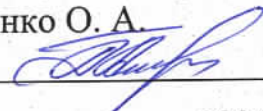


Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

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


« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 16ЧН 32/46 (МАК 16 М 32 С)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Ю. Л. Мошенцев

Здобувач освіти



Р. С. Мальований

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

Мальованому Роману Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи *Розрахунок суднового двигуна типу 16ЧН 32/46 (МАК 16 М 32 С)*

2. Керівник роботи *к.т.н., професор Мошенцев Ю. Л.*

(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 – 8000 кВт; частота обертання колінчатого валу – 750 хв⁻¹; ступінь стиску – 15; коефіцієнт надлишку повітря – 2,6; ступінь підвищення тиску в компресорі – 4,1

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна; моделювання робочого циклу; розрахунок та побудова індикаторної діаграми; кінематичний розрахунок КШМ; розрахунок і побудова діаграм динаміки; розрахунок відцентрового компресора системи наддуву; розрахунок і розробка принципів схем систем двигуна; організація охорони праці.

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

Поперечний переріз двигуна типу 16ЧН 32/46;

Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ;

Турбокомпрессор;

Принципові схеми систем двигуна.

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

_____ /*Роман МАЛЬОВАНИЙ*/

(підпис) (прізвище та ініціали)

_____ /*Юрій МОШЕНЦЕВ*/

(підпис) (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

Вступ.....	5
1 Опис конструкції двигуна типу 16ЧН 32/46.....	6
1.1 Технічна характеристика двигуна	6
1.2 Конструктивні особливості, компоновка двигуна та його окремих вузлів	9
1.3 Конструктивні схеми вузлів деталей руху двигуна.....	11
1.4 Висновок по розділу.....	15
2 Моделювання робочого циклу двигуна типу 16ЧН 32/46.....	16
2.1 Вступ	16
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна.....	16
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна	19
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми	27
2.5 Висновок по розділу.....	29
3 Перевірочний розрахунок кінематики та динаміки двигуна типу 16ЧН 32/46.....	30
3.1 Кінематичний розрахунок КІШМ.....	30
3.2 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна.....	33
3.3 Розрахунок діаграми сумарних дотичних сил.....	39
3.4 Визначення діаметру маховика та його маси.....	41
3.5 Висновок по розділу.....	43
4 Розрахунок турбокомпресора для наддуву двигуна типу 16ЧН 32/46....	44
4.1 Вступ.....	44
4.2 Визначення основних параметрів двигуна та компресора. Вибір типорозміру турбокомпресора.....	45
4.3 Попереднє визначення колової швидкості	46
4.4 Розрахунок та конструювання вхідної ділянки.....	47
4.5 Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора.....	48
4.6 Розрахунок та конструювання ділянки безлопаткового дифузору	54

4.7	Розрахунок та конструювання лопаткового дифузору	57
4.8	Розрахунок та конструювання повітрязбірної завитки.....	62
4.9	Розрахунок адіабатного ККД компресора, його потужності та обертів ротору.....	64
4.10	Опис спроектованого компресора.....	65
4.10	Висновок по розділу.....	70
5	Розрахунок і розробка принципових схем систем двигуна типу 16ЧН 32/46.....	71
5.1	Паливна система.....	71
5.2	Масляна система.....	78
5.3	Система охолодження.....	85
5.4	Система повітропостачання і газовідводу.....	89
5.5	Висновок по розділу.....	95
6	Організація охорони праці.....	96
6.1	Вступ.....	96
6.2	Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів при експлуатації двигуна МАК 16 М 32 С в машинному відділенні...	97
	Висновок по роботі	103
	Література	104
	Додатки.....	106

ВСТУП

Науково-технічна революція, яка сталася наприкінці XIX століття, разом з багатьма геніальними відкриттями призвела до винаходу такого корисного пристрою, як двигун внутрішнього згоряння. Завдяки цьому людство змогло кардинально змінити світ і зробити значний крок у розвитку цивілізації.

В теперішній час в якості джерела механічної енергії в різних галузях народного господарства і в техніці використовуються двигуни самих різних типів і схем. Але найбільше і, можна сказати, панівне поширення набули поршневі двигуни.

Перевагу поршневих двигунів визначають їх висока економічність та питома потужність. За цими показниками вони є кращими серед усіх відомих двигунів. Висока економічність обумовлена високими ступенями стиснення і високими температурами робочого тіла цих машин. Але це зовсім не означає, що вичерпані абсолютно всі резерви для поліпшення їх характеристик.

Сучасні двигуни внутрішнього згоряння постійно вдосконалюються, в результаті чого рівень їх ККД підвищується, а потужність збільшується. Незважаючи на те, що з екологічної точки зору вони завдають шкоди навколишньому середовищу, вони й досі займають перше місце за рівнем застосування серед всіх інших видів енергетичних установок. Електричні двигуни поки не можуть із ними конкурувати, оскільки їх потужність на порядок нижча.

У даній кваліфікаційній роботі розглянуто судновий двигун внутрішнього згоряння марки 16 М 32 С компанії МАК, який переважно застосовується в якості головного двигуна на судні. Двигун належить до числа сучасних з прогресивними показниками економічності і таких, що забезпечують діючі норми з викиду шкідливих речовин до атмосфери. Саме ці чинники стали основними при обранні двигуна для виконання кваліфікаційної роботи.

					КРБ.142.2227ст.05.ПЗ.	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

Опис конструкції двигуна типу 16ЧН 32/46

1.1 Технічна характеристика двигуна

Двигун фірми МАК 16 М 32 С чотиритактний, V-подібний, реверсивний, середньо-обертовий, з верхнім розміщенням клапанів, з турбонаддувом, проміжним охолодженням і з прямим впорскуванням палива.

Поперечний переріз головного двигуна наведено на рис. 1.1. Зовнішній вигляд двигуна наведено на рис. 1.2.

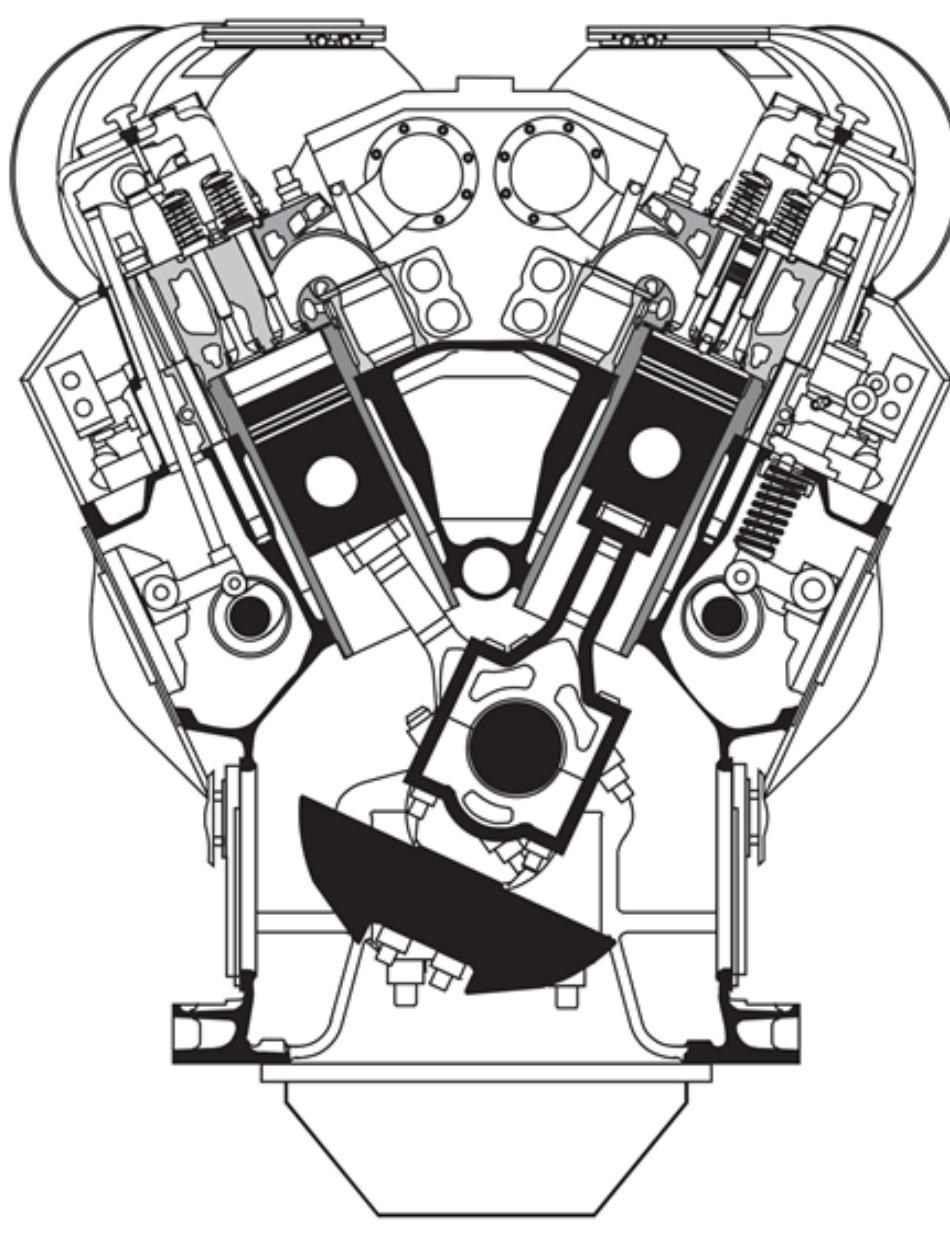


Рис. 1.1. Поперечний переріз двигуна МАК 16 М 32 С

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227ст.05.01.ПЗ.

Лист

6

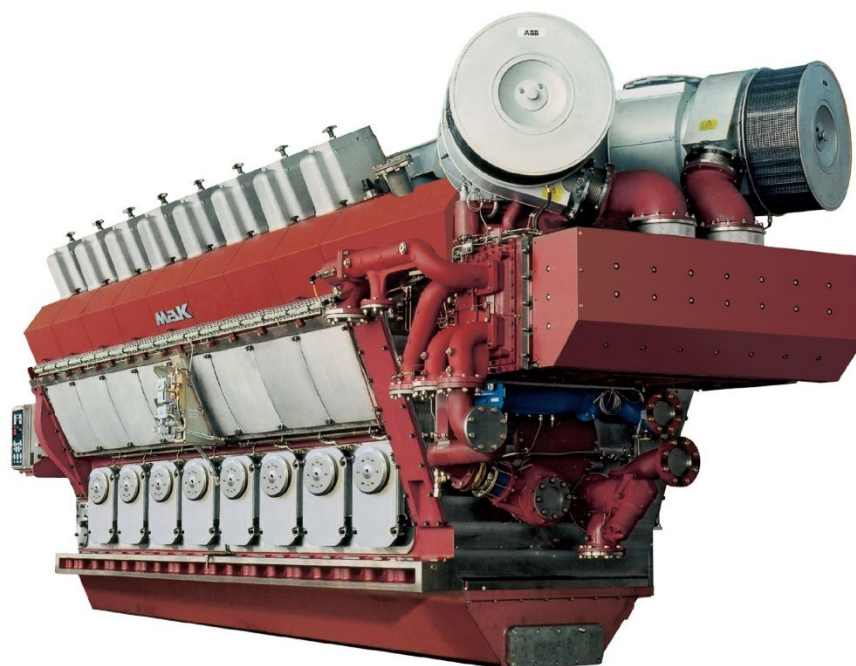


Рис. 1.2. Зовнішній вигляд двигуна МАК 16 М 32 С

Основними якостями МАК 16 М 32 С є висока ефективність згоряння з низьким рівнем шкідливих викидів, низькі експлуатаційні витрати, двигун має високі показники надійності і моторесурсу. Компактний дизайн інтегрований з усіма допоміжними механізмами. На судах застосовуються в якості головних з приводом гребного гвинта через реверс-редуктори і для приводу генераторів суднових електростанцій. Основні характеристики двигуна приведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 Основні характеристики двигуна

Параметри	МАК 16 М 32 С
Тип	Чотиритактний дизельний двигун з газотурбінним наддувом
Модель	Права
Наддув	Одноступінчастий, ізобарний, газотурбінний, з охолодженням повітря після нагнітача
Число турбокомпресорів (ТК)	2
Марка (ТК)	ABB-TPL65
Система продувки	Клапанна
Напрямок обертання колінчастого валу при роботі на передній хід (якщо дивитися зі сторони вихідного фланця)	За часовою стрілкою

Продовження табл. 1.1

Розташування циліндрів	V-подібне	
Порядок роботи циліндрів при ході вперед	1-9-3-11-7-15-4-12-8-16-6-14-2-10-5-13	
Кількість циліндрів	16	
Діаметр циліндра, мм	320	
Хід поршня, мм	460	
Номинальна частота обертання, хв ⁻¹	750	
Довготривала експлуатаційна потужність при опорі в газовипускному трубопроводі, виміряному безпосередньо за турбіною, 300 мм вод. ст., розрідженні на всмоктуванні 50 мм вод. ст., температура повітря на всмоктуванні +20 °С, барометричному тиску 760 мм рт. ст. та вологості повітря не вище 70%	8000 при 750 хв ⁻¹	
Довготривала потужність на задній хід	85 % при довготривалій експлуатаційній потужності	
Температура випускних газів за циліндрами	750	
Паливо	ISO 8217 з в'язкістю не більше 730 сСт при 50 °С клас Ф, РМН 55	
Масла: для системи циркуляційної змазки головного руху, охолодження поршнів, системи автономної змазки розподільного валу: для змазки циліндрів для змазки підшипників Т.К. для системи централізованої змазки ричагів та шпинделів випускних клапанів для регулятора швидкості.	Фірма	Марка SAE 40
	Castrol Chevron Exxon Mobil Shell Total	Marine MLC 40 DELO 194 SAE 40 Mobiigard 400 Gadinia SAE 40 CAPRANO TD 15W40
Питома витрата масла, г/(кВт·год)	0,6	
Температура масла °С: Вхідного в дизель Вихідного з дизеля	10...15 60...65	
Температура прісної води при довготривалій експлуатаційній потужності, °С: Вихідний з дизеля Перепад температури прісної води між входом и виходом з дизеля	80...90 6...10	

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227ст.05.01.ПЗ.

Лист

8

Тиск повітря під час пуску дизеля, МПа	≤ 3
Мінімальний тиск пускового повітря, при котрому забезпечується пуск холодного дизеля при температурі в машинному відділенні +8 °С, МПа	1,5
Мінімальний тиск пускового повітря, при котрому можливий пуск прогрітого дизеля, МПа	100
Середня витрата повітря на один пуск дизеля с реверсом, м ³ : на стенді: при управлінні з ДУ при управлінні СДАУ	9,5 12,5
Число послідовних пусків і реверсів дизеля от холостого стану дизеля при температурі машинного відділення +8 °С і початковому тиску повітря 2,5 МПа	≥ 12
Вага дизеля (суха), включаючи всі навішані агрегати, площадки, трапи, трубопроводи та арматуру у мажах габаритів дизеля, т	82

1.2 Конструктивні особливості, компоновка двигуна та його окремих вузлів

Компоновочна схема 16-ти циліндрового, V-подібного двигуна МАК 16 М 32 С представлена на рис. 1.3.

До конструктивних особливостей двигуна відноситься використання шатуна з роз'ємом стрижня з верхньої голівкою що дозволяє зменшити монтажну висоту і спростити операції по демонтажу поршня і шатуного підшипника. Для виробництва останньої операції немає необхідності в демонтажі кришки циліндра. Корінний рамовий підшипник з метою його посилення і спрощення монтажу виготовляється з двох частин. Турбонадув організований за імпульсною схемою, турбокомпресори мають неохолоджувані корпуси, в них застосовані підшипники ковзання з мастилом від загальної циркуляційної системи мастила.

					КРБ.142.2227ст.05.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		9

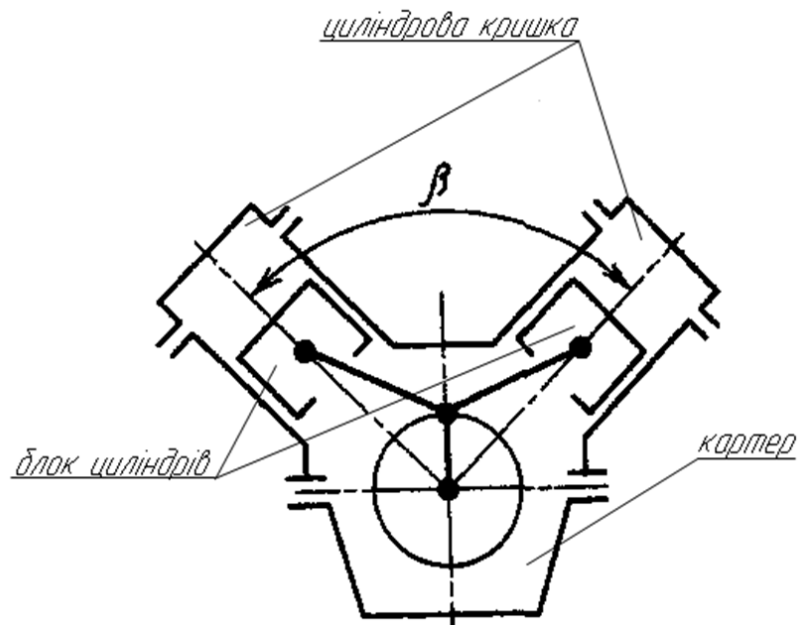


Рис. 1.3. Компоновочна схема двигуна типу 16ЧН 32/46

Остов двигуна – це основа конструкції дизеля рис. 1.4 є монолітним, чавунний, сухий блок картер.

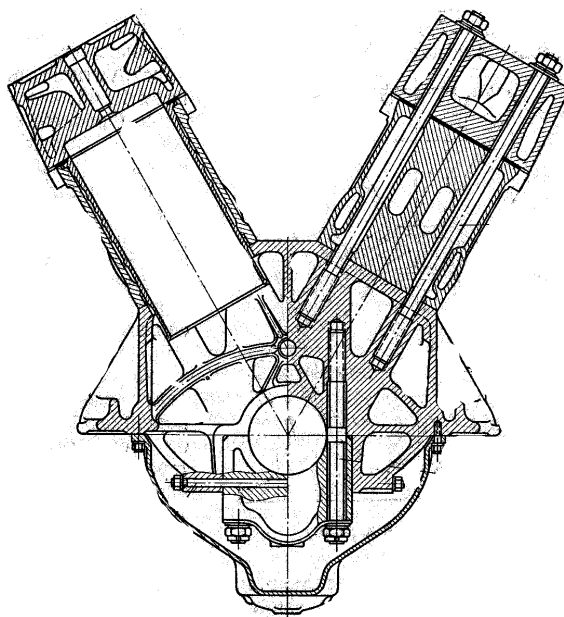


Рис. 1.4. Конструкція остова двигуна

На верхню площину блоку встановлюється висока сорочка, зверху на неї спирається кришка циліндра і між ними утворена порожнина охолодження. З неї охолоджуюча вода переходить в кришку циліндрів. У остові двигуна вбудовані трубки розподілу мастила й основного водяного контуру, а також ресивер наддуву. Кришки корінних підшипників, які

					КРБ.142.2227ст.05.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		10

підтримують підвішений колінчастий вал, фіксуються болтами із затягуванням гідравлічним інструментом, двома внизу, і двома – горизонтально. Для забезпечення правильного складання вкладиші підшипників вирівнюються в поздовжньому напрямку бобишками.

Робочі втулки – вставні. Втулки циліндра виготовляються з високоміцного фосфористого чавуну і охолоджуються водою.

Знизу втулки просвердлені два отвори приблизно до половини її висоти, з них підводиться масло для змащування циліндра.

Всі кришки, в тому числі і кришка картера, встановлені на блоці двигуна з гумовими ущільненнями на чотирьох гвинтах кожна. На одній стороні двигуна кришки картера мають запобіжні клапана, які скидають надлишковий тиск при вибуху картера. Надалі на картер встановлювалася вентиляційна трубка. Ця трубка має бути виведена з відсіку двигуна.

1.3 Конструктивні схеми вузлів деталей руху двигуна

Колінчастий вал рис. 1.5 цільнокований і забезпечений противагами, закріпленими за допомогою гідравлічно затягнутих гвинтів. З передньої сторони колінчастий вал забезпечений кільцем V-подібного перетину для ущільнення порожнини картера, комбінованим підшипником маховика і опорно-упорним корінним підшипником, а також рознімною шестернею приводу розподільного вала. На вільному кінці є шестерня для приводу насосів, а також, звичайно, гаситель вібрації.

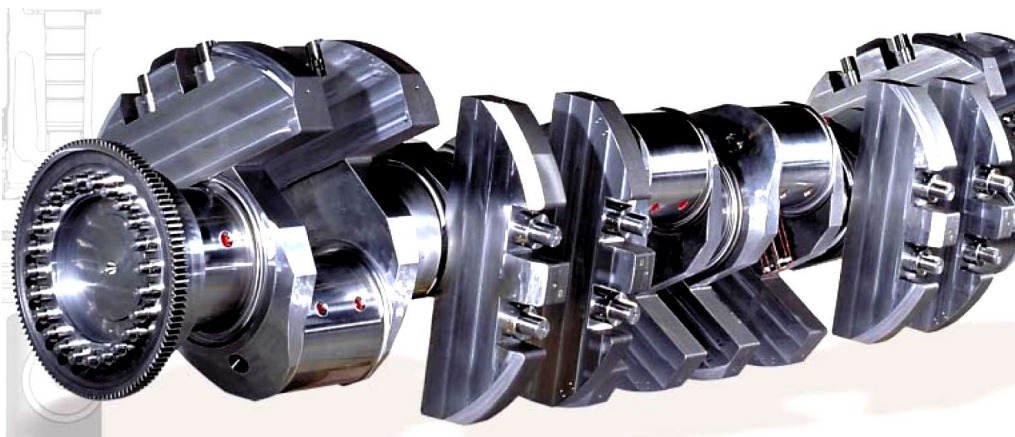


Рис. 1.5. Колінчастий вал

Колінчатий вал врівноважується за допомогою грузів на його щоках. Колінчатий вал можна обертати за допомогою електричного валопроворотного пристрою з приводом на маховик.

Шатун сталевий, круглого перетину, нижня головка з косим роз'ємом. До конструктивних особливостей двигуна МАК відносяться використання шатуна з роз'ємом стрижня з верхньою головкою. Шатун містить три частини рис. 1.6.

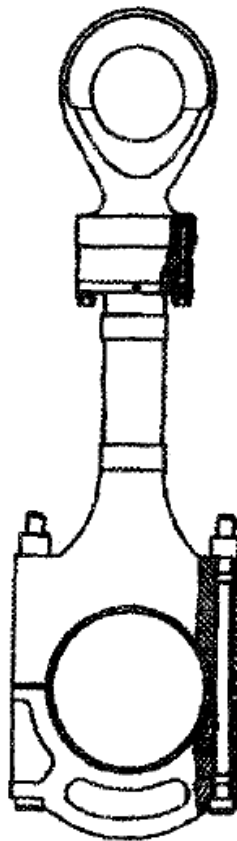


Рис. 1.6. Шатун

Наявність роз'єму в верхній частині шатуна забезпечує можливість виймати поршень, не порушуючи геометрію підшипника шатунної шийки колінчатого валу. При положенні в НМТ роз'єм розташовується якраз проти люка в картері дизеля. Сили згоряння розподіляються за максимальною опорної поверхні. Відносні переміщення між дотичними поверхнями зведені до мінімуму. Шатун виготовлений з легованої сталі куванням з механічною обробкою і горизонтально розділений на три частини, щоб забезпечити

можливість демонтажу деталей поршня і шатуна. Всі гвинти шатунів затягуються гідравлічно.

Поршні складаються з двох деталей – сталева головка і алюмінієва спідниця з графітовим покриттям рис. 1.7.



Рис. 1.7. Поршень

Головка поршня виконана з високоміцної сталі і впевнено витримує високі робочі тиски і температури, характерні для двигунів, що працюють на важкому паливі. У голівці розташовуються два компресійних і одне маслоз'ємне кільце. Канавка першого кільця для підвищення зносостійкості зміцнена. На робочу поверхню кільця нанесена протизносна наплавка.

Охолодження головки поршня здійснюється олією, що надходять із загальної циркуляційної системи мастила до встановленим в картері соплам, з яких струмінь масла направляється до свердління в спідниці поршня, що ведуть у внутрішні камери головки поршня. У середині головки є внутрішня і зовнішня охолоджувальні порожнини. Після потрапляння у зовнішню змішувальну камеру масло перетікає у внутрішню змішувальну камеру і через дренажний отвір в центрі над малою головкою шатуна повертається в піддон.

Легкі штамповані спідниці поршнів виконано з задиристійкого алюмінію, що в парі з загартованими чавунними втулками циліндрів дозволяє їм надійно витримувати підвищені бічні осьові навантаження, що неминуче виникають в циліндрах сучасних двигунів з високими робочими тиску циклу.

Головки блоку циліндрів рис. 1.8 виготовлені з чавуну з кулястим графітом.

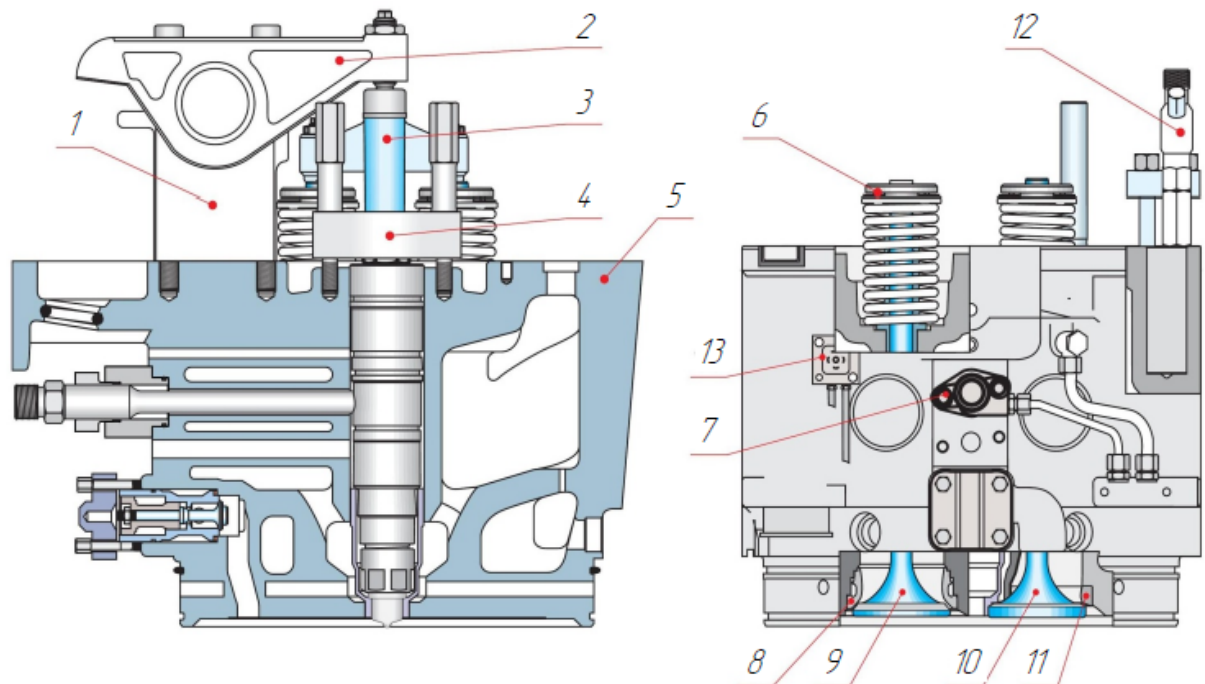


Рис. 1.8. Головка блоку циліндрів:

1 - опорна стійка; 2 - коромисло; 3 - траверса для клапанів; 4 - траверса для форсунки; 5 - корпус головки; 6 - обертаючий пристрій; 7 - гвинти; 8 - сидло випускного клапана; 9 - випускний клапан; 10 - впускний клапан; 11 - сидло впускного клапана; 12 - індикаторний клапан; 13 - датчик температури

Кожна головка має два впускних клапана, два випускних клапана, розміщених по центру форсунці і індикаторний клапан. Головки блоку циліндрів індивідуально кріпляться до гільзи циліндра за допомогою чотирьох шпильок і гайок, які затягуються гідравлічним способом. Металевий сальник – це ущільнення між гільзою циліндра і головкою блоку циліндра. Канали для повітря згорання, відпрацьованих газів з'єднані із

загальним мультипроводом, який з'єднаний з головкою блоку циліндрів шістьма шпильками.

Конструкція головки блоку циліндрів у формі конічної коробки з чотирма шпильками є традиційною і добре зарекомендувала себе конструкцією. Переваги чотирьох шпильок - це не тільки легкість обслуговування, а й можливість створення конструкції з великими і правильно сформованими каналами для повітря згоряння і відпрацьованих газів.

Найбільш уразливі області головки блоку циліндрів охолоджуються безпосередньо просвердлених охолоджувальних каналів, оптимізованих для рівномірного розподілу води навколо клапанів і розташованого посередині паливного інжектора.

1.4 Висновок по розділу

В першому розділі кваліфікаційної роботи розглянуто технічні характеристики двигуна, його конструктивні особливості остова та вузлів і деталей руху.

					КРБ.142.2227ст.05.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		15

РОЗДІЛ 2

Моделювання робочого циклу двигуна типу 16ЧН 32/46

2.1 Вступ

Основною метою розрахунку робочого циклу є визначення основних параметрів і показників робочого процесу, які характеризують ефективність і економічність роботи двигуна.

Як правило, розрахунки робочого циклу виконуються для номінального режиму. Для перемінних режимів схема розрахунку залишається тією ж, однак вибір вихідних даних повинен бути зроблений відповідно до особливостей розрахункового режиму.

Розрахунковий цикл ДВЗ складається з п'яти послідовно протікаючих процесів: наповнення, стиску, згоряння палива, розширення та випуску. Розрахунковий цикл модернізованого двигуна 16ЧН 32/46 проведемо на комп'ютері за методикою, яка основана на методі теплового розрахунку Гринивецького В. І. Метод теплового розрахунку базується на загальновідомих положеннях термодинаміки та термохімії. Достатньо точно охоплює зміст теплових явищ, які відбуваються у робочому циліндрі, та являє собою інженерно – аналітичне дослідження.

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 300$ К (стандартні умови застосування).

Тиск навколишнього повітря p_0 . Варто приймати $p_0 = 0,101$ МПа (стандартні умови застосування).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 15$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні

					КРБ.142.2227ст.05.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		16

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 $П_k$. З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,64$.

Показник адіабати повітря $k_s = 1,46$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{t,m} = 0,97$.

Адiabатний ККД турбіни $\eta_{m,ad} = 0,78$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. 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 призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного.

Приймаємо $\xi_z = 0,94$; $\xi_b = 0,96$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda = 1,45$.

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 $\Delta T_a = 5$ К.

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

Механічний ККД двигуна η_m . Приймаємо $\eta_m = 0,88$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ox} = 0,005$ МПа.

Температура залишкових газів T_r . Приймаємо $T_r = 800$ К.

					КРБ.142.2227ст.05.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		17

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу: $C = 0,866$ кг – кількість вуглецю; $H = 0,130$ кг – кількість водню;

$S = 0$ кг – кількість сірки; $O = 0,004$ кг – кількість кисню.

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

Нижча теплота згоряння палива. Приймаємо $Q_n = 42716,6$ (кДж/кг).

Частка ходу поршня втраченого на продувку φ_n . Приймаємо $\varphi_n = 0$.

Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою персонального комп'ютера в програмі MathCAD і приводиться далі в якості роздруківки.

					КРБ.142.2227ст.05.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		18

2.3 Розрахунок робочого циклу

- | | |
|--|--|
| 1.1 Ефективна потужність, кВт | $N'_e = 8000$ |
| 1.2 Частота обертання, хв ⁻¹ | $n = 750$ |
| 1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа | $P_0 = 0.101$ |
| 1.4 Температура навколишнього середовища, К | $T_0 = 300$ |
| 1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі | $Пк = 4.1$ |
| 1.6 Коефіцієнт продувки | $\phi_a = 1.05$ |
| 1.7 Коефіцієнт залишкових газів | $\gamma_r = 0.02$ |
| 1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z | $\xi_z = 0.94$ |
| 1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b | $\xi_b = 0.96$ |
| 1.10 Ступінь стиску | $\epsilon_{sw} = 15$ |
| 1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні | $\lambda = 1.45$ |
| 1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К | $\Delta T_a = 5$ |
| 1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку | $\phi_n = 0$ |
| 1.14 Коефіцієнт скрутлення індикаторної діаграми | $\zeta = 0.98$ |
| 1.15 Механічний ККД двигуна | $\eta_m = 0.88$ |
| 1.16 Адіабатний ККД компресора | $\eta_{k.ad} = 0.78$ |
| 1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа | $\Delta P_{ox.} = 0.005$ |
| 1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря | $\eta_o = 0.97$ |
| 1.19 Температура залишкових газів, К | $T_r = 800$ |
| 1.20 Масовий склад палива (кг/кг): | $C = 0.866$
$H = 0.130$
$S = 0$
$O = 0.004$ |
| 1.21 Нижча теплота згоряння палива, (кДж/кг) | $Q_H = 42716.61$ |
| 1.22 Кількість циліндрів | $i = 16$ |
| 1.23 Діаметр циліндру, м | $D_c = 0.32$ |
| 1.24 Хід поршня, м | $S_c = 0.46$ |
| 1.25 Коефіцієнт тактності | $z = 0.5$ |

- 1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.64$
- 1.27 Показник адіабати для повітря $k_g = 1.46$
- 1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.97$
- 1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.78$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot \Pi k \quad P_k = 0.414$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 491.199$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 305.736$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 320.329$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.409$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.397$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_n = 0.972$$

3. Розрахунок процесу стиску

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

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

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

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

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

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



$$b_c = 0.002508 \quad a_{vc} = 19.269$$

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_I - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_I - 1})} \quad n_I = 1.366$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_I} \quad P_c = 16.022$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_I - 1} \quad T_c = 862.227$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L_{\text{м}} = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.314$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0248$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0243$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.979$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.024$$

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

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

$$\text{де} \quad \Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad \Delta M = 0.0326$$

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

$$m_{\text{м}} = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1.066$$

$$a_{vz} = 19.72678$$

$$b_z = 0.00292$$

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

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

$$a_{vb} = 19.73629$$

$$b_b = 0.002933$$

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



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

звідки: $T_z = 1740.045$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 23.232$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.425$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 10.527$$

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

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



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

$$n_2 = 1.296$$

$$T_b = 865.982$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 1.098$$

					КРБ.142.2227ст.05.02.ПЗ.	Лист
						23
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 2.745$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 2.69$$

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

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad b_i = 0.16$$

6.4 Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0.526$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 2.367$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0.463$$

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

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} \quad b_e = 0.1821$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 8001.967$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = 0.025 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

					КРБ.142.2227ст.05.02.ПЗ.	Лист
						24
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

8. Визначення дійсного P_k компресора на даном режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

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

$$R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_n \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 16.081$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 16.486$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.393$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 684.774$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.34$$

8.6 Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, $\frac{Дж}{кг \cdot K}$

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.731$$

8.7 Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.382$$

8.8 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

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

$P_{k\delta} = 4.133$

8.9 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{k\delta} - P_k}{P_{k\delta}}$$

$\Delta P_k = 0.801 \cdot \%$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$P = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

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

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

Дані для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,366
Показник політропи розширення n_2	1,296
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	16,022
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	23,23
Ступінь попереднього розширення ρ	1,425
Ступінь стиснення ε	15

Таблиця 1

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1,00	23,23	
1,00	16,02	23,23
1,43	9,88	23,23
2,10	5,80	14,02
2,78	3,96	9,76
3,46	2,94	7,35
4,14	2,30	5,83
4,82	1,87	4,79
5,50	1,56	4,04
6,18	1,33	3,47
6,86	1,16	3,03
7,53	1,02	2,68
8,21	0,90	2,40
8,89	0,81	2,17
9,57	0,73	1,97
10,25	0,67	1,80
10,93	0,61	1,66
11,61	0,56	1,53
12,29	0,52	1,42
12,96	0,48	1,33
13,64	0,45	1,24
14,32	0,42	1,17
15,00	0,40	1,10
15,00	0,40	0,40

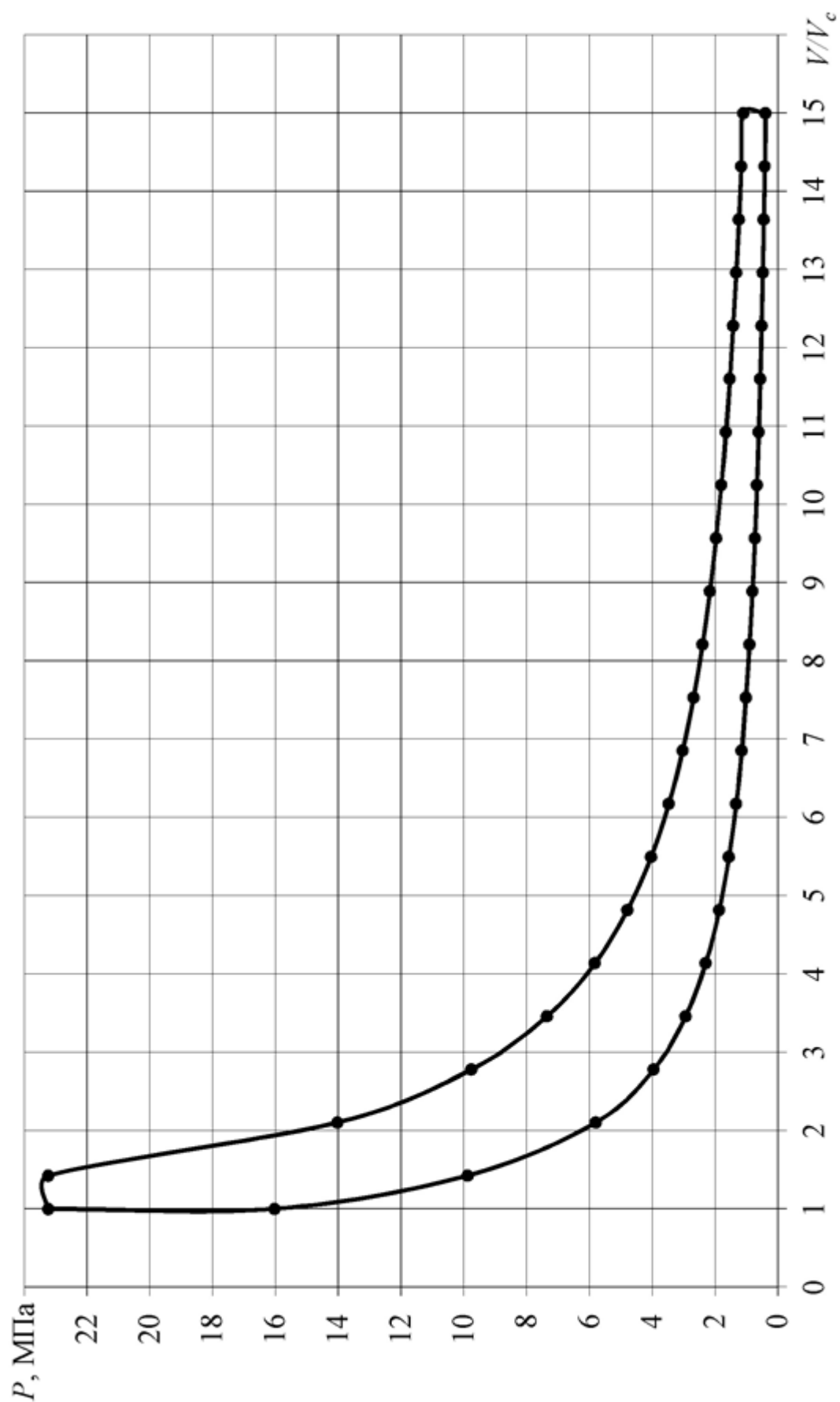


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна типу 16ЧН 32/46

2.5 Висновок по розділу

В табл. 2.1 приведені основні параметри розглянутого двигуна типу 16ЧН 32/46, які отримані під час моделювання робочого циклу.

Таблиця 2.1. Основні параметри двигуна

№	Параметри двигуна	Проектований двигун
1.	Ефективна потужність, кВт	8000
2.	Частота обертання, хв ⁻¹	750
3.	Ступінь стиску	15
4.	Тиск наддуву, кПа	410
5.	Коефіцієнт надлишку повітря	2,64
6.	Середній ефективний тиск, кПа	2367
7.	Ефективна витрата пального, кг/(кВт·год)	0,1821
8.	Механічний ККД	0,880
9.	Індикаторний ККД	0,526
10.	Ефективний ККП	0,463

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

Показник економічності двигуна (питома ефективна витрата пального) дорівнює 0,1821 кг/(кВт·год). Моделювання робочого циклу підтвердило, що за цим параметром двигун типу 16ЧН 32/46 належить до машин з прогресивним показником економічності і має можливість конкурувати з іншими двигунами приблизно такої ж потужності і розмірності.

РОЗДІЛ 3

Перевірочний розрахунок кінематики та динаміки двигуна типу 16ЧН 32/46

3.1 Кінематичний розрахунок КШМ

Кінематичний розрахунок кривошипно-шатунного механізму двигуна дозволяє визначити зміну шляху, швидкості, прискорення поршня в залежності від кута повороту кривошипа колінчастого валу.

Переміщення поршня визначається з виразу

$$S_{n\varphi} = R \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right],$$

де R – радіус кривошипа ($R = S_n / 2 = 0,46 / 2 = 0,23$), м;

λ – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна, ($\lambda = R / l_{ш} = 0,22$), м.

Швидкість поршня – це похідна від шляху за часом. Отже, швидкість поршня дорівнює

$$C_{\varphi} = R \cdot \omega \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right),$$

де ω – кругова швидкість кривошипа ($\omega = \pi \cdot n / 30 = 78,5$), рад/с.

Прискорення поршня є першою похідною швидкості поршня по часу

$$j_{\varphi} = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi).$$

На основі наведених формул визначимо зміну шляху, швидкості, прискорення поршня для різних значень кута повороту колінчастого валу двигуна. Результати розрахунку зведені в табл. 3.1.

Графічне представлення переміщення, швидкості і прискорення поршня представлені на рис. 3.1 – 3.3.

Таблиця 3.1. Результати кінематичного розрахунку

φ , град	$S_{n\varphi}$, м	C_{φ} , м/с	j_{φ} , м/с ²
0	0,0000	0,0000	1578,77
15	0,0087	5,1355	1496,53
30	0,0339	9,5631	1263,05
45	0,0731	12,8659	915,05
60	0,1223	14,9957	504,69
75	0,1772	16,1338	88,38
90	0,2331	16,4850	-284,70
105	0,2859	16,1338	-581,48
120	0,3323	14,9957	-789,38
135	0,3700	12,8659	-915,05
150	0,3976	9,5631	-978,35
165	0,4144	5,1355	-1003,42
180	0,4200	0,0000	-1009,38
195	0,4144	-5,1355	-1003,42
210	0,3976	-9,5631	-978,35
225	0,3700	-12,8659	-915,05
240	0,3323	-14,9957	-789,38
255	0,2859	-16,1338	-581,48
270	0,2331	-16,4850	-284,70
285	0,1772	-16,1338	88,38
300	0,1223	-14,9957	504,69
315	0,0731	-12,8659	915,05
330	0,0339	-9,5631	1263,05
345	0,0087	-5,1355	1496,53
360	0,0000	0,0000	1578,77

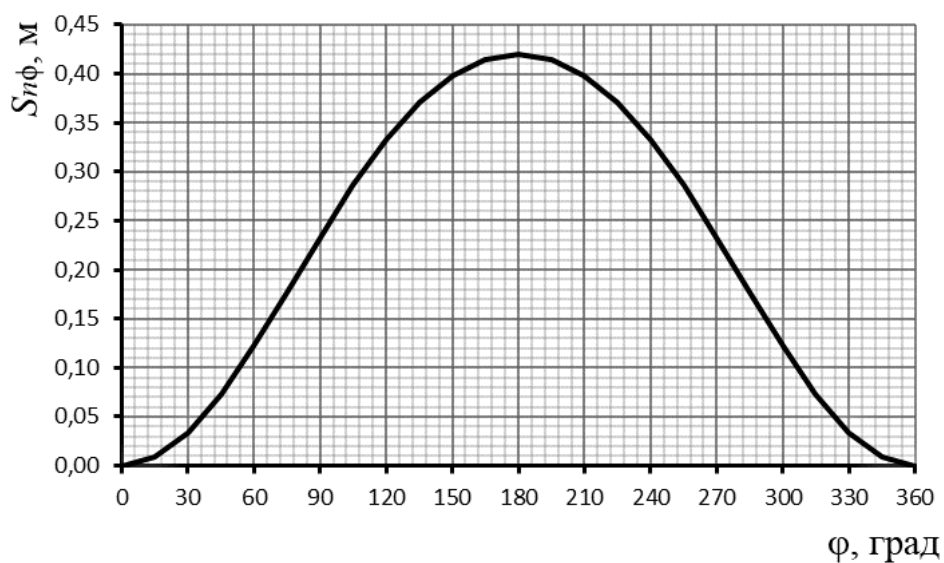


Рис. 3.1. Зміна переміщення поршня

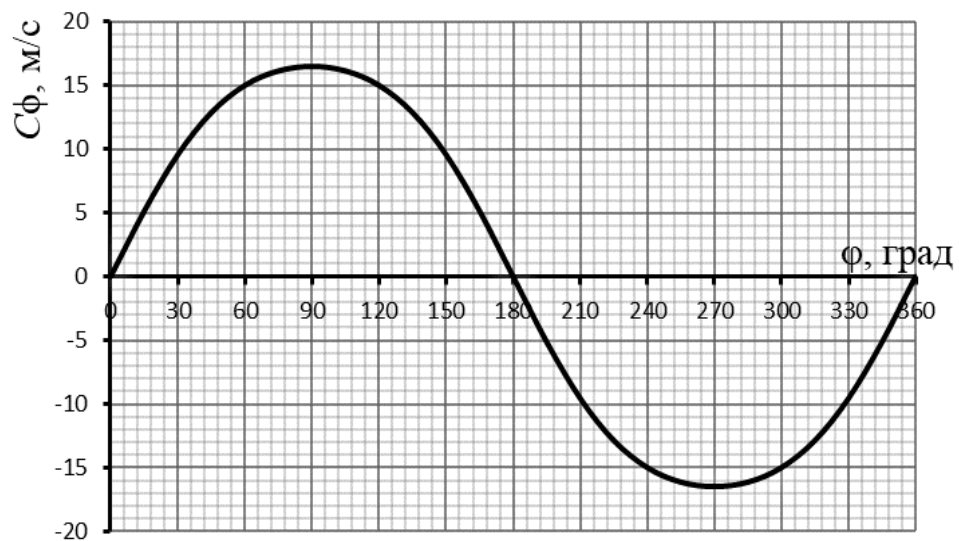


Рис. 3.2. Зміна швидкості поршня

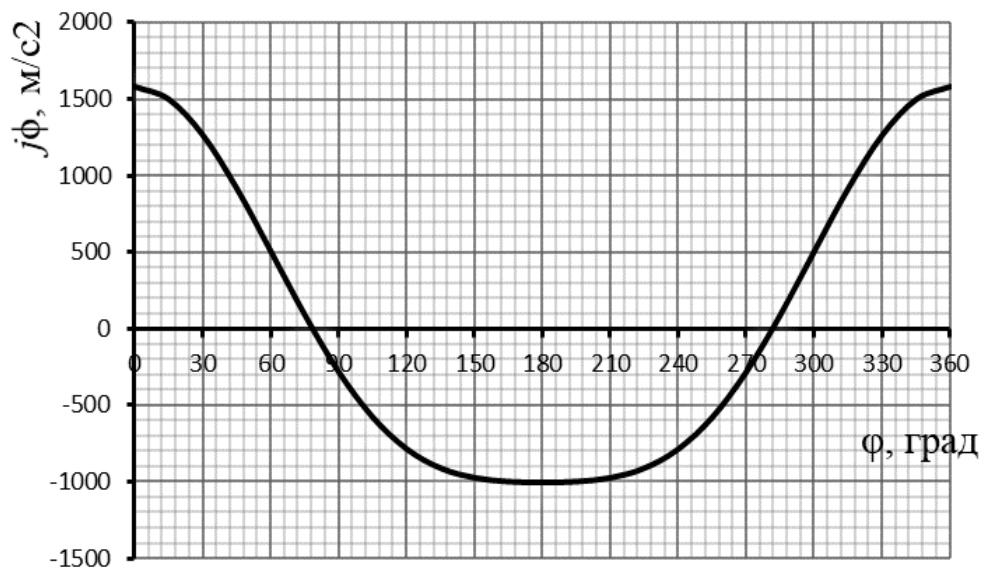


Рис. 3.3. Зміна прискорення поршня

Залежність ходу поршня від кута повороту колінчастого валу необхідна для визначення положення поршня в циліндрі, що важливо для оцінки поточного значення тиску на тактах стиску і розширення.

Значення швидкості поршня необхідно для розрахунку впускної системи. За середньої швидкості поршня визначають швидкість повітряного потоку в каналах впускної системи і втрати тиску в місцевих опорах, що необхідно для оцінки величини тиску свіжого заряду у кінці такту впуску.

Залежність прискорення поршня від кута повороту колінчастого валу необхідна для розрахунку сил інерції від поступально рухомих мас.

3.2 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна

При вивченні динамічних явищ у ДВЗ у першу чергу розглядають сили від тиску газів P_r і сили інерції P_j . Запишемо, що сумарна сила, що діє на поршень

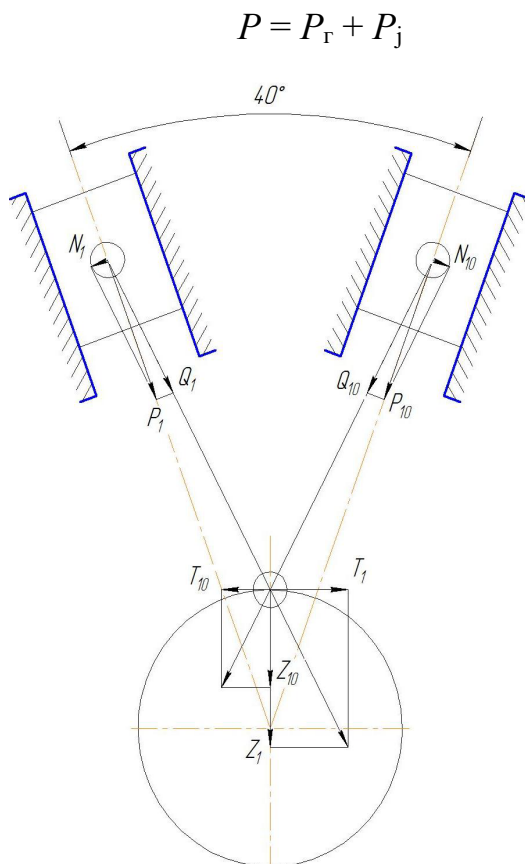


Рис. 3.4. Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Припустимо, що сумарна сила P давить вниз на поршень і лінія дії збігається з віссю циліндра. Розкладемо цю силу на дві складові, одну з яких S направимо по осі шатуна, іншу N перпендикулярно осі циліндра. Бічна сила N притискає поршень до тієї чи іншої стінки циліндра:

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta$$

Сила S діє по шатуні, чи розтягуючи стискаючи його, і передається на шатунну шийку кривошипа:

$$S = P \cdot (1/\cos \beta).$$

Перенести силу S по лінії її дії і допустивши, що вона прикладена до кривошипа, повторимо операцію розкладання. Направимо першу складову T перпендикулярно радіусу кривошипа, а другу R – по його радіусу.

Тоді тангенціальна складова:

$$T = P \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta$$

відповідно нормальна:

$$R = P \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta.$$

Сила T створює крутний момент двигуна, який через колінчастий вал передається споживачу:

$$M_K = T_r = P_r \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta,$$

У той же час опори двигуна сприймають перекидаючий момент

$$M_{\text{опр.}} = -N \cdot h,$$

де: $h = r \sin(\varphi + \beta) / \sin \beta$

Перекидаючий момент в точності дорівнює крутному моменту зі зворотним знаком:

$$M_{\text{опр.}} = -N \cdot h = -P \operatorname{tg} \beta r \sin(\varphi + \beta) / \sin \beta = -P_r \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta = -M_K.$$

В результаті дії на опори двигуна перекидаючого моменту в них розвивається рівний йому і протилежний за знаком реактивний момент.

Напрямку сил і крутного моменту по годинній стрілці прийнято вважати додатніми. Зворотні ним – відмінними.

Для одержання кількісних величин сил, що діють у КШМ, використовують індикаторну діаграму, за допомогою якої визначаємо силу тиску газів при будь-якій положенні кривошипа, і аналітичні залежності для визначення сил інерції. Силу інерції, яка діє на поршень, знаходимо на підставі рівняння другого закону Ньютона:

$$P_j = -m_n j.$$

Величину j визначаємо з рівняння:

$$j = r\omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

Як масу m_n обираємо масу всіх деталей, що разом з поршнем утворюють зворотно-поступальний рух. Сюди відносять поршень, кільця, поршне-

					КРБ.142.2227ст.05.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		34

вий палець, деталі, що охороняють поршневий палець від осьових переміщень. Маса цих деталей зосереджена на осі поршневого пальця.

Шатун робить складний плоско-рівнобіжний рух. Для спрощення аналізу деталі групи шатуна заміщають сукупністю мас, динамічно їм еквівалентних. Звичайне число мас системи, що заміщається, беруть рівним двом. Приводячи їх до осей поршневого пальця і шатунної шийки, вважають, що перша маса робить рух разом з поршнем, а друга – разом із кривошипом.

Аналіз виконаних конструкцій ДВЗ показує, що на частку маси, що відноситься до вісі поршневого пальця, приходить 0,25...0,33 загальної маси деталей групи шатуна, а 0,75...0,67 приходить на частку маси, що робить обертальний рух разом із кривошипом. Таким чином, сила інерції деталей, що рухаються разом з поршнем:

$$P_j = - m_n r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi),$$

де m_n – маса деталей групи поршня і частина маси деталей групи шатуна, віднесена до осі поршневого пальця.

Задача даного розділу є визначення сил, що діють у КШМ, а також побудова графіків зміни цих сил по куту повороту колінчастого валу.

Дані для розрахунку та побудови діаграм динаміки.

Кривошипно-шатунне відношення λ0,220.

Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально m_n114 кг

Розрахунок динаміки зроблений на ПК в середовищі *Microsoft Office Excel*. Результати розрахунку представлені в табл. 3.2.

За даними табл. 3.2 були побудовані діаграми P_r , P_j , P_{dv} , N , T , Z , які представлені на рис. 3.5, 3.6.

Таблиця 3.2. Результати динамічного розрахунку

Φ	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,4100	-2,2390	-1,8290	0,0000	-1,8290	0,0000
15	0,4100	-2,1224	-1,7124	-0,0977	-1,6287	-0,5375
30	0,4100	-1,7912	-1,3812	-0,1529	-1,1198	-0,8230
45	0,4100	-1,2977	-0,8877	-0,1398	-0,5289	-0,7266
60	0,4100	-0,7157	-0,3057	-0,0593	-0,1015	-0,2945
75	0,4100	-0,1253	0,2847	0,0619	0,0139	0,2910
90	0,4100	0,4038	0,8138	0,1835	-0,1835	0,8138
105	0,4100	0,8247	1,2347	0,2685	-0,5789	1,1231
120	0,4100	1,1195	1,5295	0,2968	-1,0218	1,1762
135	0,4100	1,2977	1,7077	0,2689	-1,3977	1,0174
150	0,4100	1,3875	1,7975	0,1989	-1,6561	0,7265
165	0,4100	1,4230	1,8330	0,1045	-1,7976	0,3734
180	0,4100	1,4315	1,8415	0,0000	-1,8415	0,0000
195	0,4039	1,4230	1,8269	-0,1042	-1,7916	-0,3722
210	0,4256	1,3875	1,8131	-0,2007	-1,6705	-0,7328
225	0,4662	1,2977	1,7639	-0,2778	-1,4437	-1,0509
240	0,5338	1,1195	1,6533	-0,3209	-1,1045	-1,2713
255	0,5437	0,8247	1,3684	-0,2976	-0,6416	-1,2447
270	0,6264	0,4038	1,0302	-0,2323	-0,2323	-1,0302
285	0,8452	-0,1253	0,7199	-0,1566	0,0351	-0,7359
300	1,3435	-0,7157	0,6277	-0,1218	0,2084	-0,6045
315	2,4731	-1,2977	1,1754	-0,1851	0,7002	-0,9620
330	5,1105	-1,7912	3,3193	-0,3673	2,6909	-1,9778
345	11,1297	-2,1224	9,0074	-0,5137	8,5675	-2,8275
360	22,7320	-2,2259	20,5061	-0,3933	20,3938	-2,1790
375	23,2320	-2,1224	21,1096	1,2039	20,0787	6,6265
390	13,7964	-1,7912	12,0051	1,3286	9,7324	7,1532
405	7,4273	-1,2977	6,1295	0,9653	3,6517	5,0168
420	4,4762	-0,7157	3,7604	0,7298	1,2482	3,6216
435	3,0043	-0,1253	2,8789	0,6261	0,1404	2,9429
450	2,2045	0,4038	2,6082	0,5882	-0,5882	2,6082
465	1,7392	0,8247	2,5639	0,5576	-1,2022	2,3322
480	1,4561	1,1195	2,5756	0,4999	-1,7207	1,9806
495	1,2807	1,2977	2,5784	0,4061	-2,1103	1,5361
510	1,1746	1,3875	2,5621	0,2836	-2,3606	1,0355
525	1,1176	1,4230	2,5406	0,1449	-2,4916	0,5176
540	1,0996	1,4315	2,5310	0,0000	-2,5310	0,0000
555	0,3930	1,4230	1,8160	-0,1036	-1,7810	-0,3700
570	0,3930	1,3875	1,7805	-0,1970	-1,6405	-0,7196
585	0,3930	1,2977	1,6907	-0,2663	-1,3838	-1,0072
600	0,3930	1,1195	1,5125	-0,2935	-1,0105	-1,1631
615	0,3930	0,8247	1,2177	-0,2648	-0,5709	-1,1076
630	0,3930	0,4038	0,7968	-0,1797	-0,1797	-0,7968
645	0,3930	-0,1253	0,2677	-0,0582	0,0131	-0,2736
660	0,3930	-0,7157	-0,3227	0,0626	-0,1071	0,3108
675	0,3930	-1,2977	-0,9047	0,1425	-0,5390	0,7405
690	0,3930	-1,7912	-1,3982	0,1547	-1,1335	0,8331
705	0,3930	-2,1224	-1,7294	0,0986	-1,6449	0,5429
720	0,3930	-2,2390	-1,8460	0,0000	-1,8460	0,0000

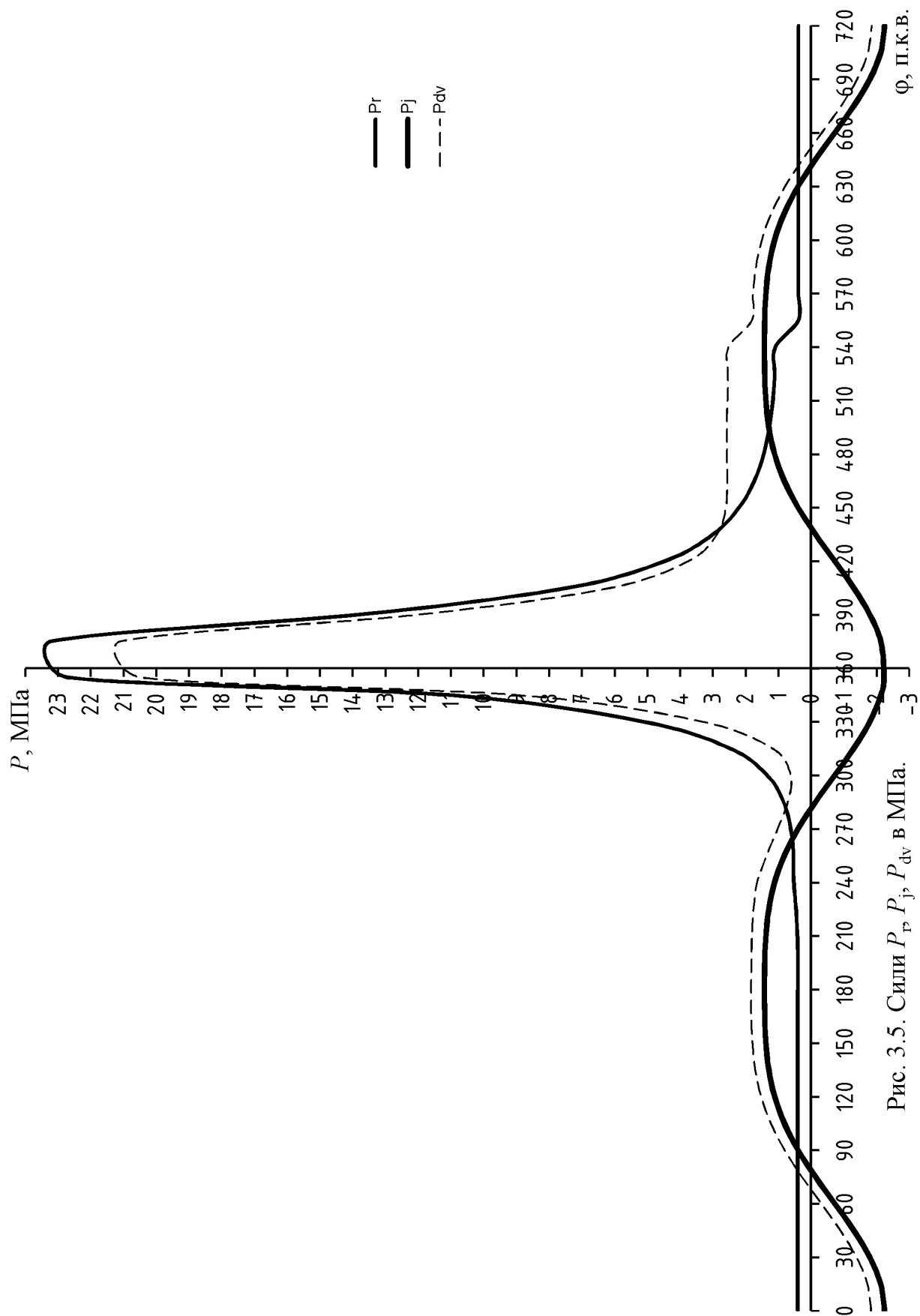


Рис. 3.5. Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа.

φ, П.К.В.

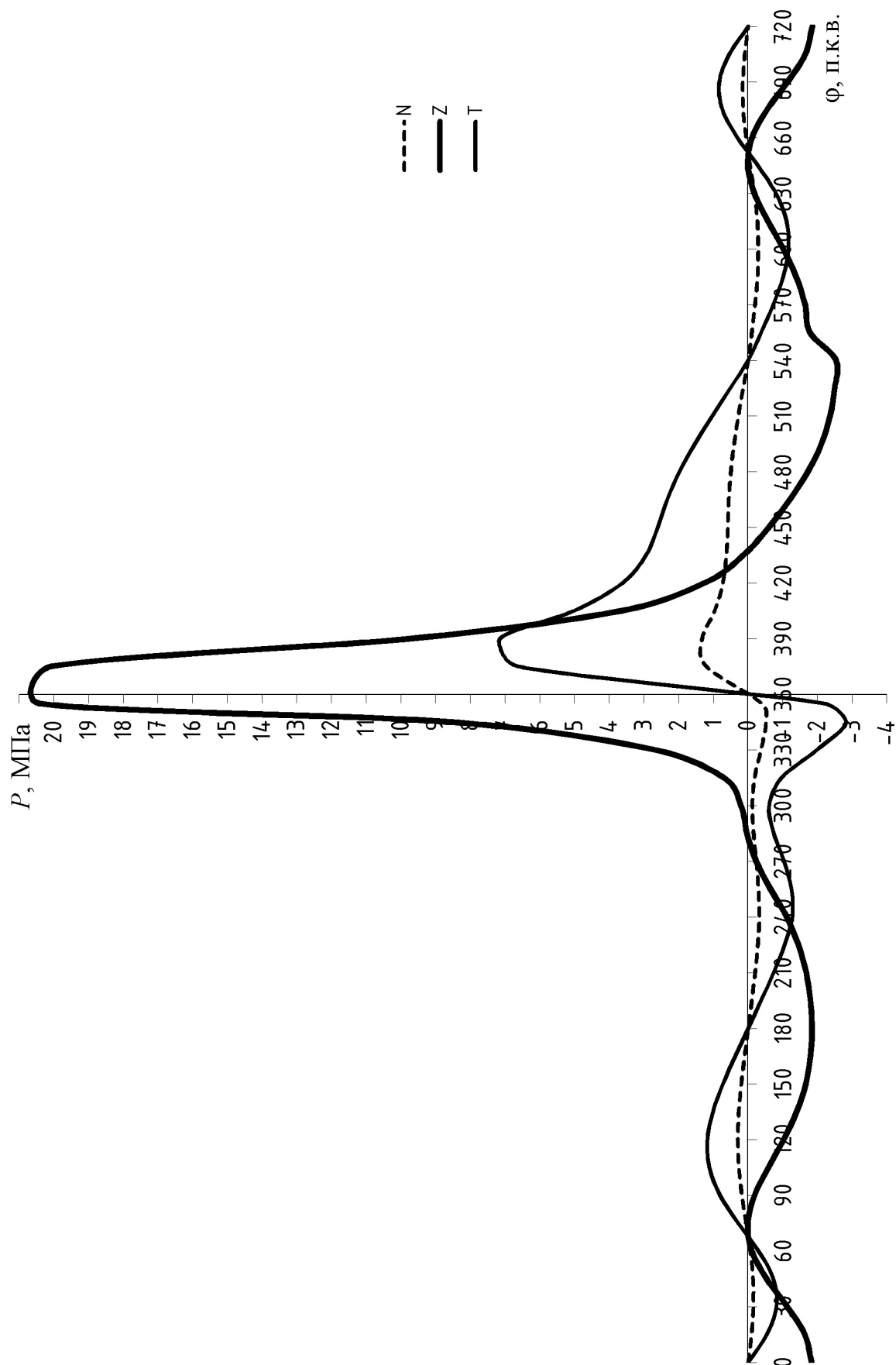


Рис. 3.6. Сили N, Z, T в МПа

3.3 Розрахунок діаграми сумарних дотичних сил

Діаграма сумарних дотичних сил являє собою в деякому масштабі сумарний момент, що знімають, на вихідному фланці колінчастого вала дизеля.

Хід розрахунку будемо робити з наступним порядком роботи циліндрів двигуна:

1 - 9 - 3 - 11 - 7 - 15 - 4 - 12 - 8 - 16 - 6 - 14 - 2 - 10 - 5 - 13.

Визначимо максимальний кут повороту кривошипа, що відповідає періоду зміни сумарної дотичної діаграми,

$$\alpha_{\Sigma} = \frac{360}{zi}$$

де $z = 0,5$ – коефіцієнт тактності двигуна;

$i = 16$ – число циліндрів.

тоді $\alpha_{\Sigma} = 45^{\circ}$.

Після цього останній стовпець табл. 3.3 (значення дотичної сили одного циліндра) поділяється на 16 рівних ділянок, що відповідають $\alpha_{\Sigma} = 45^{\circ}$, і значення дотичного зусилля кожної ділянки заносяться в таблицю 2 у виді вертикальних стовпців відповідно до порядку роботи циліндрів. Отримані дані вносимо в табл. 3.3. На підставі отриманих даних будується діаграма сумарної дотичної сили.

Таблиця 3.3. Розрахунок сумарних дотичних сил

Кут повороту КВ, α	Номер циліндру																Сумарні дотичні зусилля МПа.
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
0	0	0,814	-0,599	0,751	0,423	1,086	0,090	1,101	-0,830	0,626	-0,275	0,974	0,213	0,973	0,447	1,135	6,929
5	-0,211	0,794	-0,566	0,780	0,400	1,076	0,131	1,109	-0,810	0,604	-0,235	0,993	0,189	0,957	0,484	1,133	
10	-0,412	0,774	-0,533	0,808	0,377	1,066	0,172	1,116	-0,789	0,582	-0,195	1,010	0,165	0,941	0,520	1,130	6,732
15	-0,591	0,754	-0,499	0,835	0,354	1,054	0,212	1,122	-0,766	0,560	-0,155	1,027	0,142	0,924	0,556	1,127	6,656
20	-0,739	0,733	-0,463	0,861	0,330	1,042	0,252	1,127	-0,742	0,537	-0,114	1,042	0,118	0,906	0,590	1,122	6,602
25	-0,848	0,712	-0,427	0,886	0,307	1,030	0,292	1,131	-0,716	0,515	-0,074	1,057	0,094	0,889	0,624	1,117	6,589
30	-0,914	0,691	-0,390	0,910	0,283	1,016	0,332	1,133	-0,688	0,492	-0,032	1,069	0,071	0,871	0,657	1,110	6,611
35	-0,933	0,670	-0,352	0,932	0,260	1,002	0,370	1,135	-0,660	0,469	0,008	1,081	0,047	0,852	0,690	1,103	6,674
40	-0,904	0,648	-0,314	0,954	0,236	0,988	0,409	1,135	-0,630	0,446	0,049	1,092	0,023	0,833	0,721	1,095	6,781
45	-0,830	0,626	-0,275	0,974	0,213	0,973	0,447	1,135	-0,599	0,423	0,090	1,101	0	0,814	0,751	1,086	6,929

КРБ.142.2227ст.05.03.ПЗ.

Лист

40

Табл. 3.3 заповнюється у відповідності до порядку роботи циліндрів 1 - 9 - 3 - 11 - 7 - 15 - 4 - 12 - 8 - 16 - 6 - 14 - 2 - 10 - 5 - 13

Розрахункова величина індикаторної потужності:

$$N_{id} = \Sigma T_{CP} \cdot \mu_T \cdot F_{Ц} \cdot (\pi \cdot n / 30) \cdot R \cdot 10^3$$

де ΣT_{CP} – середнє сумарне дотичне зусилля, мм;

$\mu_T = 0,06$ МПа /мм - масштаб діаграми;

$F_{Ц}$ – площа поперечного перерізу циліндра, м²;

$R = 0,23$ м – радіус кривошипа;

$n = 750$ хв⁻¹ – частота обертання колінчастого валу.

ΣT_{CP} – знаходиться по формулі:

$$\Sigma T_{CP} = F_g / L,$$

де F_g – площа діаграми, мм²;

$L = 120$ мм – довжина діаграми.

$$F_g = F1 + F2 + F3,$$

де $F1 \dots F3$ – ординати відповідних крапок діаграми, мм;

$\mu_T = 0,06$ – масштаб діаграми, МПа/мм;

$$F_{Ц} = 0,785 \cdot D^2;$$

$F_{Ц} = 0,785 \cdot 0,32^2 = 0,0803$ м² – площа поперечного перерізу циліндра.

Тоді:

$$F_g = 6078,018 + 6573,444 + 5449,502 = 18100,966 \text{ мм}^2$$

$$\Sigma T_{CP} = 18100,966 / 160,26 = 112,947 \text{ мм}$$

3.4 Визначення діаметру маховика та його маси

Діаметр ободу маховика визначається за формулою:

$$D_{M,max} = \frac{60 \cdot [V_M]}{\pi \cdot n}$$

де: $[v] = 30$ м/с – допустима лінійна швидкість на ободі маховика.

$$D_M = 60 \cdot 30 / 3,14 \cdot 750 = 0,76 \text{ м}$$

$$D_{M,K} = 1,7 \cdot S$$

$$D_{M,K} = 1,7 \cdot 0,46 = 0,714 \text{ м}$$

					КРБ.142.2227ст.05.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		41

Маховий момент маховика:

$$M_M = \frac{4 \cdot I_M}{D_M^2}$$

де D_M – діаметр маховика;

$I_M = 11,9 \text{ кг/м}^2$ – моменту інерції маховика.

$$M_M = 4 \cdot 11,9 / 0,714^2 = 93,8 \text{ кг.}$$

Визначення основних розмірів ободу маховика:

$$H = \sqrt{\frac{M_M}{\pi \cdot k_M \cdot D_M \cdot \rho}}$$

де M_M – маховий момент;

$$k_M = B/H;$$

D_m – діаметр ободу маховика;

ρ – щільність металу.

$$H = \sqrt{\frac{93,8}{3,14 \cdot 1 \cdot 0,714 \cdot 7800}} = 0,073 \text{ м}$$

$$B = 0,25 \cdot H,$$

$$B = 1 \cdot 0,073 = 0,073 \text{ м}$$

Маса ободу маховика:

$$M_M = \pi \cdot D_M \cdot B \cdot H \cdot \rho,$$

де D_m – діаметр ободу маховика;

H – висота ободу;

B – ширина маховика;

ρ – щільність металу.

$$M_M = 3,14 \cdot 0,714 \cdot 0,073 \cdot 0,073 \cdot 7800 = 93 \text{ кг.}$$

За отриманими даними побудовано конструктивну схему маховика рис.

3.7.

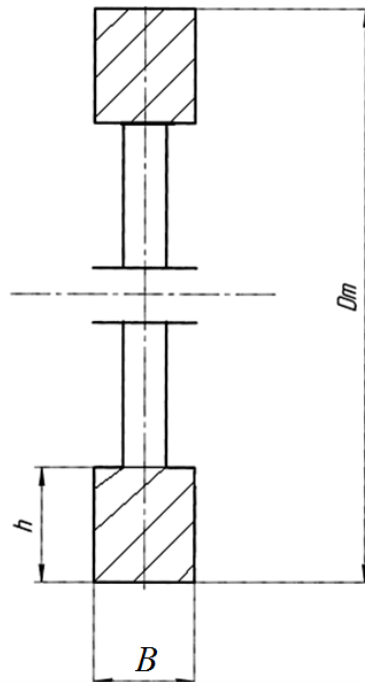


Рис. 3.7. Конструктивна схема маховика двигуна типу 16ЧН 32/46

3.5 Висновок по розділу

Аналіз результатів кінематичного розрахунку і динаміки КШМ дозволяє судити про невірноваженість моменту другого порядку для двигуна МАК 16 М 32 С (16ЧН 32/46). Для врівноваження цього моменту необхідно штучне введення додаткових рухомих мас. Врівноваження досягають противагами, що встановлюються на щоках колінчатого валу.

РОЗДІЛ 4

Розрахунок турбокомпресора для наддуву двигуна типу 16ЧН 32/46

4.1 Вступ

У розділі виконуються розрахунки усіх елементів проточної частини компресору, на підставі чого робиться креслення повздовжнього розрізу турбокомпресора з опорою на конструкцію турбокомпресора-прототипу і зі зміною тих елементів конструкції прототипу, які не можуть забезпечити достатню працездатність турбокомпресора з урахуванням його параметрів.

Передбачається, що на двигуні буде встановлено два однакових турбокомпресора, тому кожен з них забезпечить половину повної витрати повітря через двигун. Згідно розрахунку робочого циклу, на режимі номінальної потужності витрата повітря становила 16,081 кг/с. Тож, кожен компресор повинен забезпечити витрату на рівні 8,04 кг/с з $P_k = 4,1$. За прототип був обраний компресор типу ТК *Ishikawajima VTR 251-2* з існуючого типорозмірного ряду, який було затверджено викладачем у якості взірця для подальшого проектування.

Обраний турбокомпресор може використовуватись як турбокомпресор для головних судових двигунів великих розмірів. Відповідно, зовнішній діаметр колеса компресора дорівнює 64 см. У проекті перш за все визначається саме цей параметр конструкції, який в основному і відрізняє її від інших типорозмірів. У компресорі, що проектується, повинні змінитися розміри проточної частини та конструкції вузлів підшипників з урахуванням підвищення P_k порівняно з прототипом.

Таким чином, ціллю розділу є визначення основних розмірів конструкції відцентрового компресора з зазначеними параметрами та зміна ряду елементів його конструкції у складі турбокомпресора відповідно до зміни його параметрів порівняно з прототипними.

					КРБ.142.2227ст.05.04.ПЗ.	Лист
						44
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

4.2 Визначення основних параметрів двигуна та компресора. Вибір типорозміру турбокомпресора

Розрахунковими результатами даного розділу повинні бути значення розходу повітря G , потужності двигуна N_e , середнього ефективного тиску P_e та визначення зовнішнього діаметра колеса компресора D_2 .

На підставі значень розрахунку G та степені підвищення тиску Π_k визначається можливий прототип турбокомпресора за допомогою використання так званих полів розходів або областей застосування турбокомпресорних типорозмірних рядів. Визначивши типорозмір турбокомпресору, ми встановимо значення зовнішнього діаметру колеса компресора D_2 , яке має бути оптимальним для обчислених значень розходу та степені підвищення тиску.

Згідно з вказівкою керівника за прототип конструкції обрано турбокомпресор, зображений на рис. 4.1.

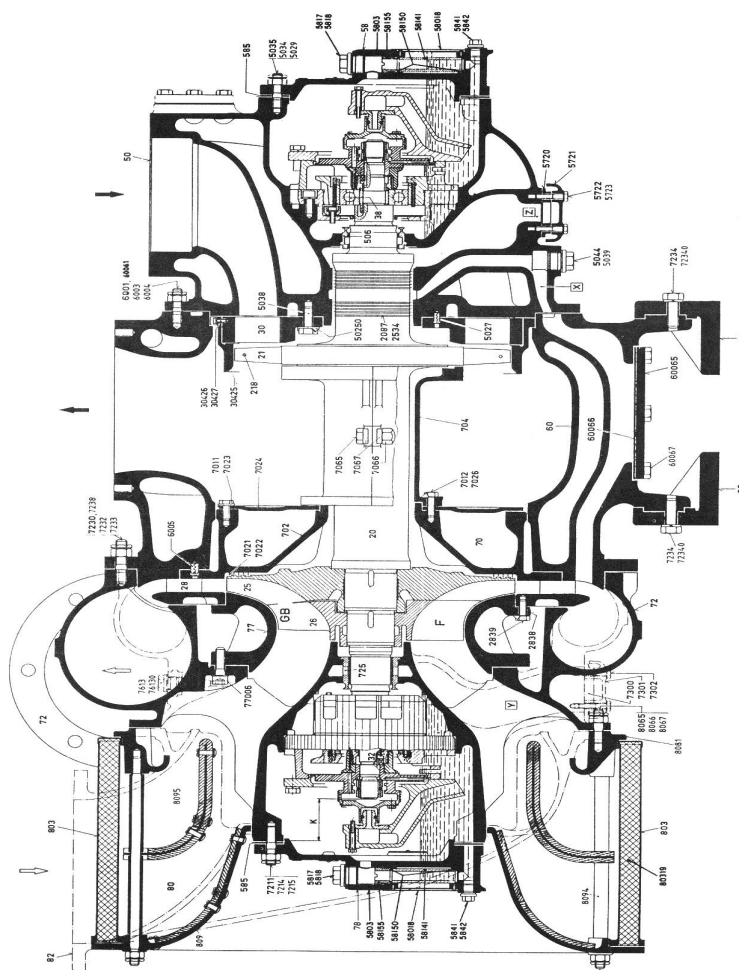


Рис. 4.1. Турбокомпресор типу ТК *Ishikawajima VTR 251-2*

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

Всі вхідні дані було обрано з розрахунку робочого процесу двигуна типу 16ЧН 32/46, які представлені в другому розділі дипломної роботи.

4.3 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 всіх елементів ступеня. Проте існує приблизна залежність 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 $\overline{H}_k$, який обирається орієнтовно та забезпечує функціонування приблизної 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:

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{ад}}{\overline{H}_k}}, \text{ м/с,}$$

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

$\overline{H}_k$ – коефіцієнт напору компресора. Приймаємо $\overline{H}_k = 1,3$ [3, табл. 1].

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

де: k – показник адіабати для повітря; $k = 1,41$ [3].

					КРБ.142.2227ст.05.04.ПЗ.	Лист
						46
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$L_{ad} = \frac{1,41}{1,41-1} \cdot 287 \cdot 293 \cdot (4,1^{\frac{1,41-1}{1,41}} - 1) = 146577,7 \text{ Дж/кг}.$$

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 146577,7}{1,3}} = 474,87 \text{ м/с}.$$

Отже колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса U_2 становитиме 474,87 м/с, а адіабатна робота стиску компресора $L_{ад}$ буде дорівнювати 146,6 кДж/кг. Знання колової швидкості дасть нам змогу визначити кут входу потоку повітря в колесо компресора, а також встановити швидкість потоку повітря перед ним.

4.4 Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

Температура повітря перед колесом визначається за формулою:

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

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

Приймаємо $T_a = 295 \text{ К}$;

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 [3]. Приймаємо $C_a = 30 \text{ м/с}$;

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

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

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

де: $\bar{C}_m$ – коефіцієнт розходу ступеня компресора. Лежить в межах 0,2...0,35 [3].

Приймаємо $\bar{C}_m = 0,27$

$$C_1 = 0,27 \cdot 474,87 = 128,2 \text{ м/с}.$$

$$T_1 = 295 - \frac{128,2^2 - 30^2}{2 \cdot 1005} = 287,3 \text{ К}.$$

					КРБ.142.2227ст.05.04.ПЗ.	Лист
						47
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

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 $P_a = 98000$ Па;

n_1 – показник політропи стиску повітря на ділянці 1. Звичайно лежить в інтервалі 1,35 – 1,39 [3]. Приймаємо $n_1 = 1,35$.

$$P_1 = 97000 \cdot \left(\frac{287,3}{295} \right)^{\frac{1,35}{1,35-1}} = 88458,8 \text{ Па.}$$

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 (каналі, що звужуються вздовж по потоку). Завдяки такій формі потік повітря зазнає безпосереднього прискорення вздовж вісі 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 287,3 К і 88,5 кПа відповідно. Швидкість повітря збільшиться майже в 4,3 рази і становитиме 128,2 м/с.

Таким чином, після проходження вхідної ділянки температура і тиск повітря знизяться і становитимуть $T_1 = 288,4$ К, $P_1 = 90,92$ кПа відповідно. Швидкість повітря збільшиться майже в 4 рази і становитиме $C_1 = 119,4$ м/с.

4.5 Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

Робоче колесо – основний елемент ступеня, за допомогою якого повітря передається енергія. У турбокомпресорі типу *Ishikawajima VTR 251-2* встановлено напіввідкрите колесо типу 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).

Температура повітря за колесом компресора визначається за формулою:

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

де: μ – коефіцієнт циркуляції потоку повітря;

$\alpha_{вт}$ – коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію. Лежить в межах від 0,04 до 0,08 [3]. Приймаємо $\alpha_{вт} = 0,05$;

φ_{2r} – коефіцієнт розходу робочого колеса. Лежить в межах від 0,16 до 0,35 [3]. 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 [3]. Приймаємо $z_k = 12$.

D_1 – середній квадратичний діаметр входу в колесо, м.

Середній квадратичний діаметр входу в колесо визначається за формулою:

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

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 ТК з консольними колесами $D_0 = (0,22...0,35) \cdot D_2$ [3].

Приймаємо $D_0 = 0,210$ м.

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

					КРБ.142.2227ст.05.04.ПЗ.	Лист
						49
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

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, $\text{кг}/\text{м}^3$

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

$$\rho_1 = \frac{88458,8}{287 \cdot 287,3} = 1,0729 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

$$f_1 = \frac{8,04}{128,2 \cdot 1,0729} = 0,0658 \text{ м}^2.$$

$$D_H = \sqrt{0,21^2 + 4 \cdot \frac{0,0658}{3,14}} = 0,3577 \text{ м}.$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{0,21^2 + 0,3577^2}{2}} = 0,2933 \text{ м}.$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{12 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,2933}{0,64} \right)^2 \right]}} = 0,8190.$$

$$T_2 = 287,3 + \frac{474,87^2}{2 \cdot 1005} \cdot [2 \cdot (0,8190 + 0,05) - 0,8190^2 - 0,35^2 + 0,27^2] = 401,44 \text{ К}.$$

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 на ділянці 2 (робоче колесо).

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

де: η_2 – політропний ККД на ділянці 2 (робоче колесо). Має наступні інтервали значень: 0,82...0,92 [3]. Приймаємо $\eta_2 = 0,9$.

Визначення комплексу:

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

$$P_2 = 88458,8 \cdot \left(\frac{401,44}{287,3} \right)^{3,1} = 249209,08 \text{ Па}.$$

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.

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

де: δ_1 – товщина лопаті на входів колесо. Лежить в межах від 0,0003 до 0,002 м [3]. Приймаємо $\delta_1 = 0,002$ м.

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

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

де: β_{11} – кут входу потоку повітря в колесо компресора. Повинен знаходитись в межах $30...40^\circ$ [3].

i_1 – кут атаки вхідної кромки ОСА. Коливається від 1 до 5° [3]. Приймаємо $i_1 = 5^\circ$.

Кут входу потоку повітря в колесо компресора обчислюється за формулою:

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

$$\beta_{11} = \arctg\left(\frac{128,2 \cdot 0,64}{474,87 \cdot 0,2933}\right) = 30,5^\circ.$$

Оцінка величини β_{11} за рекомендованим допуском [3]:

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

$$\beta_{1л} = 30,5 + 5 = 35,5^\circ.$$

$$\tau_1 = 1 - \frac{0,002 \cdot 12}{3,14 \cdot 0,2933 \cdot \sin 35,5^\circ} = 0,978.$$

$$C_1^1 = \frac{128,2}{0,978} = 131,16 \text{ м/с}$$

Кут входу потоку у колесо з урахуванням захаращення лопатками ОСА:

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

$$\beta_{11}^1 = \arctg\left(\frac{131,16 \cdot 0,64}{474,87 \cdot 0,2933}\right) = 31,1^\circ.$$

Кут входу потоку на діаметрі D_H :

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

$$\beta_{1H} = \arctg\left(\frac{131,16 \cdot 0,64}{474,87 \cdot 0,3577}\right) = 26,3^\circ.$$

Кут входу потоку на діаметрі D_0 :

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

$$\beta_{10} = \arctg\left(\frac{131,16 \cdot 0,64}{474,87 \cdot 0,21}\right) = 40,1^\circ.$$

Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_H :

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

$$w_H^1 = \frac{131,16}{\sin 26,3} = 296,0 \text{ м/с}.$$

Осьова довжина колеса на діаметрі D_1 у межах чисто радіальної частини лопаток, L_z , обирається приблизно рівною $(0,35 \dots 0,36) \cdot D_2$ [3], осьова довжина ОСА на тому ж діаметрі, $L_{ОСА}$, повинна складати $(0,23 \dots 0,24) \cdot D_2$ [3].

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

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

$$\lambda_{Hw} = \frac{296,0}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,41}{1,41+1} \cdot 287 \cdot 295}} = 0,94.$$

На розрахунковому режимі коефіцієнт швидкості повинен не перевищувати значень $0,85 \dots 0,95$ [3]. 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.

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

$$C_{2u} = 0,8190 \cdot 474,87 = 388,94 \text{ м/с}.$$

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

$$C_{2r} = 0,35 \cdot 474,87 = 166,21 \text{ м/с}.$$

$$C_2 = \sqrt{388,94^2 + 166,21^2} = 422,97 \text{ м/с}.$$

Кут потоку повітря на виході з колеса:

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

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{166,21}{388,94}\right) = 23,14^\circ.$$

Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса:

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

$$M_{C_2} = \frac{422,97}{\sqrt{1,41 \cdot 287 \cdot 401,44}} = 1,049.$$

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/м³

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2},$$

$$\rho_2 = \frac{249209,08}{287 \cdot 401,44} = 2,163 \text{ кг/м}^3.$$

$$b_2 = \frac{8,04}{3,14 \cdot 2,163 \cdot 166,21 \cdot 0,64} = 0,011 \text{ м}.$$

За результатами розрахунків абсолютної швидкості потоку повітря та її складових на виході з колеса будуюмо трикутник швидкостей (див. рис. 5) за яким, графічним способом, визначимо відносну швидкість повітря ω_2 . Вона також може бути обчислена аналітичним способом.

Аналітичним шляхом маємо:

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

$$w_2 = \sqrt{(474,87 - 388,94)^2 + 166,21^2} = 187,10 \text{ м/с.}$$

При взаємодії потоку повітря з лопатками робочого колеса компресора температура повітря збільшилась на 114 °С і стала дорівнювати 401,44 К. Відбулося і збільшення тиску повітря в 2,8 рази. Тиск повітря за колесом компресора становитиме 249,2 кПа. Те ж саме відбулося і зі швидкістю потоку повітря, яка збільшилась майже в 3,3. 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 нам отримати геометрію робочого колеса компресора, яке цілком задовольнить параметрам оптимального режиму течії потоку повітря.

4.6 Розрахунок та конструювання ділянки безлопаткового дифузору

З ціллю зниження швидкості потоку повітря на вході в лопатковий дифузор та її вирівнювання між робочим колесом та лопатковим дифузором робиться кільцевий простір з радіальним зазором з паралельними або непаралельними стінками, який і має назву безлопаткового дифузора (БЛД). Режим течії повітря 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 є отримання кінцевих параметрів повітряного потоку і, водночас, встановлення таких розмірів БЛД, які б забезпечили бажані значення цих параметрів.

Розрахунок компресорного ступеня вимагає вдаватися до ряду наближень, ітерацій. Завдяки машинним розрахункам необхідна кількість таких ітерацій не має великого значення. Надалі в роботі перші наближення параметрів потоку повітря не приводяться, а вказуються лише їх остаточне значення.

Температура потоку повітря за БЛД визначається за формулою:

$$T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2010},$$

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

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

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; $D_3 = (0,1 \dots 0,2) \cdot D_2$ [10]. $D_3 = 0,72$ м;

b_3 – ширина БЛД на виході, м;

$$b_3 = y b_2,$$

де $y = 0,72 \dots 0,80$ [10]. Приймаємо $y = 0,80$.

$$b_3 = 0,80 \cdot 0,011 = 0,009 \text{ (м)}$$

$$\rho_3 = \frac{P_3}{287 \cdot T_3},$$

де P_3 – тиск повітря за БЛД, Па

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

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

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

де η_3 – політропний ККД на ділянці 3. Лежить в межах від 0,6 до 0,8 [10].

Приймаємо $\eta_3 = 0,8$.

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

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

$$P_3 = 249209,08 \cdot \left(\frac{428,31}{401,44} \right)^{\frac{1,57}{1,57-1}} = 297831,73 \text{ Па},$$

$$\rho_3 = \frac{297831,73}{287 \cdot 428,31} = 2,423 \text{ кг/м}^3,$$

$$a_3 = \arctg \left[\frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \cdot \left\{ tga_2 + \sqrt{1 + tg^2 a_2} \cdot \frac{\lambda_{БЛД}}{b_3} \cdot (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \cdot \frac{M_{c2}^2}{2} \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right\} \right], \text{ град},$$

де: $\lambda_{БЛД}$ – коефіцієнт тертя в БЛД. Має межі значень від 0,075 до 0,01 [3].

Приймаємо $\lambda_{БЛД} = 0,01$.

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

$$a_3 = \arctg \left[\frac{0,013 \cdot 2,163}{0,009 \cdot 2,423} \cdot \left\{ tg 23,14 + \sqrt{1 + tg^2 23,14} \cdot \frac{0,01}{0,009} \cdot (0,36 - 0,32) \cdot \left[1 + \frac{1,41-1}{1,57-1} \cdot \frac{1,049^2}{2} \left(1 - \frac{0,32}{0,36} \right) \right] \right\} \right] = 27,81^\circ$$

$$C_3 = \frac{8,04}{3,14 \cdot 2,423 \cdot \sin 27,81^\circ \cdot 0,72 \cdot 0,010} = 353,41 \text{ м/с},$$

$$T_3 = 401,44 + \frac{422,97^2 - 353,41^2}{2 \cdot 1005} = 428,31 \text{ К}.$$

Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД:

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

$$M_{C_3} = \frac{353,41}{\sqrt{1,41 \cdot 287 \cdot 428,31}} = 0,85.$$

Число Маха для потоку за БЛД не повинно перевищувати значень 0,8...0,85 [3]. Умова виконується. Схема меридіанного перерізу БЛД представлена на рис. 4.2.

З ціллю досягнення максимальної ефективності лопаткового дифузору його основні конструктивні параметри мають бути оптимізовані . Оптимізація пов'язана з вибором кількості лопаток z_d , кутами установки лопаток на вході та виході $\alpha_{3л}$ та $\alpha_{4л}$, співвідношення діаметрів D_4/ D_2 та співвідношення ширин радіального перетину каналу на вході та виході b_4/ b_3 . Вибір робиться на підставі відповідних рекомендацій [10] 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 лопаткового дифузору обчислюється за формулою:

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

де: D_4 – діаметр на виході з ЛД, м. $D_4 = (1,6 \dots 1,8) \cdot D_2$ [3]. Приймаємо $D_4 = 1,04$ м;

b_4 – ширина дифузору на виході, м

α_4 – кут виходу потоку повітря з ЛД, град;

T_4 – температура повітря на виході з ЛД, К;

n_4 – показник політропи стиску повітря на ділянці 4 (ЛД).

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

де: δ_m – оптимальне значення кута розкриття дифузору. $\delta_m = 6 \dots 12^\circ$ [3].

Приймаємо $\delta_m = 6^\circ$.

$$b_4 = 0,009 + \frac{1,04 - 0,72}{2} \cdot \operatorname{tg} 6^\circ = 0,027 \text{ м},$$

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

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

k_α – коефіцієнт відставання швидкості в ЛД. Лежить в межах $1,05 \dots 1,07$ [3]. Приймаємо $k_\alpha = 1,05$

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

					КРБ.142.2227ст.05.04.ПЗ.	Лист
						58
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

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

$\Delta\alpha$ – різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД, град. $\Delta\alpha = 12...18^\circ$
[3]. Приймаємо $\Delta\alpha = 16^\circ$.

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

де: i_3 – кут атаки на вході в ЛД. $i_3 = 0...5^\circ$ [3]. Приймаємо $i_3 = 2^\circ$.

$$\alpha_{3л} = 27,81^\circ + 2^\circ = 29,81^\circ,$$

$$\alpha_{4л} = 29,81^\circ + 16^\circ = 45,81^\circ,$$

$$\alpha_4 = \arcsin\left(\frac{\sin 45,81^\circ}{1,05}\right) = 36,92^\circ,$$

Розрахунок комплексів показників політропи:

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

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

де: η_4 – політропний ККД на ділянці ЛД. Лежить в межах від 0,7 до 0,85 [3].

Приймаємо $\eta_4 = 0,85$.

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

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

$$C_4 = 353,41 \cdot \frac{0,009 \cdot 0,72 \cdot \sin 27,81^\circ}{0,027 \cdot 1,04 \cdot \sin 36,92^\circ} \cdot \left(\frac{428,31}{488,94}\right)^{1,92} = 55,01 \text{ м/с}$$

Розрахунок кута розкриття еквівалентного дифузору та оцінка отриманого результату.

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

де: τ_3 – коефіцієнт захарашення на вході в ЛД;

Z_D – число лопаток дифузору. Звичайно лежить в межах 13...35 [3]. Приймаємо $Z_D = 35$;

f – дифузорність ЛД;

$\alpha_{ср}$ – середній кут установки лопатки в ЛД, град.

$$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3 \cdot Z_{\text{Л}}}{\pi \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_{3, \text{Л}}},$$

де: δ_3 – товщина лопаті ЛД на вході, м. Лежить в межах від 0,5 до 8 мм [3].

Приймаємо $\delta_3 = 0,008$ м.

$$\tau_3 = 1 - \frac{0,008 \cdot 35}{3,14 \cdot 0,72 \cdot \sin 29,81^\circ} = 0,751;$$

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

де: τ_4 – коефіцієнт захаращення на виході з ЛД

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

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

Приймаємо $\delta_4 = 0,002$ м.

$$\tau_4 = 1 - \frac{0,002 \cdot 35}{3,14 \cdot 1,04 \cdot \sin 45,81^\circ} = 0,970;$$

$$f = \frac{1,04 \cdot 0,027 \cdot 1,05 \cdot 0,970 \cdot \sin 36,92^\circ}{\sin 27,81^\circ \cdot 0,72 \cdot 0,010} = 5,07;$$

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

$$\alpha_{\text{CP}} = \frac{45,81^\circ + 29,81^\circ}{2} = 37,81^\circ;$$

$$\delta = 2 \cdot \arctg \left(\sqrt{\frac{0,009 \cdot 0,751 \cdot \sin 29,81^\circ}{0,72 \cdot 35}} \cdot \frac{\sqrt{3,14 - 1}}{\frac{1,04}{0,72} - 1} \cdot 2 \cdot \sin 37,81^\circ \right) = 7,77^\circ$$

Значення кута розкриття еквівалентного дифузору не повинно перевищувати 8° [3]. У нашому випадку умова виконується.

Температура потоку повітря на виході з ЛД:

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

$$T_4 = 428,31 + \frac{353,41^2 - 55,01^2}{2 \cdot 1005} = 488,94, \text{ К};$$

Тиск потоку повітря на виході з ЛД:

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

$$P_4 = 297831,73 \cdot \left(\frac{488,94}{428,31} \right)^{2,92} = 408581,51 \text{ Па};$$

Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД за рекомендованим допуском [3].

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

де: P_K – тиск повітря за компресором, Па.

$$P_K = \Pi_K \cdot P_O, \text{ Па};$$

$$P_K = 4,2 \cdot 100000 = 420000 \text{ Па};$$

$$\left| \frac{410000 - 408581,51}{410000} \right| = 0,003 \leq 0,05.$$

Умова виконується.

Розрахунок радіуса дуги середньої лінії лопатки ЛД.

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

$$R_L = \frac{1,04^2 - 0,72^2}{4 \cdot (1,04 \cdot \cos 45,81^\circ - 0,72 \cdot \cos 29,81^\circ)} = 1,405 \text{ м}.$$

Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД.

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

$$R_{\Pi} = \sqrt{1,405^2 + 0,36^2 - 1,405 \cdot 0,72 \cdot \cos 29,81^\circ} = 1,107 \text{ м}.$$

Густина повітря за ЛД:

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

$$\rho_4 = \frac{408581,51}{287 \cdot 488,94} = 3,125 \text{ кг/м}^3.$$

Співвідношення діаметру колеса та виходу з ЛД:

$$\frac{D_4}{D_2} = \frac{1,04}{0,64} = 1,63.$$

Співвідношення ширин входу та виходу у меридіанному перетині:

$$\frac{b_4}{b_3} = \frac{0,027}{0,009} = 3,0.$$

Таким чином, розраховані значення кутів установки лопаток на вході та виході, їх геометричні розміри, кількість лопаток лопаткового дифузора, а також підібрані значення співвідношень діаметру колеса та виходу з ЛД і ширин входу та виходу у меридіанному перетині задовольняють умовам досягнення максимального можливого тиску за дифузором, мінімально можливої абсолютної швидкості потоку за ЛД, забезпечення мінімальних кутів атаки на вході в ЛД на розрахунковому режимі, а також оптимальним параметрам міжлопаткових каналів.

Тож, після проходження потоку повітря через лопатковий дифузор його швидкість знизиться і становитиме 55,01 м/с. При цьому тиск повітря збільшиться і становитиме 408,6 кПа.

4.8 Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

Повітрозбірна завитка застосовується для збирання повітря, яке виходить з кільцевої щілини попередньої ділянки. Незалежно від форми зовнішнього контуру завитки або закону зміни перетину камери від кута охоплення колеса θ , розхід повітря через щілину дифузора у секторі з довільним кутом θ буде пропорційним значенню цього кута. У кожному перетині завитки приблизно забезпечується середня розхідна швидкість потоку, яка дорівнює середній швидкості на виході з перетину на її виході. Визначаючи швидкість у цьому перетині, планують можливість або неможливість зміни параметрів в завитці. Якщо швидкість на виході з завитки буде приблизно дорівнювати швидкості на виході з попередньої ділянки, то вона працюватиме просто як повітрозбірник. Такий режим є найбільш бажаним, бо ККД завитки як перетворювача енергії дуже малий.

Розрахунок швидкості потоку повітря на виході з компресора:

$$C_5 = C_4 \cdot A,$$

де A – коефіцієнт зміни абсолютної швидкості в компресорі. Звичайно

$A = 0,5 \dots 0,99$ [10]. Обираємо $A=0,98$:

					КРБ.142.2227ст.05.04.ПЗ.	Лист
						62
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$C_5 = 55,01 \cdot 0,98 = 53,91 \text{ м/с (м/с)}.$$

Швидкість повітря в завитці вважається приблизно постійною, коли виконується наступна умова [10]:

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

$$\left| \frac{53,91 - 55,01}{55,01} \right| = 0,02 \leq 0,03.$$

Умова виконується, тому наша завитка працює просто як повітрозбірник. ККД завитки, як повітрозбірника, дорівнює 0, за умов однакових швидкостей на вході та виході з ділянки.

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

$$P_5 = P_4 e^{-\frac{\xi}{2} \frac{C_4^2}{RT_4}},$$

$$P_5 = 408581,51 e^{-0,2 \frac{55,01^2}{2 \cdot 287 \cdot 488,94}} = 407636,64 \text{ (Па)}.$$

Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з компресора за рекомендованим допуском [10].

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

$$\left| \frac{410000 - 407636,64}{410000} \right| = 0,006 \leq 0,05.$$

Умова виконується.

У випадку постійної швидкості потоку повітря в завитці, його температура на виході залишається приблизно такою ж, як і на вході:

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

$$T_5 = 488,94 + \frac{55,01^2 - 53,91^2}{2 \cdot 1005} = 489,0 \text{ (K)}.$$

Таким чином, спроектована завитка має приблизно однакову на вході і виході середньовитратну швидкість потоку повітря, тому температура потоку

					КРБ.142.2227ст.05.04.ПЗ.	Лист
						63
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

на виході залишатиметься такою ж як і на вході, тобто залишатиметься незмінною, а падіння тиску відбувається за рахунок сил тертя. Кінцевий тиск потоку повітря на виході із завитки становитиме 407,6 кПа. Спіралеподібний профіль завитки забезпечує приблизно постійну швидкість потоку в усіх точках по колу колеса. Це максимально зменшує радіальне зусилля на колесі від впливу тиску повітря і зменшує втрати енергії при русі повітря через завитку.

4.9 Розрахунок адіабатного ККД компресора, його потужності та обертів ротору

Ціллю даного розділу є встановлення адіабатного ККД компресора на підставі отриманих кінцевих значень температури та тиску повітря і порівняння цього ККД з довідковими даними. А також визначення потужності на привід компресора.

Адіабатний ККД компресора визначається за формулою:

$$\eta_{AD} = \frac{T_0 \left[\left(\frac{P_5}{P_0} \right)^{0,286} - 1 \right]}{T_5 - T_a},$$

$$\eta_{AD} = \frac{295 \cdot \left[\left(\frac{407636,64}{97000} \right)^{\frac{1,41-1}{1,41}} - 1 \right]}{489,0 - 295} = 0,788,$$

Середні значення адіабатного ККД сучасного турбокомпресора такого ж типорозміру і той що підлягав розрахункам, знаходяться в межах від 0,77 до 0,85 [10, табл. 1].

Потужність приводу компресора обчислюється за формулою:

$$N_K = \frac{G \cdot L_{AD}}{\eta_{ad} \eta_m \cdot 1000},$$

$$N_K = \frac{8,04 \cdot 146577,7}{0,788 \cdot 1000} = 1495,5 \text{ кВт}$$

Значення потужності на привод компресора для досягнення таких же значень Π_k на сучасних турбокомпресорах знаходиться в межах від 0,34 до 0,45 від потужності двигуна.

Частота обертів ротора турбокомпресора визначається за формулою:

$$n_{\text{тк}} = \frac{60U_2}{\pi D_2},$$

$$n_{\text{тк}} = \frac{60 \cdot 474,87}{3,14 \cdot 0,64} = 14171 \text{ об/хвил.}$$

Таким чином, повний розрахунок компресорного ступеня дозволяє зробити наступний перелік його основних параметрів:

- степінь підвищення тиску $\Pi_k = P_k/P_0 = 4,07$ (задано 4,1);
- витрата повітря $G = 8,04$ кг/с (згідно розрахунку);
- адіабатний ККД $\eta_{\text{ад}} = 0,788$ (припустимий для цього типорозміру);
- швидкість повітря на вході 30 м/с (допустимо з урахуванням можливого рівня шуму на всмоктуванні);
- швидкість повітря на виході 53,91 м/с;
- оберти ротора $n = 14171$ об/хв.;

Зроблені розрахунки свідчать, що два однакових спроектованих компресора, встановлених паралельно для кожного розвалу блока циліндру, мають параметри, які спроможні забезпечити ефективну роботу двигуна типу 16ЧН 32/46 потужністю 8000 кВт.

4.10 Опис спроектованого компресора

Спроекований турбокомпресор маркується як ТК64 так як, він має осьову турбіну. Зовнішні діаметри турбінного та компресорного колеса однакові.

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

Остов турбокомпресора ТК64 складається з трьох корпусів – це корпус компресора 2 (рис. 4.3), газовідвідний корпус 13 та корпус турбіни 15.

Корпус компресора 2 слугує для утворення його проточної частини, в тому числі проточної частини каналу колеса, для створення каналів без лопаткового дифузору, лопаткового дифузору та повіт розбірної завитки, які утворюються деталями корпусу компресора 5, 6, 7 та 8. Крім того в ньому є порожнина 5 для розміщення та закріплення опорно-упорних підшипників. Корпусні деталі компресора відлиті з алюмінієвого сплаву АЛ5.

Газовідвідний корпус 13 слугує для відведення газів після їх роботи у турбіні. Також він обладнаний порожнинами для охолодження водою 11.

Корпус турбіни 15 слугує для створення робочого тракту турбіни, зокрема зовнішньої оболонки проточної частини. В ньому розташовується нерухомий сопловий апарат турбіни 14, а також газоприйомна завитка, до якої під'єднуються випускні трубопроводи двигуна. Для зменшення тепловіддачі в машинне відділення частини газовідвідного та турбінного корпусів, які контактують з ним, мають порожнини, в яких циркулює вода з системи охолодження. Крім того водяні порожнини робляться для охолодження підшипникових вузлів. Обидва корпуси виготовляють з ливарної сталі.

Корпуси компресора, турбіни та газовідвідний з'єднуються між собою болтами по посадках через колові розточки корпусів. Це забезпечує центрування усіх осьових отворів корпусів відносно вісі обертання ротора.

Турбокомпресор кріпиться до двигуна на кронштейнів у нижній частині газовідвідного корпусу основної базової деталі конструкції.

Ротор. Рухомою частиною турбокомпресора є ротор. Він складається з валу 10 та приєднаних до нього коліс компресора 1 та турбіни 12. Ротор жорсткий, барабанного типу, кований з нержавіючої сталі 2Х13.

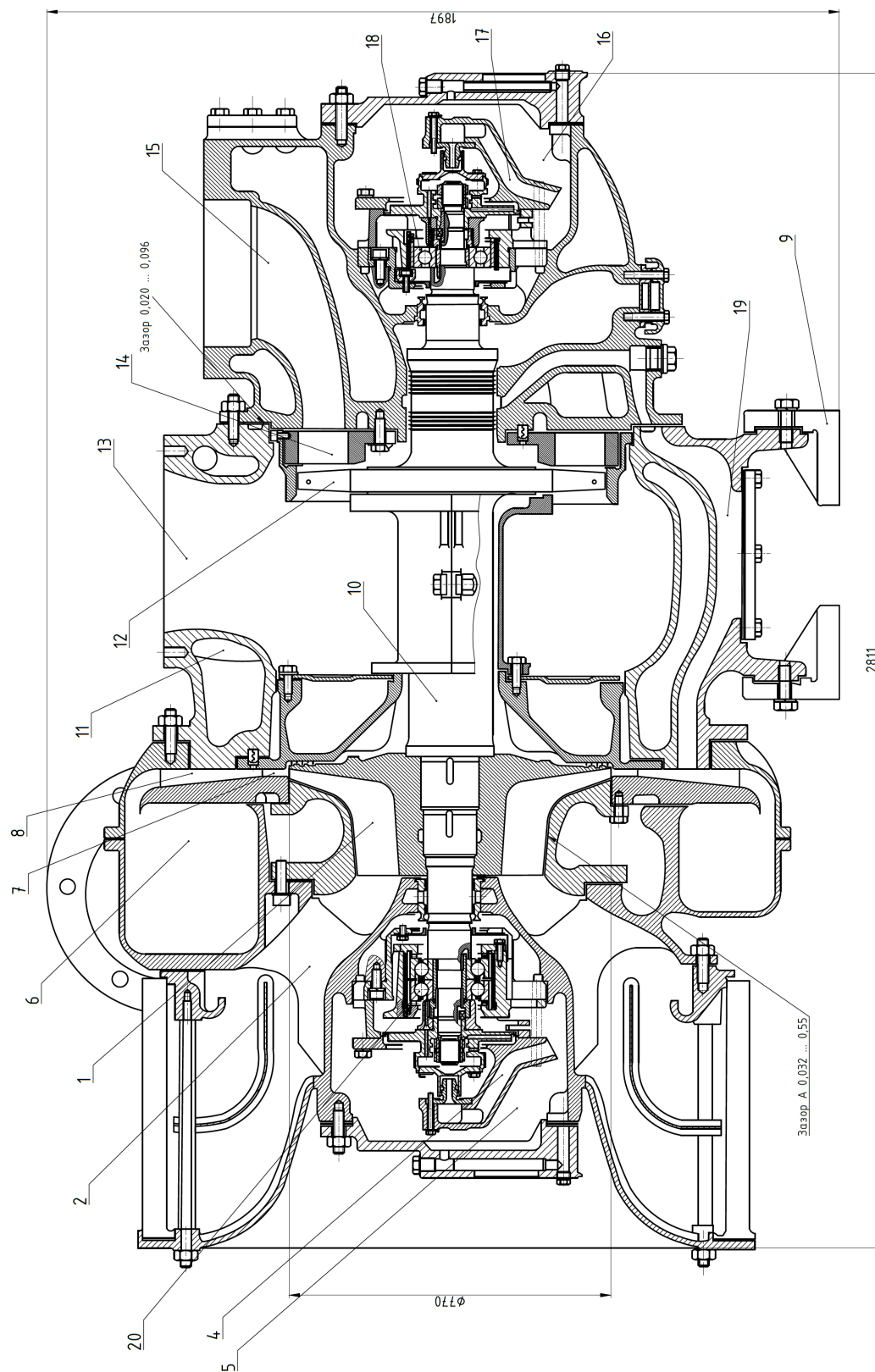


Рис. 4.3. Спроектований турбокомпресор ТК64

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.2227ст.05.04.ПЗ.

Лист

67

Колесо компресора 1 з'єднується з валом 10 за допомогою шпоночного з'єднання. Воно напіввідкритого типу з радіальними лопатками на виході (тип радіальна зірка). Колесо має осьовий вхід повітря з обертовим скеровуючим апаратом, який утворюється з осьових частин лопаток. Задній диск колеса має численні гребінці. Вони зроблені як відповідна частина безконтактного ущільнення, яке створюють з одного боку гребінці колеса, а з другого – гребінці на корпусній вставці. Ще один гребінець відносно великої товщини використовується для зняття металу під час динамічного балансування ротору. Колесо зроблено з алюмінієвого сплаву АЛ4.

Колесо турбіни 12 осьового типу з'єднано з ротором через зварювання. Лопатки колеса з'єднані з диском за допомогою замків, які дозволяють замінювати окремі лопатки, якщо вони будуть пошкоджені.

У зв'язку зі збільшенням температури газів перед турбіною, матеріал робочих лопаток змінено на жароміцний сплав типу Є1437Б. Теж саме стосується і матеріалу соплових лопаток. Диск виготовлений зі сталі 45.

Підшипники. Ротор спирається на підшипники кочення, які розташовані у спеціальних елементах корпусів 5 та 16. Один з підшипників є опорним 18, два інші – опорно-упорними 20. До підшипників через канали 4 та 17 підводиться масло, яке після змащення відводиться назад до картерів 5 та 16.

Опорно-упорні підшипники 20 розташовані в передній частині турбокомпресора з сторони компресора.

Опорний підшипник 18 розташовується зі сторони турбінної частини турбокомпресора.

Вузли ущільнення. У турбокомпресорі є кілька вузлів ущільнення. Вони слугують для забезпечення непроникнення дрібних часток масла з підшипників до компресора та турбіни, для зменшення осьового зусилля на колесі компресора, а також зменшення небажаних перетікань газу вздовж осі ротора. До вузлів ущільнення підходять канали, що забезпечують подачу до них повітря зі збільшеним тиском.

					КРБ.142.2227ст.05.04.ПЗ.	Лист
						68
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Ущільнення з боку компресора перешкоджає тому, щоб аерозолі масла з порожнини підшипника потрапляли в компресор. Воно складається з подвійного кільця типу поршневого (контактного) і лабіринтових (безконтактних) ущільнень, утворених гребінцями, що вальцюють у канавки ротора.

Ущільнення з боку турбіни не допускає прориву гарячих газів, що мають надмірний тиск, з проміжку між сопловим апаратом і колесом турбіни в порожнину підшипника, а також запобігає попаданню масла з порожнини підшипника на нагріту частину валу, де воно може перетворитися на кокс і заповнювати зазори, перешкоджаючи вільному обертанню ротора. Ущільнення утворене подвійним кільцем і групою лабіринтів, подібно описаному ущільненню з боку компресора. До безконтактного ущільнення підводиться стисле повітря з компресорної завитки по трубопроводу. Воно запобігає розповсюдженню газів та аерозолів масла вздовж ротору.

Безконтактне ущільнення з задньої поверхні диску колеса відокремлює зону з підвищеним тиском повітря (за колесом) від зони із зниженим тиском, яка утворюється за цим ущільненням біля ротору. Зовнішній діаметр цієї зони приблизно дорівнює діаметру входу в колесо, де також має місце знижений тиск. Для створення низького тиску в відокремленій зоні вона з'єднується через спеціальний канал (на кресленні не показаний) з оточуючим повітрям. Зовнішній діаметр зазначеної зони та тиск в ній підбирають таким чином, щоб осьові зусилля на колесі компресора були приблизно однаковими як з боку всмоктування компресора, так і з протилежного боку.

Система змащення. Масло до підшипників підводиться через канали з масляних картерів порожнин для підшипників. Підвід масла до підшипників організовується встановленням на вал ротору турбокомпресору крильчатки, за допомогою якої масло під тиском потрапляє на підшипники.

Система охолодження у конструкції турбокомпресора виглядає як система порожнин, каналів та елементів з'єднання. Завдяки порожнинам у корпусі турбіни та газовідвідному корпусі охолоджуються зовнішні поверхні цих корпусів, зменшується підведення теплоти до компресорної частини та

					КРБ.142.2227ст.05.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		69

до опорного підшипника. У турбокомпресорі виконується охолодження газоприймальної завитки. Це запобігає її передчасної руйнації за рахунок теплового навантаження.

4.11 Висновок по розділу

Результати розрахунку підтвердили можливість застосування двох турбокомпресорів ТК64 для двигуна типу 16ЧН 32/46. На підставі розрахунку визначені основні конструктивні розміри турбокомпресора з можливими відхиленнями, які не суттєві для проведення компоновочного конструювання.

Спроекований відцентровий компресор має степінь підвищення тиску $P_k = 4,07$ при ККД $\eta_{ад} = 0,788$ (що допускається для таких компресорів) і розході повітря $G = 8,04$ кг/с. Температура повітря на виході з компресора при $T_0 = 293$ К (20 °С) становить $T_k = 489,0$ К (216,0 °С). Потужність приводу на розрахунковому режимі становить 1495,5 кВт, частота обертання ротору $1417,1$ хв⁻¹.

					КРБ.142.2227ст.05.04.ПЗ.	Лист
						70
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

Розрахунок і розробка принципових схем систем двигуна типу 16ЧН 32/46

5.1 Паливна система

Паливна система дизельного двигуна 16ЧН 32/46 (рис. 5.1) складається з фільтрів грубої і тонкої очистки, паливопроводу, розташованого на дизелі, і перепускного клапана. До і після фільтра тонкого очищення, для визначення тиску палива на вході в дизель і засміченості фільтра по перепаду тисків встановлені манометри 2. Паливо з бака через фільтр грубої очистки засмоктується насосом подачі палива і через фільтр тонкої очистки подається по трубі 3 до насосів високого тиску правого і лівого рядів дизеля. Надлишок палива через перепускний клапан 7 і паливний підігрівач відводиться в бак. Паливо, що просочилося з порожнини високого тиску форсунок, по трубі 9 також зливається в паливний бак. На дизелях типу 16ЧН 32/46 встановлені однакові індивідуальні для кожного циліндра паливні насоси високого тиску, які механічно приводяться плунжером-золотником, і форсунки закритого типу з гідравлічним управлінням руху голки.

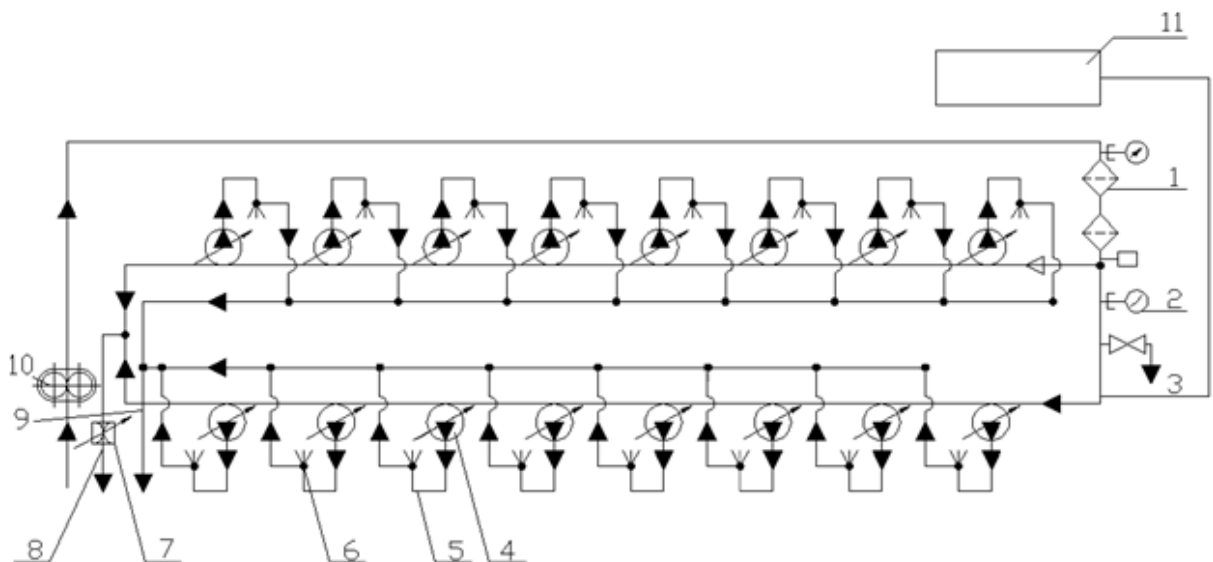


Рис. 5.1. Схема паливної системи дизельного двигуна типу 16ЧН 32/46

1. Фільтр тонкої очистки палива
2. Манометр
3. Труба підведення палива

4. Насос високого тиску
5. Паливопровод високого тиску
6. Форсунка
7. Перепускний клапан
8. Труба зливу надлишку палива з дизеля
9. Труба зливу палива з форсунки
10. Паливопідкачувальний насос
11. Паливний бак

5.1.1 Паливний насос високого тиску

На дизелях 16ЧН 32/46 застосовується 16 індивідуальних паливних насосів високого тиску (рис. 5.2). Всі насоси прикріплені до лотка, на лотку для кожного насоса передбачено по 4-ри шпильки. Корпус насоса відлитий з чавуну, за винятком тих насосів, які випускалися до 2004 року, де корпус був з алюмінію, та й сам насос мав деякі конструктивні відмінності від тих, що випускалися після 2004-го року.

Плунжерна пара складається з плунжера і втулки (гільзи). В гільзі плунжера є 2 отвори:

- нижній для відсікання палива;
- верхній для підведення палива.

На голівці плунжера присутні 2 спіральні кромочки (верхня і нижня), вони необхідні для забезпечення регулювання подачі палива в циліндри двигуна, регулювання відбувається за рахунок обертання плунжера. Ці кромочки розміщені так, що в разі, якщо рейка висувається, то подача палива збільшується, інакше – зменшується. На циліндричних поверхнях плунжерів є кілька кільцевих канавок. Одна цих канавок широка, і постійно з'єднана з каналом всмоктування, що знаходяться в гільзі, завдяки наявності цієї канавки прискікається можливе попадання палива за плунжеру в систему змащення двигуна. На гільзі розміщений спеціальний зубчастий вінець, в його пази заходить повідець плунжера, звичайно з невеликим зазором. З цим вінцем в постійному зачепленні знаходиться паливна рейка, яка обертає плунжер. Зубчастий

					КРБ.142.2227ст.05.05.ПЗ.	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		72

вінець 5, утримується на гільзі верхньою тарілкою 7, притиснутою до корпусу насоса пружиною 6. Протилежним торцем пружина 6 впирається в нижню тарілку 3, яка розташована на плунжері і спирається на упор 22 штовхача.

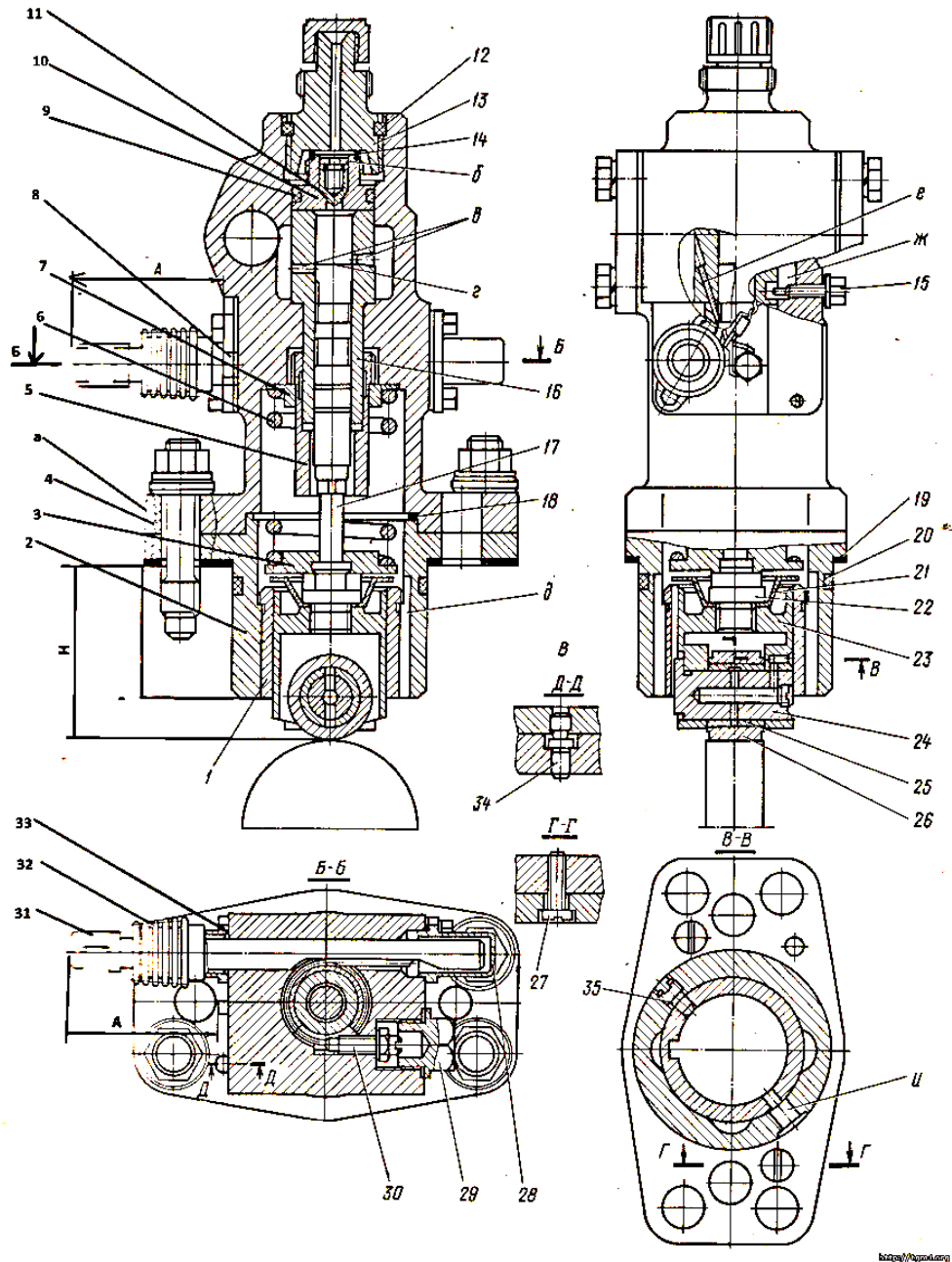


Рис. 5.2. Схематичне зображення ПНВТ

1 – втулка; 2 – напрямна втулка; 3 – тарілка нижня; 4 – корпус насоса; 5 – зубчастий вінець; 6 – пружина; 7 – тарілка верхня; 8 – болт; 9 – ущільнювальне кільце з бензомаслостойкой гуми; 10 – корпус нагнітального клапана; 11

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

КРБ.142.2227ст.05.05.ПЗ.

Лист

73

– клапан; 12 – ущільнювальне кільце; 13 – натискний штуцер; 14 – прокладка; 15 – стопорний гвинт; 16 – гільза (втулка) плунжера; 17 – плунжер; 18 – ущільнювальне кільце; 19 – прокладка регулювальна; 20 – ущільнювальне кільце; 21 – тарілка; 22 – упор; 23 – корпус штовхача; 24 – вісь ролика; 25 – втулка; 26 – ролик; 27 – гвинт; 28 – кришка; 29 – пробка; 30 – гвинт; 31 – рейка; 32 – ковпак; 33 – фланець; 34 – штифт; 35 – гвинт стопорний.

А – максимальний вихід рейки ПНВТ, становить 89,3 мм;

Н – відстань від ролика штовхача до торця направляючої втулки;

Цей параметр береться до уваги при підборі прокладок, які ставлять між фланцями лотка і спрямовуючої штовхача. Самі прокладки необхідні для того, щоб забезпечити зазор між корпусом нагнітального клапана і плунжером, коли він знаходиться в крайньому верхньому положенні. Цей зазор повинен складати $2^{+0,15}$.

а - поверхня для маркування товщини прокладки;

б - порожнину, де створюється високий тиск;

в - отвори для відсічення і підведення палива;

г - запірні кромки;

д - зливний масляне отвір;

е - отвір;

ж - простір з низьким тиском;

з - масляне отвір для змащування штовхача.

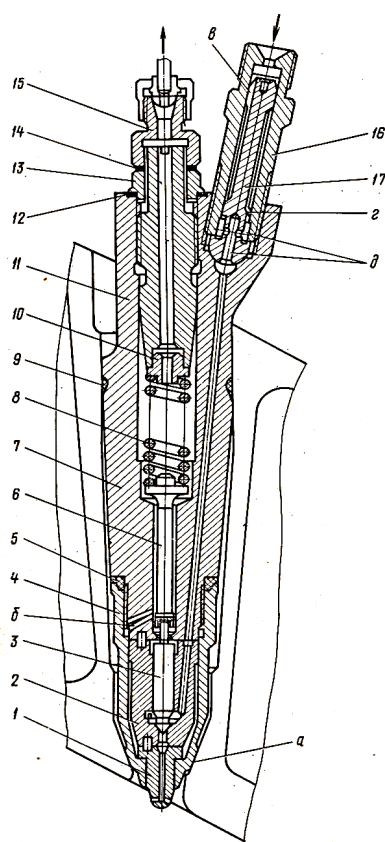
5.1.2 Форсунка

Конструкція форсунки (рис. 5.3) забезпечує максимально можливе наближення пружини до голки розпилювача для зменшення маси рухомих деталей. Щілинний фільтр на вході у форсунку дає можливість захистити розпилювач від забруднення при роботі, а також під час встановлення і зняття трубок з-за зовнішньої різьби на корпусі фільтра. Розпилюючі отвори в соплах розташовані похило, тобто так само, як і форсунки в кришках циліндра. Корпус розпилювача і сопло мають азотовані поверхні, що забезпечує термостійкість і зносостійкість деталей. Пропускну здатність форсунки перевіря-

					КРБ.142.2227ст.05.05.ПЗ.	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		74

ють на стенді зі зразковим насосом на режимах, що відповідають номінальній потужності і мінімальній частоті обертання валу при холостому ході.

Рис. 5.3. Поперечний розріз форсунки



Форсунку на дизель встановлюють спеціальну розточування кришки циліндра, виконану під кутом 30 градусів до осі циліндра, що дозволяє розташувати поза закриття кришки зовнішню частину форсунки і полегшити умови її обслуговування в експлуатації. Форсунка кріпиться до кришки циліндра двома шпильками, гайки яких щоб уникнути надмірної деформації ковпака і розпилювача затягують ключем, створюючи момент 0,1...0,2 кН·м

Ущільнення форсунки в кришці забезпечується конусним з'єднанням в нижній частині і гумовим ущільнювальним кільцем 9 у верхній частині. До нижнього торця корпусу 7 кріплять ковпаком 4 корпус 2 розпилювача і сопло 1, торцеві поверхні яких ущільнені за рахунок їх малої шорсткості і високої точності обробки. Деформація деталей обмежена фіксованою затяжкою ковпака.

5.1.3 Паливопідкачувальний насос

Дизельний двигун 16ЧН 32/46 використовує насос шестеренного типу з приводом від колінчастого валу. Даний насос забезпечує тиск в системі до 0,6 МПа.

Насос шестеренного типу з приводом від дизеля встановлено на торці корпусу приводу насосів і приводиться в обертання через проміжний шліцьовий вал, втулку і штифт, що дозволяють за рахунок зазорів в шліцьових з'єднаннях компенсувати неспіввісність привідного валика насоса і шестерні приводу.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

5.1.4 Паливні фільтри

Перед тим як потрапити в паливну систему дизеля паливо спочатку проходить крізь фільтр грубої очистки палива. Фільтр здатний затримувати чужорідні частинки, розмір яких перевищує 45 мікрон. Фільтр грубої очистки палива розташований з лівого боку дизеля. Фільтр складається з корпусу, в якому розміщений набір фільтруючих елементів, цей набір утворює своєрідний пакет, який надівається на 3-х граний стрижень. Сам стрижень вкручується у верхню кришку, між верхньою кришкою і корпусом є ущільнювальне кільце. Пакет з фільтруючими елементами закріплений на стержні гайкою з шайбою, яка стопориться гранями і захищає фільтруючі елементи від можливого пошкодження, коли затягується гайки. Після затяжки гайка стопориться шплінтом. У нижній частині корпусу фільтр присутній різьбова пробочка, яка призначена для зливу палива і механічних домішок, які осідають внизу корпусу після очищення. Дизельне паливо засмоктується у фільтр грубої очистки крізь отвір в нижньому фланці, а далі через фільтруючі елементи потрапляє всередину пакета. Після цієї процедури очищення, паливо виходить по трубопроводу і спрямовується до паливopідкачуючого насосу. Частина "затриманих" чужорідних тіл залишаються на фільтрувальних елементах, інша ж частина опускається вниз корпусу фільтра.

5.1.5 Паливні трубки високого тиску

Паливо від насосів до форсунок подається по паливопроводу високого тиску. На всіх дизельних двигунах типу 16ЧН 32/46 застосовується паливопровод довжиною 570 мм з зовнішнім діаметром 8 мм і внутрішнім діаметром 2,6 мм. Тривала надійна робота паливопроводу високого тиску забезпечується раціональним вибором його розмірів і конфігурації, високою якістю виготовлення і монтажу на дизелях.

					КРБ.142.2227ст.05.05.ПЗ.	Лист
						76
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

5.1.6 Розрахункова частина

Циклова подача палива:

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

де $g_e = 0,1821 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$ – питома витрата палива;

$N_e = 8000 \text{ кВт}$ – потужність двигуна;

$\tau = 4$ – коефіцієнт тактності;

$n = 750 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертання колінчатого валу;

$i = 16$ – кількість циліндрів.

$$g_{\text{ц}} = \frac{0,1821 \cdot 8000 \cdot 4}{120 \cdot 750 \cdot 16} = 4,0 \cdot 10^{-3} \text{ г/цикл}.$$

Запас палива

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

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

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

$$G_{\text{т}} = [1,1 \cdot (0,1821 \cdot 8000)] \cdot 20 \cdot 10^{-3} = 32 \text{ т}.$$

Об'єм витратної цистерни

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

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

$K_1 = 1,01 \dots 1,05$ – коефіцієнт захащення цистерни;

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

$$V = \frac{32}{830} \cdot 1,01 \cdot 1,03 \cdot 10^3 = 40 \text{ м}^3.$$

Продуктивність паливопідкачуючого насоса (ППН):

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

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

$$W_{\text{пн}} = \frac{1,5 \cdot 8000 \cdot 0,1821}{830} = 2,6 \text{ м}^3 / \text{год}.$$

Потужність привода ППН:

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

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

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

$\eta = 0,6 \dots 0,7$ – ККД ППН.

$$N = \frac{2,6 \cdot 0,5 \cdot 1,5}{3600 \cdot 0,7} \cdot 10^3 = 0,77 \text{ кВт}$$

Площа поверхні фільтруючих елементів:

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

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

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

$$F_{\phi} = \frac{2,6}{3600 \cdot 0,02 \cdot 0,2} = 0,18 \text{ м}^2.$$

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. Резервуаром для масла служить масляна ванна, виконана в поддизельній рамі. Рівень масла у ванні контролюється щупом. З ванни через сітчастий маслозаборник і розміщений у ньому безповоротний клапан масло надходить у усмоктувальну порожнину масляного насоса. Під тиском, створюваним насосом, масло по каналу подається через фільтр грубого очищення в полнопоточний фільтр тонкого очищення і потім по трубопроводу в охолоджувач. На виході з охолоджувача потік розділяється на три частини. Одна частина масла направляється до відцентрових фільтрів і звідти зливається у ванну; інша надходить через фільтри грубої очистки в дизель і розподіляється по всіх циліндрах. По третьому каналу масло через редукційний клапан підводиться до поздовжнього каналу лотка. Від трубопроводу подачі масла до дизеля є відвід на турбокомпресор.

					КРБ.142.2227ст.05.05.ПЗ.	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		78

З порожнини підшипників турбокомпресора масло зливається в привід насосів. Система каналів у блоці, колінчастому валі, приводах, шатунах і поршнях забезпечує роздачу масла по всім елементам дизеля, які труться.

Напірна магістраль дизеля з'єднана з реле тиску і запобіжним клапаном, який перепускає масло в картер при перевищенні тиску вище 0,6 МПа. У разі підвищення перепаду тисків у фільтрі тонкого очищення вище 0,18 МПа спрацьовує клапан, що перепускає масло повз фільтра. Обмеження верхньої межі тиску масла (0,9 МПа) забезпечується перепускним клапаном, вбудованим в корпусі насоса. Перед пуском дизеля і після його зупинки включається маслопрокачуючі насоси, які забирають масло з поддизельної рами і під тиском через безповоротний клапан подають його в систему дизеля.

Масляна система двигуна 16ЧН 32/46 включає два масляних насоса і два охолоджувача. З ванни масло проходить через фільтр грубого очищення, всмоктується правим насосом і подається до фільтру тонкого очищення, з якого потрапляє в правий охолоджувач і звідти у лівий масляний насос. Від лівого насоса під тиском надходить у фільтр грубої очистки і потім на змазку дизеля.

5.2.1. Масляний насос двигуна 16ЧН 32/46

Головний масляний насос (рис. 5.4) 16-циліндрових дизелів 16ЧН 32/46 встановлений на передньому торці двигуна, а саме на корпусі приводу насосів. Він призначений для забезпечення циркуляції масла в системі дизеля з необхідним тиском. Номінальна частота обертання масляного насоса 1500 об/хв; подача не менше 110 м³/год при тиску нагнітання 0,7 МПа і температурі масла 65...82 °С. Тиск відкриття перепускного клапана 0,9 МПа. Насос шестеренного типу, односторонній, нереверсивний.

					КРБ.142.2227ст.05.05.ПЗ.	Лист
						79
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

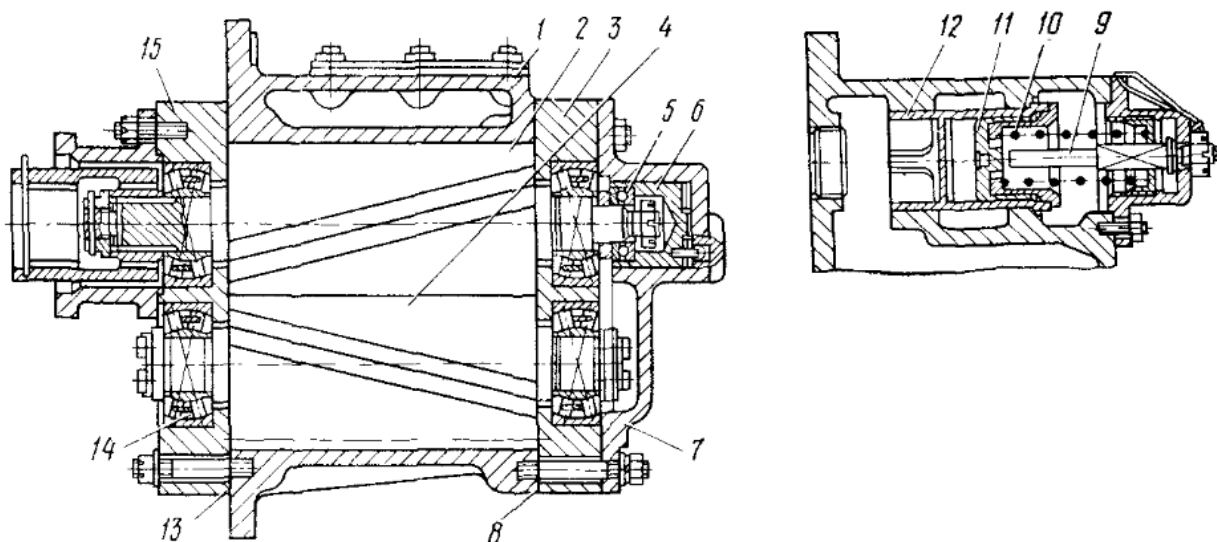


Рис. 5.4. Насос масляний

- | | |
|-------------------------------|--------------------------------|
| 1. Корпус; | 8, 13. Прокладка локотканьова; |
| 2. Шестірня ведуча; | 9. Стрижень; |
| 3, 15 Плита підшипника; | 10. Пружина; |
| 4. Шестерня ведена; | 11. Поршень; |
| 5. Підшипник упорний; | 12. Клапан; |
| 6. Поршень розвантажувальний; | 14. Підшипник. |
| 7. Кришка; | |

5.2.2 Масляні фільтри

Фільтр масла відцентрового типу. Ротор фільтру обертається на осі. У кришці ротора встановлено сопла і два відбійника. Опорами ротора служить бронзові втулки, запресовані в корпус і кришку ротора, а також упорний підшипник, що сприймає навантаження від маси ротора і зафіксований на осі пружинним кільцем. В ковпаку запресована втулка, яка служить опорою для верхнього кінця осі. Внутрішня стінка корпусу ротора вкрита паперовою прокладкою, що полегшує видалення відкладень продуктів зносу з масла при очищенні фільтра.

У процесі експлуатації при технічному обслуговуванні розбирають відцентровий фільтр для очищення внутрішньої порожнини ротора від відкладень. При розбиранні та складанні фільтра необхідно звертати увагу на вста-

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

КРБ.142.2227ст.05.05.ПЗ.

Лист

80

новлення сопел в задане положення, так як це забезпечує створення реактивного моменту для обертання ротора.

5.2.3 Фільтр повнопотоковий

Для тонкого очищення масла призначений повнопотоковий фільтр (рис. 5.5). Його використання дозволило істотно поліпшити фільтрування масла і підвищити надійність і зносостійкість вузлів тертя дизеля. В експлуатації необхідно постійно стежити за станом фільтруючих елементів і періодично їх замінювати.

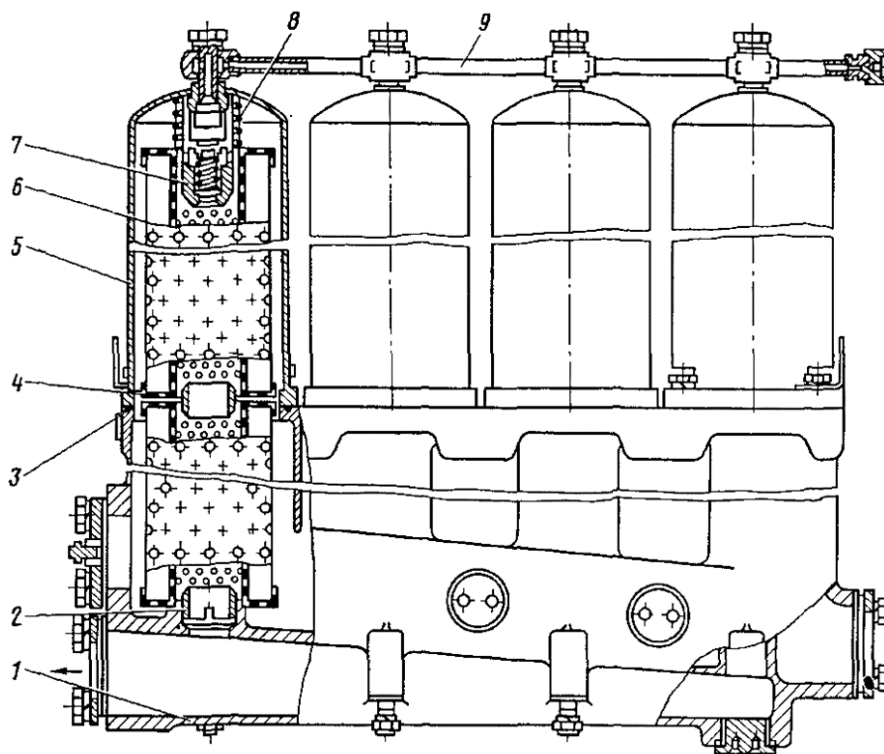


Рис. 5.5. Фільтр масла повнопотоковий

5.2.4 Охолоджувач масла

Для відводу тепла, що виділяється в масло від тертьових деталей, і при охолодженні поршнів використовується охолоджувач (рис. 5.6). Водяна порожнину охолоджувача розділена навпіл перегородкою 5 в кришці 11. Вода циркулює в охолоджуючій секції з оребреними трубками 6, закріпленим у передній 3 і задній 16 трубних дошках. Для поліпшення теплообміну в охолоджуючій секції встановлені сегментні перегородки 13, створюють поперечний омивання маслом трубного пучка.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

КРБ.142.2227ст.05.05.ПЗ.

Лист

81

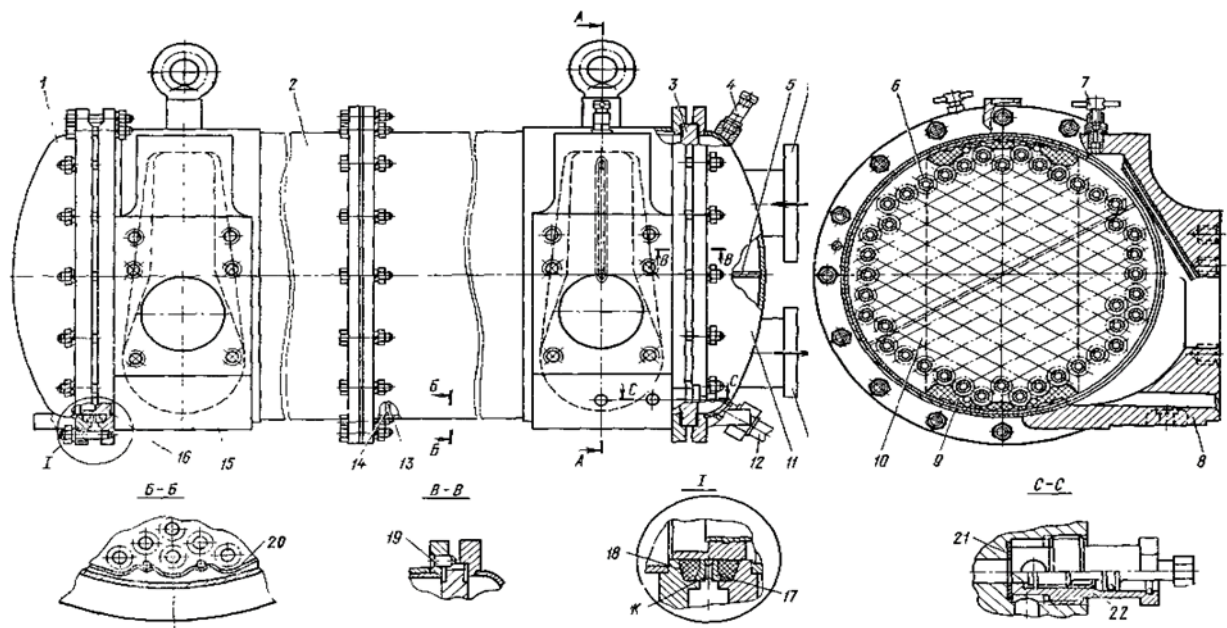


Рис. 5.6. Охолоджувач масла:

- 1, 11 – кришки; 2 – корпус; 3, 16 – дошки трубні; 4, 7 – вентиль;
 5, 13 – перегородки; 6 – охолоджуючі трубки; 8, 15 – кронштейн;
 9, 20 – заповнювачі; 10 – охолоджуюча секція; 12 – труба; 13 – дріт;
 14 – шнур; 17 – кільце проміжне; 18 – кільце ущільнювальне; 19 – штифт;
 21 – прокладка; 22 – вентиль для зливу масла; г, д – патрубки; ж – отвір

Стик перегородок і корпусу ущільнений гумовим шнуром 14. Температурні подовження трубок охолоджуючої секції викликають переміщення задньої трубної дошки 16, яка ущільнюється в корпусі 2 і кришці 1 двома гумовими кільцями. Положення секції відносно корпусу фіксується штифтом 19.

Вода в охолоджувач надходить по патрубку г передньої кришки, проходить по трубках 6 і однієї половини секції, потім по трубках іншої половини і виходить з патрубка д. Масло в охолоджувач надходить по трубопроводу в рамі через отвір в кронштейні 15, проходить в міжтрубному просторі і виходить через кронштейн 8.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

Розрахункова частина

1. Мощность главного двигателя, кВт $N_e = 8000$
2. Удельный расход топлива, кг/(кВт*ч) $g_e = 0.1821$
3. Количество теплоты трения, отводимой маслом, кДж/ч
 Доля теплоты трения, принята маслом
 Лежит в диапазоне $\alpha_{тр}=0.4-0.45$, принимаем $\alpha_{тр} = 0.42$
 Механический КПД двигателя $\eta_M = 0.88$

$$Q_{тр} = 3600 \cdot \alpha_{тр} \cdot N_e \cdot \left[\left(\frac{1}{\eta_M} \right) - 1 \right] = 3600 \cdot 0.42 \cdot 8000 \cdot \left(\frac{1}{0.88} - 1 \right) = 1.64945e6$$
4. Расход в контуре масла для отвода теплоты трения, м³/ч
 Теплоемкость, кДж/(кг*К) $c_M = 2.05$
 Плотность, кг/м³ $\rho_M = 900$
 Допустимая разность температур, °C $\Delta t_M = 10$

$$W_1 = \frac{Q_{тр}}{(c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M)} = \frac{1.64945e6}{2.05 \cdot 900 \cdot 10} = 89.4$$
5. Поток масла в контуре охлаждения поршней, м³/ч
 Доля теплоты отводимая от поршней
 Лежит в диапазоне $\alpha_{тр}=0.04-0.05$, принимаем $\alpha_{о.п} = 0.05$
 Теплота сгорания топлива, кДж/ч
 Лежит в диапазоне $Q_p=40000-43000$, принимаем $Q_p = 42716.61$
 Теплота, отведенная от поршней, кДж/ч

$$Q_{о.п} = \alpha_{о.п} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_p = 0.05 \cdot 0.1821 \cdot 8000 \cdot 42716.61 = 3.111478e6$$

$$W_2 = \frac{Q_{о.п}}{(c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M)} = \frac{3.111478e6}{2.05 \cdot 900 \cdot 10} = 168.6$$
6. Подача циркуляционного масляного насоса, м³/ч
 Коэффициент запаса подачи $k_w = 1.53$

$$W_{MH} = k_w \cdot (W_1 + W_2) = 1.53 \cdot (89.4 + 168.6) = 394.7$$
7. Необходимый запас циркуляционного масла, кг
 Кратность циркуляции, 1/ч $K_{ц} = 72$

Подача циркуляционного насоса, м³/ч

$$G_{\text{сист}} = \frac{W_{\text{мн}}}{K_{\text{ц}}} = \frac{394.7}{72} = 5.482$$

$$G_{\text{цм}} = G_{\text{сист}} \cdot \rho_{\text{м}} = 5.482 \cdot 900 = 4933.8$$

8. Коэффициент загромождения картера элементами конструкции

$$K_1 = 1.04$$

Коэффициент учитывающий мертвый объем картера

$$K_2 = 1.05$$

Вместимость картера для хранения запаса масла, м³

$$V_{\text{м}} = \frac{G_{\text{цм}} \cdot K_1 \cdot K_2}{\rho_{\text{м}}} = \frac{4933.8 \cdot 1.04 \cdot 1.05}{900} = 5.99$$

9. Рекомендуемое время работы самоочищающегося сепаратора в сутки, ч

$$\tau_{\text{с}} = 10$$

Рекомендуемая частота сепарации масла, сут.⁻¹

$$K = 2$$

Суммарная пропускная способность сепараторов, м³

$$W_{\text{пзс}} = \frac{V_{\text{м}}}{\tau_{\text{с}}} \cdot K = \frac{5.99}{10} \cdot 2 = 1.2$$

10. Температура масла после подогревателя, °С

$$t_{2\text{м}} = 85$$

Температура масла в картере, °С

$$t_{1\text{м}} = 45$$

Коэффициент теплопередачи, кДж/(м²·ч·К)

$$K_{\text{ТП}} = 500$$

Температура насыщенного пара, поступающего в подогреватель, °С

$$t_{\text{см}} = 170$$

Средняя разница температур между насыщенным паром и маслом, °С

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

Количество одновременно работающих сепараторов

$$n_{\text{с}} = 1$$

Коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности отложениями

$$k_3 = 1.2$$

Площадь теплопередающей поверхности подогревателя масла перед сепаратором, м²

$$F_{\text{пс}} = \frac{W_{\text{пзс}} \cdot c_{\text{м}} \cdot (t_{2\text{м}} - t_{1\text{м}}) \cdot \rho_{\text{м}}}{K_{\text{ТП}} \cdot \Delta t_{\text{м.}} \cdot n_{\text{с}}} \cdot k_3 = \frac{1.2 \cdot 2.05 \cdot (85 - 45) \cdot 900}{500 \cdot 105} \cdot 1.2 = 2.024$$

11. Мощность, потребляемая насосом, кВт

					КРБ.142.2227ст.05.05.ПЗ.	Лист
						84
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

Напор насоса, м

$$H_H = 4$$

К.П.Д насоса

$$\eta_H = 0.75$$

$$N_{\text{цн}} = 0.272 \cdot \frac{W_{\text{мн}} \cdot H_H \cdot \rho_M}{\eta_H} \cdot 10^{-5} = 0.272 \cdot \frac{394.7 \cdot 4 \cdot 900}{0.75} \cdot 10^{-5} = 5.153$$

12. Площадь фильтрующей поверхности фильтра грубой очистки, м²

Скорость фильтрации, м/с

$$v_M = 0.05$$

Коэффициент живого сечения

$$K_{\text{жс}} = 0.2$$

$$F_{\text{фго}} = \frac{W_{\text{мн}}}{3600 \cdot v_M \cdot K_{\text{жс}}} = \frac{394.7}{3600 \cdot 0.05 \cdot 0.2} = 10.964$$

13. Удельная пропускная способность материала, из которого выполнен фильтрующий элемент, м³/(м²*ч)

$$q_{\text{ф}} = 1.2$$

Площадь поверхности фильтра тонкой очистки, м²

$$F_{\text{фто}} = \frac{W_{\text{мн}}}{q_{\text{ф}}} = 328.917$$

14. Коэффициент теплопередачи, кДж/(м²*ч*К)

$$k_{\text{ТП}} = 1400$$

Коэффициент загрязнения холодильника

$$k_3 = 1.2$$

Температуры охлаждающей жидкости на входе и выходе из охладителя масла, °С

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

Температурный напор, °С

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

Площадь теплопередающей поверхности маслоохладителя, м²

$$F_M = \frac{Q_{\text{тр}} + Q_{\text{о.п}}}{k_{\text{ТП}} \cdot \Delta t_H} \cdot k_3 = 56.287$$

5.3 Система охлаждения

Вода із системи охолодження надходить по роздаткових магістралях уздовж блоку до обох рядів циліндрів, вводиться в зарубашкові порожнини втулок в їх нижній частині, омиває втулки і через трубки надходить до поро-

жнин охолодження кришок циліндрів. З кришок вода перетікає в охолоджуючі порожнини випускних колекторів, звідки по трубах направляється на охолодження корпусів турбокомпресора і далі знову в систему охолодження.

При згорянні палива в циліндрі дизеля температура газів сягає 1500...1600 °С і, відповідно, зростає температура дотичних з ним деталей: поршня, втулки циліндра, та ін. Якщо не охолоджувати ці деталі, то температура їх підвищиться настільки, що вони можуть вийти з ладу. Щоб температура деталей не перевищувала допустимі межі, деталі необхідно охолоджувати.

На сучасних суднах застосовується замкнута система охолодження водою, має суттєві переваги перед проточною, що застосовується в деяких стаціонарних і суднових установках. Ця система дозволяє працювати на високому температурному режимі (температура води на виході з дизеля 90...95 °С), що підвищує економічність двигуна.

Як відомо, кількість води, яка потрібна для охолодження, залежить від температурного перепаду (різниця температури, що входить і виходить з двигуна). Великий температурний перепад, пов'язані з поданням малої кількості води, а, отже, малій швидкості її руху, призводить до значної нерівномірності температури в сорочці втулки циліндра (вода холодна біля входу і гаряча біля виходу). Тому бажано мати таку систему охолодження, в якій завжди забезпечувалася б необхідна витрата води і скорочувалася б різниця температури між виходом і входом (практично різниця в 5...7 °С, а рівень температури 75...85 °С незалежно від навантаження).

Застосування водяних насосів з великою подачею забезпечує майже сталу швидкість води на всіх режимах. Крім того, температура охолодження води в холодильнику регулюється зміною продуктивності насосу забортного контуру, що досягається застосуванням багатоступеневих редукторів. Саме така система охолодження використовується на судновому дизелі 16ЧН 32/46 Циркуляційна, примусова, відкритого типу з розширювальним баком, що виключає утворення повітряних або парових мішків в трубопроводах.

					КРБ.142.2227ст.05.05.ПЗ.	Лист
						86
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

5.3.1 Склад системи

Функціонально система охолодження складається з таких підсистем: водяних насосів, охолоджувачів, розширювальної цистерни, регуляторів, трубопроводів.

Призначення водяних насосів (рис. 5.7) – забезпечення безперервного руху (циркуляції) охолоджуючої води в системі.

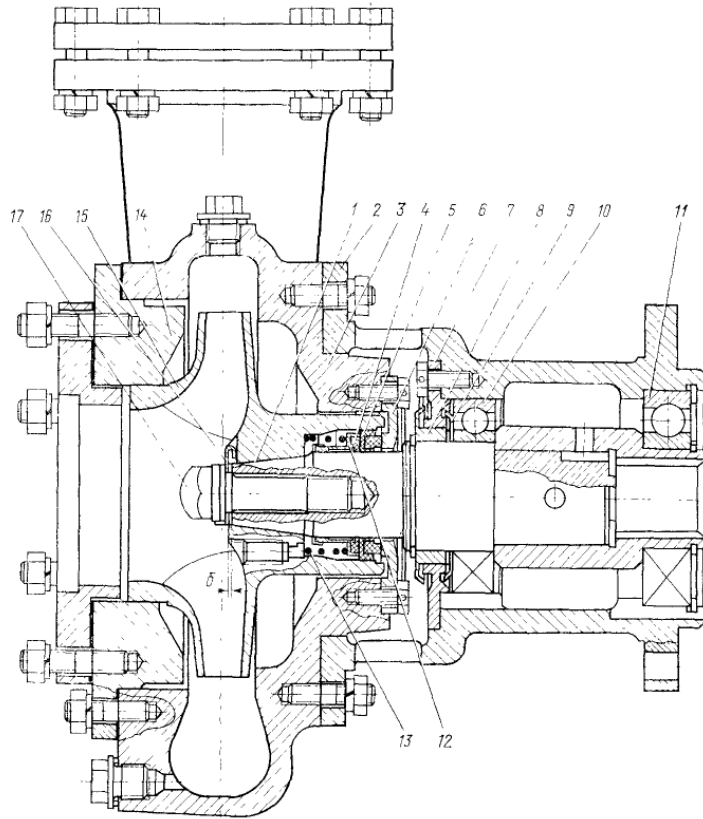


Рис. 5.7. Водяний насос

Охолоджувачі призначені для відводу надлишкової теплоти, яка міститься в охолоджуваній рідині і наддувному повітрі в повітря.

Розширювальна цистерна служить для компенсації зміни об'єму води в системі внаслідок зміни її температури, для поповнення втрат води в системі з-за витоків і випаровування, а також видалення з системи повітря й водяних парів.

Регулятори повинні автоматично підтримувати температуру води, а також охолоджувальних рідин в заданому діапазоні.

Трубопроводи слугують для транспортування води.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

5.3.2 Класифікація системи

Система охолодження двигуна класифікуються за такими ознаками:

- за кількістю водяних контурів;
- по температурному рівню охолоджуючої води;
- за напрямом руху охолоджуючої води в двигуні.

За кількістю водяних контурів систем є одноконтурною. В такій системі використовується холодна вода, яка прокачується насосом через порожнини охолодження двигуна, охолоджувачі робочих рідин і потім повертається.

Залежно від температурного рівня води, що відводить теплоту від нагрітих деталей двигуна, системи є помірно температурної. Системи з помірним рівнем температури (70...95 °C).

За напрямом руху охолоджуючої води в двигуні система є з природним напрямком потоку води. Охолоджуюча вода підводиться до нижньої порожнини охолодження, піднімається вгору у міру підвищення температури і відводиться з двигуна в його верхній частині.

Розрахункова частина

1. Общее количество воды в системе, м³

$$V_v := 5$$

Коэффициент температурного расширения воды в интервале температур от 8 до 90 °C;

$$\beta := 0.00043$$

Приращение температуры при работе двигателя (принимается $\Delta t = 50-70$ °C);

$$\Delta t := 70$$

Коэффициент запаса

$$k_3 := 2$$

Объем расширительного бака, м³

$$V_{pб} := 2V_v \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot k_3 = 0.602$$

2. Эффективная мощность двигателя, кВт

$$N_e := 8000$$

Доля теплоты, отводимой в охлаждающую воду от рабочих цилиндров

$$\alpha_{nv} := 0.13$$

Удельный эффективный расход топлива двигателем, кг/(кВт*ч)

$$g_e := 0.1821$$

Низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг

$$Q_{np} := 42716.61$$

Количество теплоты, отводимой пресной водой от цилиндров, кДж/ч

$$Q_{nv} := \alpha_{nv} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{np} = 0.13 \cdot 0.1821 \cdot 8000 \cdot 42716.61 = 8089842.468$$

3. Теплоемкость пресной воды, кДж/(кг*К)

$$c_{nv} := 4.19$$

Плотность пресной воды, кг/м³

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

Перепад температур при охлаждении цилиндров, °C

$$\Delta t_{nv} := 8$$

Коэффициент запаса подачи насоса

$$K_{\Pi} := 1.15$$

Подача циркуляционного насоса пресной воды, м³/ч

$$W_{nv} := \frac{Q_{nv} \cdot K_{\Pi}}{c_{nv} \cdot \rho_{nv} \cdot \Delta t_{nv}} = 277.545$$

4. Температура воды на входе в теплообменник, °C

$$t_1 := 95$$

Температура воды на выходе из теплообменник, °C

$$t_2 := 70$$

Температура воздуха на входе в теплообменник, °C

$$t_3 := 40$$

Температура воздуха на выходе из теплообменника, °C

$$t_4 := 80$$

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

5. Коэффициент теплопередачи от пресной воды воздуху, кДж/(м²*ч*К)

$$K_B := 4000$$

Площадь теплопередающей поверхности водо-водяного теплообменника, м²

$$F_{ov} := \frac{Q_{nv}}{K_B \cdot \Delta t_{cp}} = 89.887$$

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 1 (рис. 5.8) надходить у всмоктуючі патрубки компресорів 2.

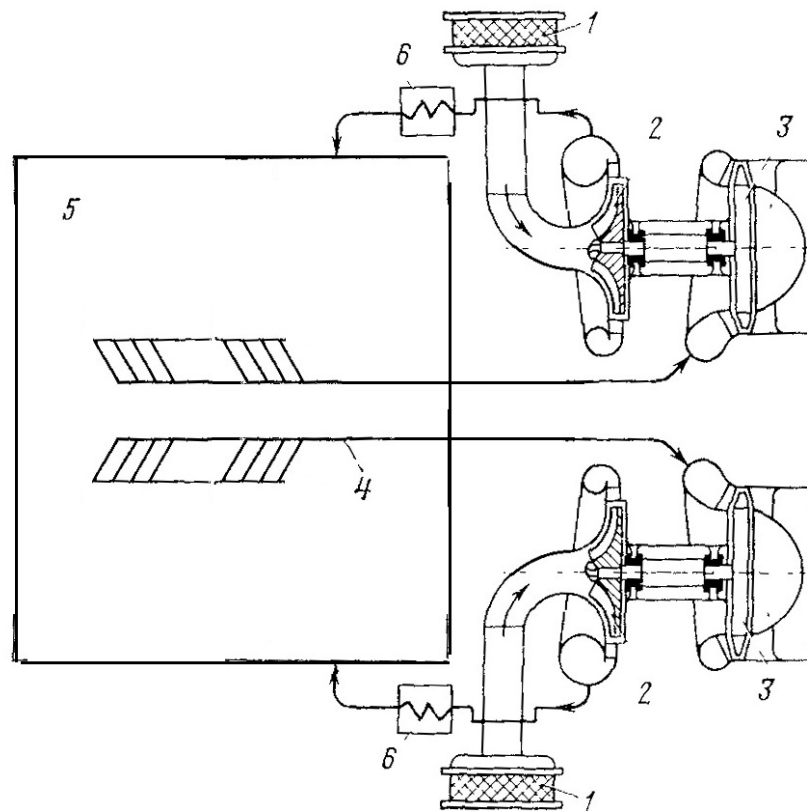


Рис. 5.8. Схема системи повітропостачання

В компресорах повітря стискається, а потім надходить у водоповітряні охолоджувачі 6, де охолоджується до $70...80\text{ }^{\circ}\text{C}$. Стисле і охолоджене повітря подається в наддувний ресивер, а звідти через впускні клапани в циліндри дизеля 5. Газ, що випускається з циліндрів, через газовипускні колектори 4 підводиться до турбін 3 турбокомпресорів. Потенційна енергія випускних газів перетворюється в механічну в турбінах, потужність яких використовується для приводу компресорів. Турбіна і компресор компонуються в одному агрегаті, званому турбокомпресором.

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.

5.4.1 Охолоджувач наддувного повітря

Для підвищення щільності і тим самим поліпшення наповнення циліндрів, повітря після виходу з кожного компресора охолоджується в теплообмінному апараті, який називається охолоджувачем наддувного повітря. Повітря охолоджується водою холодного контуру водяної системи дизеля. Охолоджувач (рис. 5.9) встановлений на кронштейні 8 і кріпиться до нього шпильками 7. Кронштейн прикріплений до блоку циліндрів болтами 9. Зварний корпус 12 охолоджувача наддувочного повітря з патрубком 13 закритий верхній 2 і нижній 6 кришками. Всередині корпусу розташована охолоджуюча секція, що складається з верхньої 4 і нижньої 11 трубних дошок. У кожній з трубних дошок є отвори, в яких закріплені оребрені мідні трубки 5. Охолоджуюча вода циркулює всередині трубок. В міжтрубному просторі проходить охолоджуване повітря.

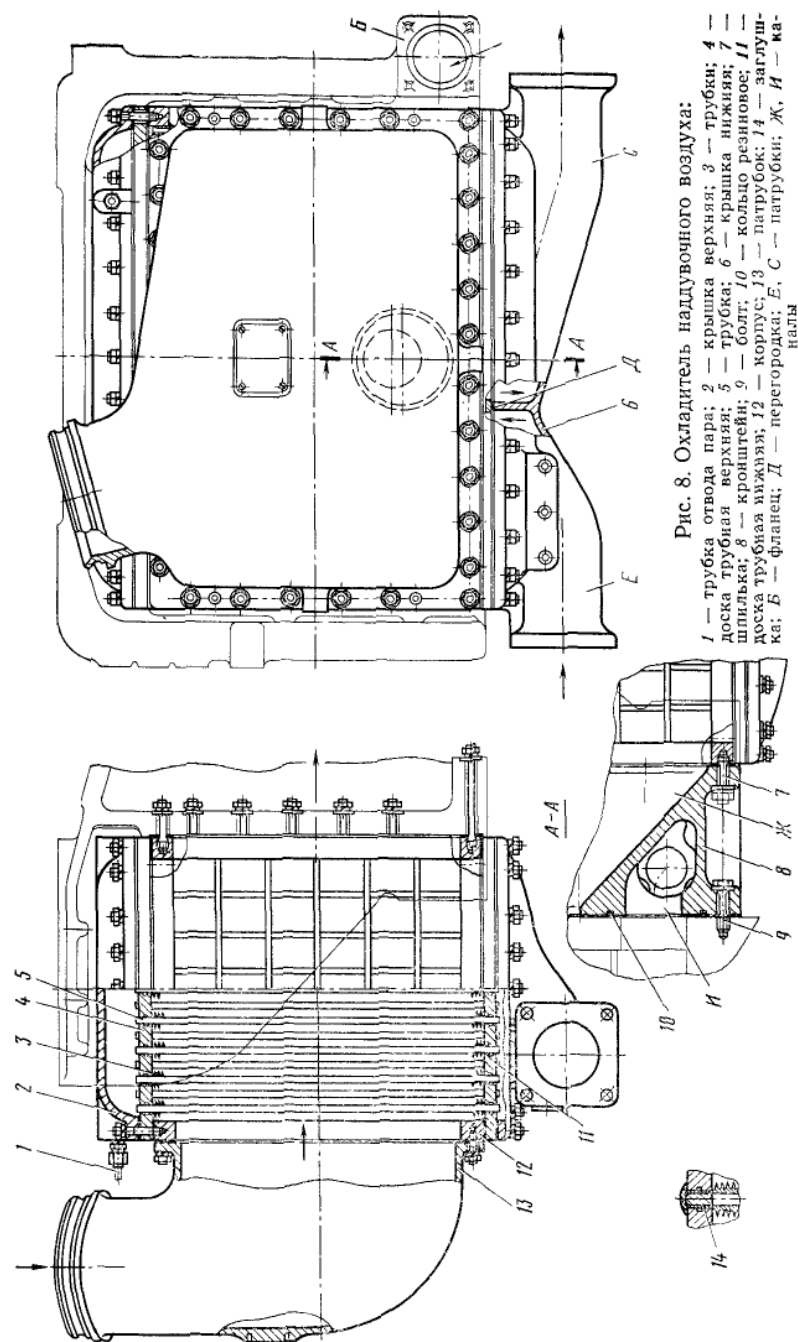


Рис. 8. Охладитель наддувочного воздуха:

1 — трубка отвода пара; 2 — крышка верхняя; 3 — трубки; 4 — доска трубная верхняя; 5 — трубка; 6 — крышка нижняя; 7 — шпилька; 8 — кронштейн; 9 — болт; 10 — кольцо резиновое; 11 — доска трубная нижняя; 12 — корпус; 13 — патрубок; 14 — заглушка; Б — фланец; Д — перегородка; Е, С — патрубки; Ж, И — манометры

5.4.2 Випускні колектори

Гази, що відпрацювали в циліндрах дизеля, відводяться до кожної турбіни через випускні колектори, розташовані на кожному ряду циліндрів з зовнішньої сторони двигуна.

Завдяки значному обсягу випускного трубопроводу і великому числу об'єднуються циліндрів (чотири і більше) імпульси тиску газів в колекторі зменшуються, так що параметри газу на вході в турбіну мало змінюються в часі. Така система називається ізобарною.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

КРБ.142.2227ст.05.05.ПЗ.

Лист

92

Конструктивно ізобарна система простіше імпульсної. При високих тисках наддуву вирівнювання параметрів газу в часі забезпечує підвищення к. к. д. турбіни і за рахунок цього поліпшення економічності дизеля. Крім того, зменшуються динамічні навантаження на робочі лопатки турбіни, що підвищує її надійність.

За умовами роботи до колектора пред'являються наступні вимоги: можливо менший рівень гідравлічних втрат при переміщенні газу від циліндрів до турбіни; збереження високої температури газу (запобігання теплових втрат) перед надходженням в турбіну; надійність в роботі при значних змінах температур і тисків газу на різних режимах; низький рівень температур на зовнішній поверхні, що виключає можливість загоряння при випадковому попаданні самозаймистих рідин; можливо меншу кількість газоплотних стиків, простота збірки і розбирання. Всі ці вимоги були реалізовані в конструкції колекторів двигунів типу 16ЧН 32/46.

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 $D = 0,32$ м – діаметр циліндра;

$S = 0,46$ м – хід поршня;

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

$i = 16$ – кількість циліндрів;

$\chi = 2$ – коефіцієнт тактності;

$n = 750$ об/хв – частота обертання КВ;

$\varphi_a = 1,05$ – коефіцієнт продувки;

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

$P_s = 0,409$ МПа – тиск повітря в ресивері;

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

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

$$G = \pi \frac{D^2}{4} S \frac{P_s}{RT_s} \eta_n i \frac{1}{\chi} \frac{n}{60} \phi_a (1 - \psi) = 16,081 \text{ кг/с.}$$

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 $g_e = 0,1821 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}$ – питома витрата палива;

$N_e = 8000 \text{ кВт}$ – ефективна потужність двигуна;

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

$\alpha_\Sigma = 2,0$;

$L_0' = 14,3 \text{ кг/кг}$ – теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива;

$T_r = 453 \text{ К}$ – температура газів за турбіною;

$p_r = 0,103 \dots 0,107 \text{ МПа}$ – тиск в газоході при допустимій швидкості газу

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

$$d_r = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{0,1821 \cdot 8000 \cdot (2 \cdot 14,3 + 1) \cdot 453}{0,107 \cdot 50}} = 0,61 \text{ м.}$$

Якщо врахувати, що двигун типу 16ЧН 32/46 має дві газовідвідні труби, то діаметр кожної можна знайти з половини площі газовідвідної труби діаметром 0,61 м. В результаті розрахунків діаметри окремих газовідвідних труб повинні складати 0,43 м.

Розрахунок ізоляції

$$d_{u3} = x d_n \text{ м,}$$

де d_n – зовнішній діаметр газоходу, мм;

x знаходимо з рівняння:

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

де $\lambda_{u3} \approx 0,5 \cdot 10^{-3}$ кДж/(м·год·К) – коефіцієнт теплопровідності совеліту або вермикуліту при температурі потоку газу $t_{п} \approx 453$ К;

$\alpha_2 \approx 3,6 \cdot 10^{-3}$ кДж/(м²·год·К) – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ізоляції до повітря;

$t_{u3} = 333$ К – температура на поверхні ізоляції;

$t_b = 313$ К – температура повітря;

$t_{п} \approx 453$ К – температура потоку газу.

$$y = x \ln x = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3}}{3,6 \cdot 10^{-3} (43 + 6)} \frac{453 - 333}{333 - 313} = 0,034$$

Виводимо з рівняння x , і отримуємо:

$$x = 1,033,$$

$$d_{из} = 1,033 \cdot (0,43 + 0,006) \approx 0,45 \text{ м.}$$

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 машинному відділенні судна для розміщення самих систем і їх елементів.

РОЗДІЛ 6

Організація охорони праці

6.1 Вступ

Необхідність забезпечення здорових і безпечних умов праці, формування ціннісних орієнтацій пріоритетності життя і здоров'я людей по відношенню до результатів виробничої діяльності, зумовлює потребу належної підготовки фахівців усіх освітньо-кваліфікаційних рівнів з питань охорони праці

Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних та лікувально-профілактичних заходів і засобів, спрямованих на збереження здоров'я та працездатності людини в процесі праці.

Об'єктом охорони праці є здоров'я і працездатність людини, а предметом – засоби і заходи, спрямовані на їхнє збереження.

Правовою основою законодавства щодо охорони праці є Конституція України, Закони України "Про охорону праці", "Про охорону здоров'я", "Про пожежну безпеку", "Про використання ядерної енергії та радіаційний захист", "Про забезпечення санітарного та епідеміологічного благополуччя населення", а також Кодекс законів про працю України (КЗпП).

Основоположним законодавчим документом в галузі охорони праці є Закон України "Про охорону праці",

Верховна Рада України 14 жовтня 1992 року прийняла Закон України «Про охорону праці». Цей Закон визначає основні положення щодо реалізації конституційного права громадян про охорону їх життя і здоров'я в процесі трудової діяльності, регулює за участю відповідних державних органів відносини між власником підприємства, установи і організації або уповноваженим ним органом і працівником з питань безпеки, гігієни праці та виробничого середовища і встановлює єдиний порядок організації охорони праці в Україні.

					КРБ.142.2227ст.05.06.ПЗ.	Лист
						96
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

6.2 Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів при експлуатації двигуна МАК 16 М 32 С в машинному відділенні

Виконано аналіз за класифікацією небезпечних та шкідливих виробничих факторів, котрі здатні негативно вплинути на здатність виконувати свої обов'язки та здоров'я працівника. Інформацію занесено до табл. 6.1.

Таблиця 6.1. Групи небезпечних та шкідливих виробничих факторів

Види потенційно можливих небезпечних і шкідливих виробничих факторів	Наявність факторів
1. Фізичні небезпечні і шкідливі виробничі фактори: - шум, - вібрація, - підвищене виділення тепла, - підвищена вологість, - наявність електромагнітних полів, - наявність електростатичних полів, - небезпека вибуху, - небезпека виникнення пожежі, - небезпека ураження електрострумом, - підвищена загазованість, - відкрито рухаються й обертаються частини машин.	+ + + + - - + + + + +
2. Хімічні небезпечні і шкідливі виробничі фактори: - токсичні речовини: пари ртуті, пари свинцю і його сполук та ін., - подразнюючі речовини: пральні засоби, кислоти, луги, газита - канцерогенні речовини: сполуки алюмінію, бензин,	- - -
3. Біологічні небезпечні і шкідливі виробничі фактори: - мікроби, віруси, бактерії, - комахи, - гриби, найпростіші, - інші мікроорганізми.	- - - -
4. Психофізіологічні небезпечні і шкідливі виробничі фактори: - малорухомість роботи, - фізична втома, - нервова напруга, - напруга аналізаторів (зорового-слухового-тактильного) - напруга рук, ніг, спини	- + + + +

Електробезпека. На проектуваному судні застосований перемінний струм з параметрами: напруга 400 В, частотою 50 Гц. З метою забезпечення безпеки роботи екіпажу, передбачені наступні вимоги ПВЕ-84:

- площа перетину провідника , що заземляє, повинна бути не менше площі перетину кабелю живлення, але і не менше 15 мм, в електричних схемах напругою до 400 В і потужністю суднової електростанції – 500 кВт;
- провідник, що заземлює, повинний мати опір не більш 40 Ом, в установках з напругою до 1000 В і опором провідників 0,5 Ом;
- опір ізоляції обмотки електронних трансформаторів щодо корпусу, при потужності машин до 100 кВт, напруга – до 500 В і температурі устаткування, близької до робочого, не повинно бути нижче 0,7 МОм;
- контроль індивідуальних засобів захисту від ураження електричним струмом і заземлення, проводиться щорічно, а контроль опору ізоляції - щомісячно. Крім того, на судні застосовуються захисні вимикачі, що за 0,1 - 0,2 секунди забезпечують автоматичне відключення, у випадку дотику людини до частин під напругою.

Умови забезпечення електробезпеки на судах суворо регламентується. Номінальна напруга ланцюгів обмежена: 120 В для постійного струму і 380 В для змінного. Для освітлення приладів внутрішнього зв'язку та сигналізації передбачається напруга 220 В, для переносних електроінструментів увага приділяється заземленню. Заземлення на судах в електроустановках до 1000 В, виконуються багатодротовим кабелем, перетином не менше 4 мм. Опір розтіканню у захисному устрої, що заземлює, повинен бути не більш ніж 4 Ом.

Регламентовані також, показники опору ізоляції:

- для фідерів живлення силових установок – 1 МОм;
- для фідерів живлення освітлювальних установок – 15 МОм;
- обмоток електромашин та трансформаторів – 5 МОм;
- пуско-регульованих пристроїв – 5 МОм.

Вказані справедливі для електроустановок з напругою до 1000 В.

В цілях електробезпеки один раз за півріччя, на судах виконується перевірка опору ізоляції і заземлення.

На судах передбачаються діелектричні покриття, гумові килимки та доріжки. Передбачаються також, засоби індивідуального захисту гумові

					КРБ.142.2227ст.05.06.ПЗ.	Лист
						98
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

рукавички, інструмент, з ізольованими ручками.

Захист від шуму та вібрації. Джерелами шуму і вібрації на судні є працюючі машини і механізми (двигуни, насоси, вентилятори, трубопроводи, рефрижераторні установки, кондиціонери, технологічне устаткування, рушії, звукові сигнали і т.п.).

Шум надає шкідливий вплив не тільки на органи слуху, але і на весь організм в цілому. Рівень шуму згідно норм не повинен перевищувати 116...80 дБ, в діапазоні частот 63...800 Гц, для машинного відділення (МВ), обладнаними звукоізольованими ЦПУ і 100...70 дБ у тому ж діапазоні частот для МВ не обладнаними звукоізольованими ЦПУ. Для зниження рівня шуму на суднах застосовують різні вигородки, та кожухи. Найбільш виправданими засобами проти шуму, є звукоізоляція.

Головним джерелом вібрації у МВ є двигуни, валопроводи і допоміжні механізми. Вібрацію викликають також хвилювання моря, та удари льоду об корпус судна. Вібрація може викликати порушення нормальної діяльності органів координації, механічні ушкодження, навіть розрив внутрішніх органів. Безпосередній контакт людини з вібруючими поверхнями на суднах створює особливо несприятливі умови.

Для зниження вібрації застосовують амортизатори, які представляють собою віброгасильні та вібропоглинаючі матеріали. Обслуговуючий персонал забезпечується засобами індивідуального захисту.

Основним законодавчим документом є такий, що встановлює граничні величини вібрації в МВ. Санітарні норми вібрації на морських, річкових суднах - ДСТ 1103-73. Вплив вібрації визначається фізичним параметрами і тривалістю вібрації, частотним спектром. Гранично припустимі значення вібрації в МВ встановлюються відповідно до граничних спектрів рівнів середньо-квадратичних значень віброшвидкості, або відповідних їм віброприскорень.

Регулювання параметрів мікроклімата. Мікроклімат визначається газовим складом повітря, його температурою, відносною вологістю, швидкістю руху повітря, а також барометричним тиском. Основними засобами підт-

					КРБ.142.2227ст.05.06.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		99

римки нормальної повітряного середовища в суднових приміщеннях є вентиляція і кондиціонування повітря. Більш досконалою є система кондиціонування повітря. Яка забезпечує за заданою програмою параметри повітряного середовища, незалежно від зовнішніх умов і здійснюється автоматично спеціальними установками - кондиціонерами.

Для підтримки мікроклімату В МВ на судні передбачена система приточно-витяжної вентиляції й опалення.

Температура повітря в МВ у літній час повинна бути не більше ніж на 10° С вище температури зовнішнього повітря, а зимою – не нижче 12 °С. Вологість у зимовий час повинна бути 40...60 %, у літній час, вологість повітря не нормується. Швидкість повітря у МКВ, в літній час дорівнює 0,3...0,8 м/с, у зимовий час – 0,15...0,5 м/с.

Безпека експлуатації пристроїв під тиском. На сучасних судах використовується стиснене повітря, водяна пара, що знаходиться в ємностях (балонах) і трубопроводах під тиском. Аварії ємностей, що знаходяться під тиском, можуть викликати серйозні руйнування. Причинами аварії можуть бути: відсутність чи несправність запобіжних клапанів редукторів, дефекти при виготовленні, монтаж і ремонт ємностей, зноси стінок ємностей.

Згідно Правил Морського Регістра, ємності, що працюють під тиском, повинні відповідати наступним вимогам:

- корпуси ємностей повинні мати надійні лапи для кріплення їх до фундаменту;
- кожна ємність повинна мати пристрій продування;
- отвори для люків повинні розташовуватися поза зварними швами;
- зварні шви ємностей повинні бути тільки стиковими;
- міцність фланців, болтів, стінок, зварних швів, повинна бути підтверджена розрахунком;
- падіння тиску під час випробування на міцність не повинне перевищувати 0,3...0,5% по текучості на міцність сталевих балонів – складає:

$$P_{исп} = 1,5P, \text{ при } P \leq 0,5 \text{ МПа};$$

					КРБ.142.2227ст.05.06.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		100

$$P_{\text{исп}} = 1,25P \text{ при } P \geq 0,5 \text{ МПа};$$

Балони, що працюють під тиском, встановлюють у місцях, де виключається скупчення людей.

Перед експлуатацією балону, він повинний бути технічно оглянутий інспектором Морського Регістру судноплавства.

Пожежобезпека. Пожежі в МВ можуть виникнути при порушенні правил збереження ПММ, несправностях газоходу, скупчення палива та масла під настилом, несправностях електроустаткування. Конструктивне рішення захисту від пожежі - застосування вогнестійких матеріалів і розподіл судна на протипожежні зони, наявність наступних систем і засобів пожежогасіння об'ємно-хімічного і повітряно-пінного гасіння

Технічні заходи щодо пожежної безпеки:

- установка сигналізації виявлення й оповіщення при пожежі,
- передбачені два аварійних виходи з МВ ,
- цистерни палива і масла обладнані повітряними трубами з запобіжними сітками і поплавковими камерами.

Виходи повітряних труб розташовані в місцях, що виключають скупчення нафтопродуктів, та їх парів у МВ по обох бортах встановлені шухляди з піском. Вогнегасники розташовані так, щоб з будь-якої точки приміщення до найближчого вогнегасника відстань не перевищувала 10 м.

Захист від запиленості і загазованості. Забруднення повітряного середовища запобігається герметизацією всіх технологічних процесів, що проводяться виділенням шкідливих газів і пилу. Якщо повної герметизації досягти неможливо, передбачається комплекс спеціальних заходів. Наприклад у МВ опресування форсунок і допоміжних дизелів роблять у герметичних спеціальних шафах. З основних забруднень, що можуть бути наявними у МВ – вуглеводні сірчаний і сірчистий ангдрид, СО і СО₂ Тривалий вплив запиленості і загазованості, які перевищують ГДК, може призвести до професійних захворювань, а значне перевищення – до гострих отруєнь.

					КРБ.142.2227ст.05.06.ПЗ.	Лист
						101
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Для забезпечення необхідних параметрів повітря на робочих місцях в машинному відділенні використовують потужну приточно-витяжну вентиляцію.

Заходи боротьби із забрудненістю повітря повинні вестися в наступних напрямках: видалення шкідливих речовин; поліпшення технологічних процесів; герметизація апаратури; заміна сухих виробництв мокрими; впровадження вентиляції; застосування спецодягу і індивідуальних засобів захисту; санітарно-технічна пропаганда і навчання безпечним методам роботи.

Безпека механізмів і машин що рухаються. Машини, механізми, розташовані в МВ, що рухаються частини яких викликають підвищену безпеку для обслуговуючого їх персоналу повинні бути надійно обгороджені. Тому на судні передбачене огороження всіх елементів, що рухаються, кожухами, поручнями, стійками.

Усі площадки, люки, трапи мають огороження висотою не менше 1100 мм з особливо відбійними бортами. Механізми та устаткування необхідно кріпити на міцних і твердих фундаментах.

На судні передбачено п'ять виходів з машинного відділення, по два з яких розташовані на різних бортах судна, на максимально можливій відстані один від другого, а п'ятий – це аварійний вихід через шахту валопроводу. Ширина проходів повинна бути не меншою за 600 мм. Виходи з МВ зрошувані.

Настили в машинному відділенні викладені з рифленого матеріалу, а конструкція ґрат забезпечує можливість проходження повітря для вентиляції. Забезпечена гладкість і плавність зовнішніх контурів устаткування. Застосовані устрої, що блокують, закривають доступ у небезпечні зони, а також, сигналізація небезпечних ситуацій.

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

В даній роботі розглянуто дизельний двигун типу 16ЧН 32/46 (МАК 16 М 32 С), його конструкцію, елементи та системи.

Розгляд двигуна полягав в детальному описі його конструкції і його основних частин, розрахунку його термодинамічного циклу, теоретичної індикаторної діаграми, розрахунку кінематики та динаміки, які показали високу ефективність, збалансованість, перспективність даного двигуна.

В четвертому розділі виконано розрахунок турбокомпресорів для даного двигуна, які спроможні забезпечувати потрібний тиск наддуву. Передбачається, що на двигуні типу 16ЧН 32/46 буде встановлено два однакових паралельно працюючих компресора, кожен з яких буде забезпечувати половину потрібної витрати повітря через двигун на режимі номінальної потужності. Розрахована проточна частина компресору. Розроблена конструкція компресору на базі прототипу, зі зміною (від заводських) геометричних параметрів проточної частини.

В розділі 6 «Організація охорони праці» були розглянуті основні небезпечні фактори та чинники, які присутні в машинному відділенні судна при роботі даного головного двигуна.

На основі всіх даних і розрахунків були виконані креслення: поперечний розріз двигуна, індикаторна діаграма і діаграми динаміки, турбокомпресор та схеми основних систем двигуна.

					КРБ.142.2227ст.05.ПЗ.	Лист
						103
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Pounder's. Marine Diesel Engine and Gas Turbines. Eighth edition, 2004. – 914 p.
2. 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.
3. 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.
4. 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.
5. Лабораторні роботи з дисципліни "Інформаційні основи САПР ДВЗ". Частина 2 : методичні вказівки / Д. С. Мінчев., А. В. Нагірний – Миколаїв : Видавництво НУК, 2012. – 100 с.
6. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO2 emission: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.mandieselturbo.com/>.
7. Артемов Г. А. Суднові енергетичні установки / Г. А. Артемов, В. М. Горбов. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 356 с.
8. Мошенцев Ю. Л. Розрахунок ступеня відцентрового наддувного компресора : навчальний посібник / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко. – Миколаїв : НУК, 2021. – 160 с.
9. Мандрус В. І. Гідравлічні та аеродинамічні машини (насоси, вентилятори, газодуви, компресори): Підручник. – Львів: “Магнолія плюс”, видавець В. М. Піча, 2004. – 340 с.
10. Уваров В. А. Методичні вказівки до самостійної роботи з дисципліни "Проектування систем суднових енергетичних установок" / В. А. Уваров, В.

					КРБ.142.2227ст.05.ПЗ.	Лист
						104
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

О. Мисько, Р. Ю. Авдюнін, В. С. Хоменко. – Миколаїв: Торубара В. В., 2018. – 98 с.

11. Наливайко В. С. Конструктивні вузли та системи суднових двигунів внутрішнього згоряння / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський. – Миколаїв: НУК, 2013. – 100 с.

12. 8. Тимченко І. І. Системи ДВЗ / І. І. Тимченко, П. В. Жадан, С. С. Жи-лін. Х.: ХНАДУ, 2007. – 204 с.

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

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

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

16. 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.

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітки
				<u>Документація</u>		
A1			КРБ.142.2227см.05.03	Турбокомпресор типу ТК64		
				<u>Складові одиниці</u>		
		1		Робоче колесо	1	
		2		Корпус компресора	1	
		3		Опорно-упорний підшипник	2	
		4		Пер. злив мастила	1	
		5		Пер. порожника підшипника	1	
		6		Повітрозбірна завитка	1	
		7		БЛД	1	
		8		Лопаточний дифузор	1	
		9		Кронштейн кріплення	2	
		10		Вал ротору	1	
		11		Водяна порожнина	1	
		12		Турбінне колесо	1	
		13		Газовивідний корпус	1	
		14		Сопловий апарат	1	
		15		Корпус турбіни	1	
		16		Задн. порожнина підшипників	1	
		17		Задн. злив мастила	1	
		18		Задн. опорний підшипник	1	
		19		Канал забору контр повітря	1	

					КРБ.142.2227см.05.03		
Зм.	Лист	№ докум	Підпись	Дата			
Студент		Мальований Р.С.			Турбокомпресор типу ТК64		
Консульт.							
Керівник		Мошенцев Ю.Л.					
Зав. каф.		Гогоренко О.А.					
					Лім.	Лист	Листостіть
					НУК		