальне доведення і притирання деталей, вибір малошумних підшипників).

Один з найпоширеніших методів боротьби з шумом і вібрацією – це ізоляція. Ізоляція повітряного шуму здійснюється за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також звукоізоляції машинного приміщення. Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є встановлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей та люків для зменшення тремтіння.

Використання індивідуальних засобів захисту від шуму є дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на організм людини. До таких засобів належать беруші, навушники, гермошоломи і каски в поєднанні з берушами, а також звукоізолюючі кабінки для управління двигуном. Залежно від їхньої конструкції і частоти шуму, ці засоби можуть зменшити сприйнятий людиною шум на 15...20 дБ.

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

До роботи на дизелі допускаються люди, що пройшли спеціальну технічну підготовку і мають посвідчення по техніці безпеки з правил експлуатації ДВЗ.

Перед пуском дизеля необхідно дотримувати наступні правила:

- перевірити колінчастий вал дизеля з відкритими газовими клапанами не менше двох обертів;
- попередити присутніх про запуск дизеля;
- за допомогою приладів визначити загазованість машинного відділення;
- при роботі в нічний час забезпечити нормальне освітлення машинного відділення;

- при роботі дизеля відкривати індикаторні крани без приєднаних до них вимірювальних пристосувань забороняється.

6.2 Охорона навколишнього середовища

Охорона навколишнього середовища включає систему законодавчих актів, спрямованих на забезпечення нормального функціонування біосфери під впливом як природних, так і антропогенних факторів.

Для забезпечення здорової і високопродуктивної праці необхідно зберігати чистоту повітря і створювати нормальні метеорологічні умови у робочих зонах приміщень. Запобігання впливу шкідливих виробничих факторів, таких як гази, пари, пил, надмірна температура і вологість, а також створення здорового повітряного середовища є важливими завданнями національної економіки, які потребують комплексного підходу разом із розв'язанням основних виробничих завдань.

Шкідливі речовини найчастіше проникають в організм людини через дихальні шляхи, а також через шкіру і з їжею. Більшість з цих речовин відноситься до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони мають негативний вплив на організм людини.

6.2.1 Забруднення навколишнього середовища, які виникають при експлуатації дизеля

У процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу вихлопні гази [9].

Розглянемо характер впливу компонентів, що містяться у відхідних газах двигунів на організм людини. За цією ознакою вони поділяються гігієністами на 6 груп.

У першу групу входять безшкідливі речовини, які не мають негативного впливу на здоров'я людини і біосферу взагалі: азот (N_2), кисень (O_2), водень (H_2), водяна пара (H_2O) і вуглекислий газ (CO_2).

					КРБ.142.4221з.01.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		80

До другої групи відноситься оксид вуглецю (СО), відомий як чадний газ. Це безбарвний, без запаху і смаку газ, який легший за повітря (його щільність становить 0,97 в порівнянні з повітрям). Він практично нерозчинний у воді і може утворювати з повітрям вибухові суміші. Коли СО потрапляє в легені людини і потім в кров, він витісняє кисень, оскільки має в 200 разів більшу розчинність у крові, ніж кисень. Це може призводити до кисневого голодування організму, порушення центральної нервової системи і, у важких випадках, смерті. Еритроцити (червоні кров'яні тіลця), які несуть кисень, захоплюють СО і втрачають свою функцію у газообміні організму.

При низьких концентраціях в повітрі СО може спричиняти запаморочення і нудоту. Також важливо враховувати, що через подібну щільність з повітрям, СО погано випаровується самотійно з закритих приміщень.

Вплив оксиду вуглецю залежить від його концентрації в повітрі. Концентрація до 0,0016 % обсягу є безпечною, до 0,01 % може спричиняти хронічне отруєння при тривалому вдиханні, до 0,05 % може призвести до легкого отруєння за одну годину, а концентрація 1,0 % може викликати втрату свідомості та смерть після кількох вдихів, якщо людина не вийде з отруйного середовища та не отримає необхідну допомогу.

Оксиди азоту, зокрема оксид NO і двооксид NO₂, відносяться до третьої групи. Оксид NO є безбарвним газом, погано розчинним у воді, що на повітрі швидко окисляється до NO₂. Двооксид NO₂ має червоно-бурого кольору з характерним запахом, важчий за повітря. Ці оксиди азоту значно токсичніші, ніж оксид вуглецю. Потрапляючи в організм людини і реагуючи з водою, вони утворюють азотну й азотисту кислоти, що руйнують легеневу тканину, спричиняють хронічні захворювання, необоротні зміни в серцево-судинній системі, захворювання слизових оболонок верхніх дихальних шляхів, хронічні бронхіти та нервові розлади. Вони також утворюють токсичні нитроолефіни у взаємодії з вуглеводнями. Після отруєння може наступити

схований період, коли отруєний почуває себе добре, але згодом стан важко загострюється.

У залежності від об'ємної концентрації в повітрі (у %) вплив NO_2 на людський організм наступне: 0,00001 – абсолютний поріг впливу; до 0,0003 – поріг сприйняття запаху; 0,0013 – поріг роздратування слизуватих; до 0,002 – утворення метагемоглобіна; 0,004...0,008 – набряк легень. Крім того, окисли азоту беруть участь у фотохімічних реакціях утворення смогу.

До четвертої групи, самої численної, відносяться різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенов, алкадиєнов, цикланов, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів. Мають неприємний запах, викликають багато хронічних захворювань, роблять загально токсичний і дратівний вплив.

У п'яту групу входять альдегіди. Вони мають різкий запах (особливо – формальдегід). При визначених дозах викликають роздратування дихальних шляхів і слизуватих оболонок носа й око. Дія на організм людини характеризується дратівним і загально токсичним ефектом на центральну нервову систему, поразкою внутрішніх органів. У відхідних газах присутні в основному формальдегід і акролеїн.

У шосту групу виділяють сажу. Сажа являє собою дрібні частки вуглецю - від часток мікрона до десятків мікронів; самі дрібні (не більш 10 мкм) здатні по кілька діб витати в повітрі. Як всякий аерозоль, сажа забруднює повітря, погіршує видимість і може дратувати дихальні шляхи. Вуглець як хімічна речовина не представляє безпосередньої небезпеки для організму людини. Головна небезпека сажі полягає в тім, що вона є переносником канцерогенних речовин, причому бензпирен, адсорбований поверхнею сажі, діє на живі клітки сильніше, ніж у чистому виді. Бензпирен виявлений не тільки в сажі дизелів, але й у сажі бензинових двигунів, що містить у 200 разів більше цієї речовини. Однак самої сажі у відхідних газах дизелів міститься значно більше, ніж у газах бензинових двигунів.

					КРБ.142.4221з.01.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		82

При використанні сірчистих палив у відхідних газах дизелів також знаходяться неорганічні сполуки сірки, які мають виражений запах і можуть викликати подразнення верхніх дихальних шляхів та порушення білкового обміну в організмі. Основними з них є сірчистий ангідрид SO_2 і сірководень H_2S . Сірчистий ангідрид є безбарвним газом з гострим запахом, важчим за повітря (має питому вагу 2,264), добре розчиняється у воді і утворює сірчисту кислоту.

Вплив SO_2 на організм людини залежить від його концентрації в повітрі і викликає такі наслідки: від 0,0007 до 0,001 % може викликати роздратування в горлі; при 0,0017 % спостерігається роздратування очей та кашель; при концентрації 0,01 % відбувається отруєння за одну хвилину, а при 0,04 % – за три хвилини.

Склад відхідних газів двигунів на 99,0...99,9 % складається з продуктів повного згоряння вуглецю, пари води, залишкового кисню й азоту. Але саме частина відхідних газів, що залишилася (не більш 1% від загальної кількості відхідних газів, практично рівного витраті повітря) визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище: рослинний і тваринний світ, людину, архітектурні будівлі.

Основними вредними компонентами вихлопних газів дизельних двигунів є оксиди азоту, сажа і сірчисті сполуки.

Крім цих шкідливих речовин, відхідні гази містять азот як баласт, який знаходиться у вихідних продуктах згоряння і, відповідно, в кінцевих вихлопах, а також вуглекислий газ CO_2 . Щодо азоту можна відзначити, що він сам по собі нешкідливий для людини, але він відіграє роль у утворенні шкідливих оксидів в циліндрі двигуна.

Диоксид вуглецю не створює відчутної шкоди людині в умовах відкритих провітрюваних приміщень. Він до останнього часу не вважався шкідливим компонентом відхідних газів двигунів. У той же час утворення вуглекислого газу з викопних вуглецевих палив веде до збільшення кількості цього газу в атмосфері. Вуглекислий газ входить у число так званих

					КРБ.142.4221з.01.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		83

парникових газів атмосфери. Парникові гази, такі як водяна пара, метан, фреони та інші, є спроможними поглинати довгохвильове теплове випромінювання Землі, яке інші складові атмосфери не затримують. Ці молекули взаємодіють з квантами енергії цього випромінювання, збуджуються і випромінюють його назад. Частка цього випромінювання направляється в космос, а інша половина повертається на Землю. Дія парникових газів сприяє підтримці визначених рівноважних температур в атмосфері та на поверхні планети, що важливо для збереження теплового балансу в системі Сонце – Земля – Космос.

Збільшення концентрації вуглекислого газу призводить до зростання парникового ефекту, що може спричинити зміни клімату. Прогнозується, що при нинішньому темпі зростання концентрації вуглекислого газу у атмосфері (яка зросла з 0,00012 у 1912 році до 0,00038 до початку XXI століття) середня річна температура приземних шарів атмосфери може зрости на 2...4 градуси Цельсія протягом наступних 100...200 років. Це може призвести до інтенсивного танення льодовиків, підвищення рівня світового океану на 6...16 метрів і супутніх катаклізмів кліматичного характеру.

Одним із проявів негативного впливу транспорту на навколишнє середовище є смог. Цей термін широко використовується для позначення видимого забруднення повітря будь-якого характеру (не тільки від транспорту).

Розрізняють три основних типи смогу:

- смог крижаний (аляскинського типу) – сполучення газоподібних забруднювачів, пилових часток і кристалів льоду, що виникають при замерзанні крапель туману і пари;

- просто смог (лондонського типу) – сполучення газоподібних забруднювачів (в основному сірчистого ангідриду), пилових часток і крапель туману;

- смог фотохімічний (лос-анджелеського типу, сухий) – вторинне забруднення повітря, що виникає в результаті розкладання забруднюючих речовин під впливом сонячних променів, особливо ультрафіолетових.

Головний отрутний компонент смогу – озон (O_3). Додатковими складовими смогу служать чадний газ (оксид вуглецю), оксиди азоту, перекис ацетилнітрата, азотна кислота і деякі інші. Основним джерелом смогу цього типу є транспорт.

Всі перераховані речовини (крім сажі) при досягненні певної концентрації в повітрі можуть мати смертельні наслідки. Хоча, звичайно, ступінь їх шкідливості різна і залежить від допустимої концентрації у повітрі. Постійний вплив цих речовин на людей, тварин і рослини може спричиняти генетичні мутації і значні зміни в організмах, що впливають на їхню зовнішню та внутрішню структуру, а також фізіологічні та поведінкові характеристики.

Вплив відходів газів дизельних двигунів на рослинність обумовлений їх потраплянням на поверхню рослин і в їхні клітини, включаючи ґрунтові води. Особливо чутливі до оксидів сірки, оксидів азоту і їхніх сполук з вуглеводнями є рослини.

Вплив відходів газів двигунів на будинки, пам'ятники та інші споруди також залежить від осадження на їхніх поверхнях сполук оксидів азоту і сірки разом з водяними паровими, а також осадження маслянистих часток сажі.

6.2.2 Основні способи зниження токсичності і димності відхідних газів

Удосконалювання робочих процесів і сумішоутворення

Підвищують інтенсивність турбулентності суміші в камері згоряння, збільшують тривалість і потужність електричного розряду, особливо при роботі на бідних сумішах. Це зменшує викид CO на багатих сумішах, але може збільшити викид NO_x при роботі на номінальних навантаженнях і на бідних сумішах [9].

					КРБ.142.4221з.01.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		85

Поліпшують розпилювання палива на всіх режимах роботи, включаючи холостий хід, примусовий холостий хід, часткові і перехідні режими.

Поліпшують рівномірність надходження палива по циліндрах двигуна. Для цього застосовують багатоканальні карбюратори, системи упорскування палива в повітряний ресивер, впускні патрубки і безпосередньо в циліндри двигуна.

Зменшення кутів, що визначають момент запалення, зменшує викид NO_x , але погіршує економічність двигуна, а також сприяє росту викиду вуглеводнів і CO .

Рециркуляція відхідних газів

Малий обсяг відхідних газів (10...12 % згідно з одними даними, до 20 % згідно з іншими) подають у впускний колектор на номінальному режимі роботи двигуна. Це дозволяє значно знизити викиди оксидів азоту (NO_x) приблизно вдвічі шляхом зменшення максимальної температури згоряння (на 40...50%). Зменшення відбувається через зниження швидкості реакції згоряння завдяки розведенню паливної суміші нейтральними газами і зменшенню маси свіжого заряду, що призводить до зменшення підведеної теплоти згоряння палива. Одночасно це може призвести до невеликого зростання викидів CO і CH через погіршення процесу згоряння. Вважається, що рециркуляція відхідних газів є більш ефективною на неномінальних режимах, хоча на цих режимах викиди NO_x зазвичай залишаються невеликими. Рециркуляція відхідних газів є особливо ефективною для двигунів з камерою в поршні, порівняно з двигунами з розділеними камерами.

Паливо і присадки

Підвищення цетанового числа палива поліпшує процес згоряння, знижує період затримки запалення, зменшує динамічність циклу, жорсткість роботи двигуна. Викид NO_x при цьому знижується, але можуть зрости димність і викид вуглеводнів. Збільшення легких фракцій у паливі підвищує його випаровуваність, а виходить, поліпшує рівномірність розподілу палива по об'ємі камери згоряння. Це знижує усі види викидів. Додатки до дизельного палива органічно – металевих присадок на основі барію, марганцю і

					КРБ.142.4221з.01.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		86

тетраетілсвинця, дозволяють на великих навантаженнях у кілька разів понизити димність вихлопу і зміст у ньому альдегідів і бензоперенів. Димність дизеля з нерозділеною камерою згоряння зменшується на 40...90 %. На викид оксидів азоту присадки не впливають. Велика частина барію з'єднується із сіркою, що міститься в паливі, і попадає атмосферу у виді порівняно нешкідливого сульфиду барію. Запропоновано дві гіпотези дії присадок: відповідно до першого відбувається гальмування утворення часток сажі в процесі згоряння, відповідно до другого зниження димності пояснюється каталітичною дією присадок при окислюванні часток сажі в процесі дифузійного згоряння, розширення і випуску.

Застосування бензинів з малим змістом тетраетілсвинця дозволяє впливати на викид сполук свинцю, а також підвищити в кілька разів термін служби каталітичних нейтралізаторів.

Переведення двигуна на газоподібне паливо дозволяє знизити викид NO_x приблизно в два рази, а також трохи знижує викид CO . Це зв'язано з тим, що при роботі на газі можливо ефективне використання більш бідних сумішей, що згоряють при знижених температурах, крім того, знижується нерівномірність складу суміші по циліндрах двигуна.

Нейтралізація відхідних газів

Для зниження рівня викидів токсичних речовин у відхідних газах можна використовувати спеціальні пристрої - нейтралізатори. Вони встановлюються на виході газів з циліндрів двигунів і призначені для перетворення токсичних речовин у нетоксичні або для затримки (поглинання) цих речовин. Нейтралізатори поділяються на термічні, каталітичні і механічні. У термічних і каталітичних нейтралізаторах відбуваються хімічні реакції, що зменшують концентрацію токсичних газових компонентів. Механічні нейтралізатори використовуються для відділення часток сажі і крапель рідини (таких як масло, паливо, вода, кислоти). Останній тип нейтралізаторів застосовується менш часто і зазвичай для стаціонарних установок.

					КРБ.142.4221з.01.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		87

Висновок по роботі

Згідно із завданням на кваліфікаційну роботу розроблені необхідні конструкторські, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну IVECO N40 ENT потужністю 125 кВт, який представляє собою чотиритактний рядний двигун з рідинним охолодженням, безпосереднім упорскуванням палива і турбонаддувом.

У першому розділі роботи детально описана конструкція двигуна, загальна будова, його сфера застосування, технічні характеристики, економічна ефективність та екологічність, а також перспективи його використання.

Другий розділ роботи обґрунтовує вибрані вхідні дані для розрахунку робочого циклу двигуна, включає розрахунок основних параметрів робочого процесу та побудову теоретичної індикаторної діаграми. Також проведено розрахунок динаміки двигуна і побудовано відповідні діаграми динаміки, що дозволяють оцінити його робочі характеристики.

Крім того, у роботі розглянуті конструктивні розрахунки відцентрового компресора системи наддуву двигуна, що є важливою складовою для забезпечення ефективності його роботи. Подано розрахунок і розробку принципових схем систем, що обслуговують двигун, що включає в себе системи охолодження, паливостачання та випуску вихлопних газів.

Окремо розглянуті питання охорони праці та охорони навколишнього середовища, що важливо для забезпечення безпеки експлуатації двигуна та зменшення його впливу на навколишнє середовище.

Список використаної літератури

1. Technological excellence Iveco motors N40 ENT C, 2006. – 3 с.
2. Дизелі Iveco Tector, їх модифікації Посібник. 243-0000100РЭ, 2009. – 79 с.
3. Euro Cargo 6T – 10T- ремонтна документація, 2004. – 66 с.
4. Наливайко В. С. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. для студентів ВНЗ / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
5. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. діяча науки України, проф. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 491 с.
6. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
7. Мошенцев Ю. Л. Розрахунок ступеня відцентрового наддувочного компресора. Методичні вказівки. УДМТУ: Миколаїв, 2006. – 49 с.
8. Мошенцев Ю. Л. Розрахунок ступеня відцентрового наддувочного компресора : навчальний посібник / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко. – Миколаїв : НУК, 2021. – 160 с.
9. Уваров В. А. Методичні вказівки до самостійної роботи з дисципліни "Проектування систем суднових енергетичних установок" / В. А. Уваров, В. О. Мисько, Р. Ю. Авдюнін, В. С. Хоменко. – Миколаїв: Торубара В. В., 2018. – 98 с.
10. Наливайко В. С. Конструктивні вузли та системи суднових двигунів внутрішнього згоряння / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський. – Миколаїв: НУК, 2013. – 100 с.
11. Тимченко І. І. Системи ДВЗ / І. І. Тимченко, П. В. Жадан, С. С. Жилін. Х.: ХНАДУ, 2007. – 204 с.

12. Жидецький В. Ц. Основи охорони праці : Підручник / В. Ц. Жидецький. – Львів: Афіша, 2002. – 320 с.

13. Державний реєстр нормативних актів про охорону праці (Реєстр ДНАОП). Друга редакція [Текст] / К.: Держнагляд охорони праці України. Основа, 1998. – 240 с.

14. Закон України «Про охорону праці» // Відомості Верховної Ради України, 1992, № 49, ст. 668.

15. 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.

					КРБ.142.42213.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		90