

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

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

« ____ » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА
6ЧН 28/30 (САТ 3606)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування
Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

А. Ю. Проскурін

Здобувач освіти

С. В. Карпенко

Миколаїв 2023

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко
«___» _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Карпенко Сергій Вікторович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок головного суднового двигуна бЧН 28/30 (Cat 3606)

2. Керівник роботи к.т.н., доц. Проскурін А. Ю.

(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 Двигун прототип - Cat 3606, потужність двигуна – 2100 кВт; частота обертання колінчатого валу – 1000 хв⁻¹; паливо – дизельне

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна бЧН 28/30; Розрахунок робочого циклу двигуна бЧН 28/30; Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ; Проект насоси системи охолодження; Розрахунок систем двигуна бЧН 28/30; Забезпечення вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Двигун бЧН 28/30; Індикаторна діаграма та діаграми динаміки; Відцентровий насос системи охолодження; Схеми систем двигуна бЧН 28/30

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 |
|-------|----------------------|-------------------------------|----------|
| 1 | Оформлення 1 розділу | | |
| 2 | Оформлення 2 розділу | | |
| 3 | Оформлення 3 розділу | | |
| 4 | Оформлення 4 розділу | | |
| 5 | Оформлення 5 розділу | | |
| 6 | Оформлення 6 розділу | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |

Здобувач освіти

Керівник роботи

_____ /С. В. Карпенко/
 (підпис) (прізвище та ініціали)

_____ /А. Ю. Проскурін/
 (підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 2100 кВт та 1000 хв⁻¹. В якості базового був обраний двигун 6ЧН 28/30 (Cat 3606).

В роботі виконані розрахунки робочого циклу двигуна, динамічних навантажень, а також спроектований відцентровий насос системи охолодження. Розраховані основні системи двигуна та їх елементи. Наведені заходи щодо забезпечення охорони праці.

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 74 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, паливо, насос, система охолодження.

The qualification work shows the results of calculation of a marine internal combustion engine, 2100 kW and 1000 rpm. Engine 6ЧН 28/30 (Cat 3606) was selected as a base engine.

The calculations of engine operating cycle, dynamic loads and pump have been performed. The main engine systems and their elements have been calculated. Measures to ensure occupational safety and health are given.

The qualification work is executed in Ukrainian language on 74 pages of explanatory note. Nine sources are used. The graphic part is presented on 4 drawings of format A1.

Key words: internal combustion engine, fuel, pump, cooling system.

| | | | | | | |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
| | | | | | КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата | | 2 |

ЗМІСТ

| | |
|---|----|
| Вступ | 4 |
| Розділ 1. Опис конструкції двигуна 6ЧН 28/30 | 5 |
| Розділ 2. Розрахунок робочого циклу двигуна 6ЧН 28/30 | 12 |
| 2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна..... | 12 |
| 2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна... | 13 |
| 2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна..... | 15 |
| 2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми..... | 20 |
| Розділ 3. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ | 23 |
| Розділ 4. Проект відцентрового насоса системи охолодження двигуна типу 6ЧН 28/30 | 29 |
| Розділ 5. Розрахунок систем двигуна типу 6ЧН 28/30 | 40 |
| 5.1 Паливна система..... | 40 |
| 5.2 Система змащення..... | 47 |
| 5.3 Система охолодження..... | 53 |
| 5.4 Системи повітропостачання і газовідводу | 57 |
| Розділ 6. Забезпечення вимог охорони праці | 62 |
| Висновки | 69 |
| Список використаної літератури | 70 |
| Додаток А. Двигун 6ЧН 28/30 | 71 |
| Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки | 72 |
| Додаток В. Відцентровий насос системи охолодження | 73 |
| Додаток Г. Схеми систем двигуна 6ЧН 28/30 | 74 |

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 3 |

ВСТУП

В останні 10-15 років суднове світове дизелебудування енергійно розвивалося, при цьому були повністю переглянуті тенденції його реформування і розвитку. Подолано як би «звуковий бар'єр» насамперед за величиною середнього ефективного тиску і, отже, по збільшенню циліндрових і агрегатних потужностей. Знайдено нові принципові ідеї підвищення паливної економічності (збільшення відношення ходу поршня до діаметру циліндра, підвищення тиску уприскування палива більш ніж до 100 МПа, ступеня стиснення, максимального тиску згоряння до 15 МПа і вище, поява нового покоління турбокомпресорів з ККД 70% і більше зі ступенем підвищення тиску повітря - 5,0...6,0, використання силових турбін - турбокомпаундних систем, застосування мікропроцесорної техніки для управління початком уприскування палива і фазами газорозподілу, нові методи розрахунків та ін.)

Згідно із завданням кафедри необхідно виконати розрахувати 4-тактний судновий дизельний двигун потужністю 2100 кВт. В якості двигуна прототипу був обраний двигун 6ЧН 28/30.

В даний час, коли значно зросли і продовжують підвищуватися ціни на рідкі нафтопродукти, для судновласників першочерговим завданням є використання більш сучасних двигунів або пошук засобів які б дозволили підвищити економічність [1]. Особлива увага приділяється проектуванню основних систем двигуна. Від роботи цих елементів в значній мірі залежать показники потужності, економічності та експлуатації.

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 4 |

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН 28/30

6ЧН 28/30 (CATERPILLAR 3606) (рис. 1.1) являє собою чотиритактний дизельний двигун, нереверсивний, з турбонаддувом і проміжним охолодженням.

Основні характеристики:

- Конфігурація: 6 – рядний;
- Діаметр циліндра: 280 мм;
- Хід поршня: 300 мм;
- Співвідношення хід поршня/діаметр: 1,07;
- Робочий об'єм: 18,3 л. на циліндр;
- Циліндрична потужність: 350 кВт;
- Частота обертання колінчастого вала: 1000 хв⁻¹;
- Середня швидкість поршня: 10,0 м/с;
- Турбонаддув: ізобарний наддув;
- Напрямок обертання: за годинниковою стрілкою.

Компоновка дизелів забезпечує вільний доступ до його основних агрегатів через люки в блоці дозволяють оглядати і при необхідності замінити деталі шатунно-поршневої групи, не знімаючи дизель з фундаментної рами.

Конструктивне виконання - з підвісним колінчастим валом, до щік якого кріпляться противаги, а на носовому кінці розташовується демпфер крутильних коливань. Кришки корпусів корінних підшипників кріпляться до блоку циліндрів двома шпильками кожна. Крім того, всі кришки корінного підшипника мають по два стяжних болта, по одному з кожного боку блоку циліндрів.

| | | | | | | |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
| | | | | | КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата | | 5 |

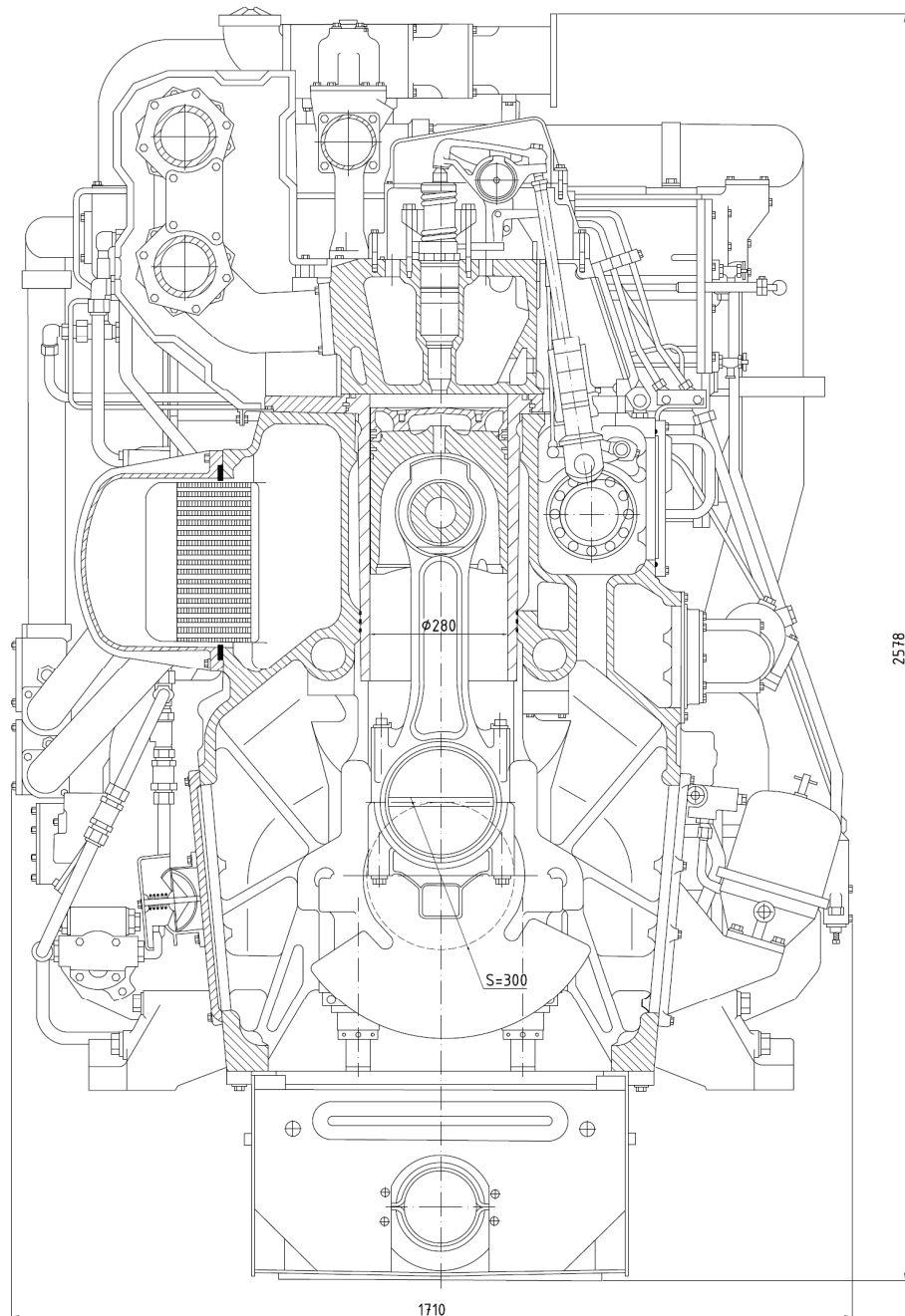


Рисунок 1.1 – Поперечний розріз двигуна 6ЧН 28/30

Стяжні болти використовуються для запобігання переміщення кришки корінного підшипника і підвищення жорсткості нижньої частини блоку циліндрів.

Гільзи циліндрів можна знімати для заміни. Гільза (втулка циліндра) спирається на верхню поверхню блоку циліндрів. Гільза циліндра розташовується нижче фланця, наявного в її верхній частині.

| | | | | | | |
|-----|------|-------------|--------|------|-----------------------------------|-------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата | | 6 |

Ущільнення гільзи здійснюється за допомогою одного ущільнюючого кільця в верхній частині і трьох в нижній. Ущільнювальні кільця забезпечують ущільнення гільзою і блоком циліндра.

Кожен циліндр двигуна має кришку циліндра. У кожній голівці циліндра передбачені по два впускних і випускних клапана, що переміщуються в змінних напрямних, запресованих в голівку.

Клапани приводяться в рух за допомогою штовхачів роликового типу, штанг штовхачів, клапанних коромисел і траверс. Кожна пара впускних і випускних клапанів запускається окремими траверсами, що контактують з клапанними коромислами.

Камера згоряння ущільнюється сталевим кільцем з прямокутним поперечним перерізом, розміщеним між фланці гільзи і головкою циліндра. Гумове кільце ущільнювача використовується для ущільнення повітряних, водяних і масляних з'єднань між головкою і блоком циліндра. Ущільнення розташовані в двох дисках для кожного циліндра.

Кожна головка циліндра кріпиться до блоку циліндрів чотирма шпильками, які затягуються гідравлічно. Вся навантаження на шпильку сприймається ущільнювальним кільцем - прокладкою камери згоряння.

Поршень складається з двох деталей. Сталева головка поршня кріпиться до кованому корпусу за допомогою чотирьох шпильок і гайок. У середині головки є внутрішня і зовнішня охолоджувальні порожнини. Струмінь охолоджуючого масла надходить в зовнішню порожнину через канал в корпусі поршня.

Після надходження в зовнішню змішувальну камеру масло перетікає у внутрішню змішувальну камеру і через дренажний отвір в центрі над малою головкою шатуна повертається в піддон.

Чотири поршневі кільця використовуються на вузлі поршня для ущільнення продуктів згоряння і відведення зайвого масла. Два верхніх поршневих кільця розташовані в загартованих сталевих канавках в голівці

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 7 |

поршня. Третє поршневі кільця знаходиться в алюмінієвій частині поршня. Маслоземне кільце розміщено в нижній канавці нижче третього кільця ущільнювача. Зайве масло зливається від кільця через чотири отвори, просвердлені з нижньої кромки канавки у внутрішній поверхні поршня.

Кінець шатуна з отворами під палець має конусну форму. Це надає шатуну і поршня додаткову міцність в зонах найбільшого навантаження. Кришка шатуна кріпиться до шатуна чотирма болтами.

Від колінчастого вала здійснюється привід груп шестерень в передній і задній частинах двигуна. Передня група шестерень служить для приводу масляного водяних насосів і насоса подачі палива. Задня група шестерень використовується для приводу розподільних валів н приводу регулятора.

Масло подається під тиском до всіх корінних підшипників через канали, просвердлені в стінках блоку циліндрів. Потім масло проходить через отвори, просвердлені в колінчастому валі, для змащення підшипників шатунів.

Двигуни серії Cat випускаються в різних виконаннях: для роботи як на легких, так і на важких сортах палива. Рішення використовувати двигуни, що працюють на важких сортах палива, прийняти часто нелегко через низку факторів. По-перше, різниця в ціні між дизельним і важким паливом може швидко змінюватися в залежності від його дефіцитності і джерела поставок. По-друге, ремонтно-сервісні витрати також здатні коливатися в залежності від якості палива і конструкції | двигуна.

Поршні. Двигуни Ca13600, як говорилося вище, оснащуються складовими поршнями з штампованою сталевією головкою і алюмінієвої спідницею з графітовим покриттям. Головки поршнів зроблені з надміцної сталі і впевнено витримують високі робочі тиску і температури, характерні для двигунів, що працюють на важкому паливі.

Висока міцність сталі дозволила виготовити кільцевої пояс і спідницю більш тонкостінними. Поряд з поліпшеними теплообмінними

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 8 |

характеристиками стали це забезпечує більшу рівномірність температур, знижує корозію і зменшує відкладення.

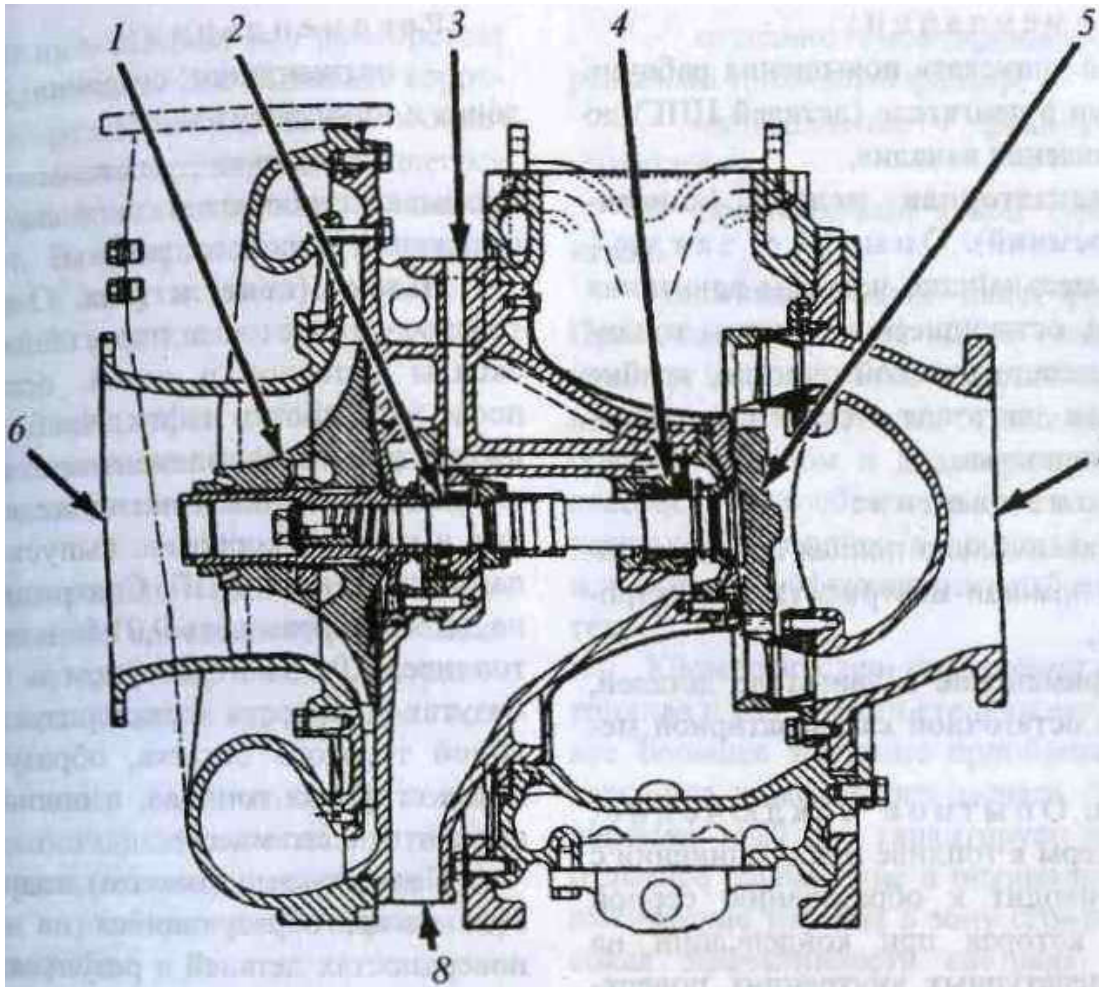


Рисунок 1.2 – Турбокомпресор 6ЧН 28/30:

- 1 – робоче колесо компресора; 2 і 4 – підшипники; 3 – подача мастила до підшипників; 5 – робоче колесо турбіни; 6 – вхід повітря в компресор;
7 – патрубок для випускних газів; 8 – вихід масла

Сталева головка дозволяє також застосувати зносостійкі кільця з індукційної загартуванням.

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

| | | | | | | |
|-----|------|-------------|--------|------|-----------------------------------|-------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата | | 9 |

Крім того, випробування в фірмі показали, що поршні не руйнуються в зоні зчленування з пальцем навіть при екстремальних навантаженнях, що з'являються при заїданні поршнів в циліндрах.

Ретельно розрахований діаметр між поршнем і гільзою циліндра у всьому діапазоні робочих температур і режимів навантаження.

Графітове покриття спідниці поршнів перешкоджає задиру поверхонь при запуску або поганих умовах змащення і витримує тисячі годин роботи, підтверджуючи ефективність даної конструкції.

Поршневі кільця. Унікальне плазмонапиленне покриття верхніх поршневих кілець гарантує їх високу зносостійкість. Два нижніх кільця, що піддаються меншим навантаженням покриті хромом.

Гільзи циліндрів. Литі центрифугуванням гільзи індукційно загартовані і відхонинговані на повну довжину. У поєднанні з відповідними поршневими кільцями вони забезпечують надійну тривалу роботу циліндрів зі зниженою витратою масла навіть при роботі на паливі з високим вмістом сірки і ванадію.

Система охолодження гільз до верхнього виступу перешкоджає перегріву у верхній зоні, зменшує відкладення в кільцевих канавках і збільшує товщину плівки мастила, що, в свою чергу, скорочує знос кілець і гільз циліндрів.

Підшипники. Система підшипників на сучасних високотехнічних двигунах повинна бути розрахована на високий рівень абразивних і корозійних домішок. Якщо для клапанів, паливної апаратури та турбонагнетателя при роботі на паливі низької очищення може знадобитися більш чистий догляд, то колінчастий вал і підшипники повинні мати достатній ресурс для безвідмовної роботи - аж до капітального ремонту.

Підігрів повітря. При роботі на важкому паливі запуск двигуна утруднений. Це вимагає підтримки високих температури і тиску повітря. На судах, що здійснюють короткі рейси в обидва кінці (особливо з короткими остановками), роботу головних двигунів на холостом ходу і малих навантаженнях, як правило, важко забезпечити в повній мірі. Це побудило

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 10 |

фірму використовувати спеціальну двоступеневу систему регулювання температури повітря (ДСРТВ).

У режимі з навантаженням менше 40% досягається значне підвищення температури повітря і температури при стисненні, що дозволяє тривалий час працювати з невисокими навантаженнями на важкому паливі без перемикання на суднове дизельне паливо. При цьому виключені пропуски запалювання і відкладення нальоту, та й сам двигун надійно працює (без пропуску спалахів і зупинок) «від причалу до причалу».

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | <i>11</i> |

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 6ЧН 28/30

2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна

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

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

В даному дипломному проекті використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом.

Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження.

На його основі можливо:

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 12 |

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

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

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (стандартні умови застосування).

Тиск навколишнього повітря p_0 . Варто приймати $p_0 = 0,1013$ МПа (стандартні умови застосування).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 14$.

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

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 13 |

вибором оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,395$.

Показник адиабати повітря $k_s = 1,4$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,93$.

Адиабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0,85$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$.

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 $\xi_z = 0,95$; $\xi_b = 0,98$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda = 1,2$.

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 $\Delta T_a = 10$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну.

Приймаємо $\zeta = 0,96$.

Механічний ККД двигуна η_m .

Приймаємо $\eta_m = 0,91$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ox} = 0,004$ МПа.

Температура залишкових газів T_r .

Приймаємо $T_r = 700$ К [6].

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 14 |

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на дизельне паливо середнього складу [6]: С = 0,87 кг – кількість вуглецю; Н = 0,126 кг – кількість водню; S = 0 кг – кількість сірки; О = 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 Q_n . Приймаємо $Q_n = 42700$ (кДж/кг).

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 4,0$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку φ_n . Для 4-тактних двигунів $\varphi_n = 0$.

2.3 Розрахунок робочого циклу

Робочий процес двигуна складався з послідовного розрахунку п'ятьох процесів, що відтворюються у циклі: наповнення, стиску, згоряння палива, розширення та випуску.

Точність розрахунку вважалася задовільною, якщо різниця між заданої і отриманої в результаті розрахунку потужності не перевищувала 0,5% турбокомпресора.

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К:

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k,ad}} \right] = 297 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,4}{0,1013} \right)^{0,286} - 1}{0,8} \right] = 469,203$$

Температура повітря перед двигуном, К:

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 469,203 - 0,85 \times (469,203 - 293) = 319,431$$

| | | | | | | |
|-----|------|-------------|--------|------|-----------------------------------|-------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата | | 15 |

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К:

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{319,431 + 10 + 0,04 \times 700}{1 + 0,04} = 343,7$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа:

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,4 - 0,004 = 0,396$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа:

$$P_a = 0,98 \times P_s = 0,98 \times 0,396 = 0,388$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{14}{14 - 1} \times \frac{0,388}{0,396} \times \frac{319,4}{343,7} \times \frac{1}{1 + 0,04} \times (1 - 0) = 0,943$$

Розрахунок процесу стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згорання палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено.

На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_1 величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі.

При виборі величини n_1 необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_1 збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску n_1 зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_1 збільшується; зі

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 16 |

зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_1 збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_1 = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунок:

$$n_1 = 1,363$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа:

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_1} = 0,388 \times 14^{1,363} = 14,159$$

Температура в кінці процесу стиску, К:

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1 - 1} = 343,7 \times 14^{1,363 - 1} = 895,7$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг:

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,395}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,13}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,185$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,13 + 0,004}{32 \times 1,185} = 1,0267$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0267 + 0,04}{1 + 0,04} = 1,0257$$

Доля палива, що згоріла в точці z:

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,95}{0,98} = 0,969$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z:

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,0267 - 1}{1 + 0,04} \right) \times 0,969 = 1,025$$

| | | | | | | |
|-----|------|-------------|--------|------|-----------------------------------|-------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата | | 17 |

Максимальна температура згоряння, К:

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{\alpha \times L_0} + [c'_v + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c''_v + 8,314 \times \lambda)] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c''_{pz} \times T_z$$

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

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

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

$$C = \frac{\xi_z \times Q_H}{\alpha \times L_0} + [(19,26 + 0,0025 \times T_c) + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times ((20,47 + 0,0036 \times T_c) + 8,314 \times \lambda)] \times T_c$$

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

$$T_z = 1788$$

Максимальний тиск згоряння, МПа:

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,2 \times 14,159 = 16,991$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,025}{1,2} \times \frac{1788}{895,7} = 1,705$$

Ступінь подальшого розширення:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{14}{1,705} = 8,211$$

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,3$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються

| | | | | | | |
|-----|------|-------------|--------|------|-----------------------------------|-------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата | | 18 |

відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного приймемо:

$$n_2 = 1,285$$

Температура в кінці процесу розширення, К:

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1788 \times \frac{1}{8,211^{1,285-1}} = 981,9$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{16,991}{8,211^{1,285}} = 1,136$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа:

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

$$= \frac{14,159}{14 - 1} \times \left[1,2 \times (1,705 - 1) + \frac{1,2 \times 1,705}{1,285 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{8,211^{1,285-1}} \right) - \frac{1}{1,363 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{14^{1,363-1}} \right) \right] = 2,601$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа:

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2,601 \times 0,96 \times (1 - 0) = 2,497$$

Індикаторна питома витрата пального, кг/(кВт*год):

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,396 \times 0,943}{2,395 \times 0,495 \times 319,431 \times 2,497} = 0,171$$

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,171 \times 42700} = 0,493$$

| | | | | | | |
|-----|------|-------------|--------|------|-----------------------------------|-------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата | | 19 |

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа:

$$P_e = P_i \times \eta_m = 2,497 \times 0,91 = 2,273$$

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,493 \times 0,91 = 0,449$$

Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт*год):

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,171}{0,91} = 0,188$$

Ефективна потужність двигуна, кВт:

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,28^2 \times 0,3 \times 0,5 \times 2,273 \times 1000 \times 6 = 2101$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна:

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{2101 - 2100}{2100} \times 100\% = 0,029\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищує 0,5%.

2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Надалі ця діаграма є вхідними даними для динамічного розрахунку та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі похибки.

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

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

| | | | | | | |
|-----|------|-------------|--------|------|-----------------------------------|-------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата | | 20 |

– для процесу розширення:

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

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

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані:

| | |
|--|--------|
| Показник політропи стиснення n_1 | 1,363 |
| Показник політропи розширення n_2 | 1,285 |
| Тиск кінця стиснення p_c , МПа | 14,159 |
| Максимальний тиск згоряння p_z , МПа | 16,991 |
| Ступінь попереднього розширення ρ | 1,705 |
| Ступінь стиснення ε | 14 |

Таблиця 2.1 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

| V/V_c | $p_{ст}$ | $p_{розш}$ |
|---------|----------|------------|
| 1,00 | 16,99 | |
| 1,00 | 14,16 | 16,99 |
| 1,71 | 6,84 | 16,99 |
| 2,32 | 4,50 | 11,44 |
| 2,93 | 3,26 | 8,46 |
| 3,55 | 2,52 | 6,62 |
| 4,16 | 2,03 | 5,39 |
| 4,78 | 1,68 | 4,52 |
| 5,39 | 1,42 | 3,87 |
| 6,01 | 1,23 | 3,37 |
| 6,62 | 1,08 | 2,97 |
| 7,24 | 0,95 | 2,65 |
| 7,85 | 0,85 | 2,39 |
| 8,47 | 0,77 | 2,17 |
| 9,08 | 0,70 | 1,98 |
| 9,70 | 0,64 | 1,82 |
| 10,31 | 0,59 | 1,68 |
| 10,93 | 0,54 | 1,56 |

| | | |
|-------|------|------|
| 11,54 | 0,50 | 1,46 |
| 12,16 | 0,47 | 1,36 |
| 12,77 | 0,44 | 1,28 |
| 13,39 | 0,41 | 1,20 |
| 14,00 | 0,39 | 1,14 |
| 14,00 | | 0,39 |

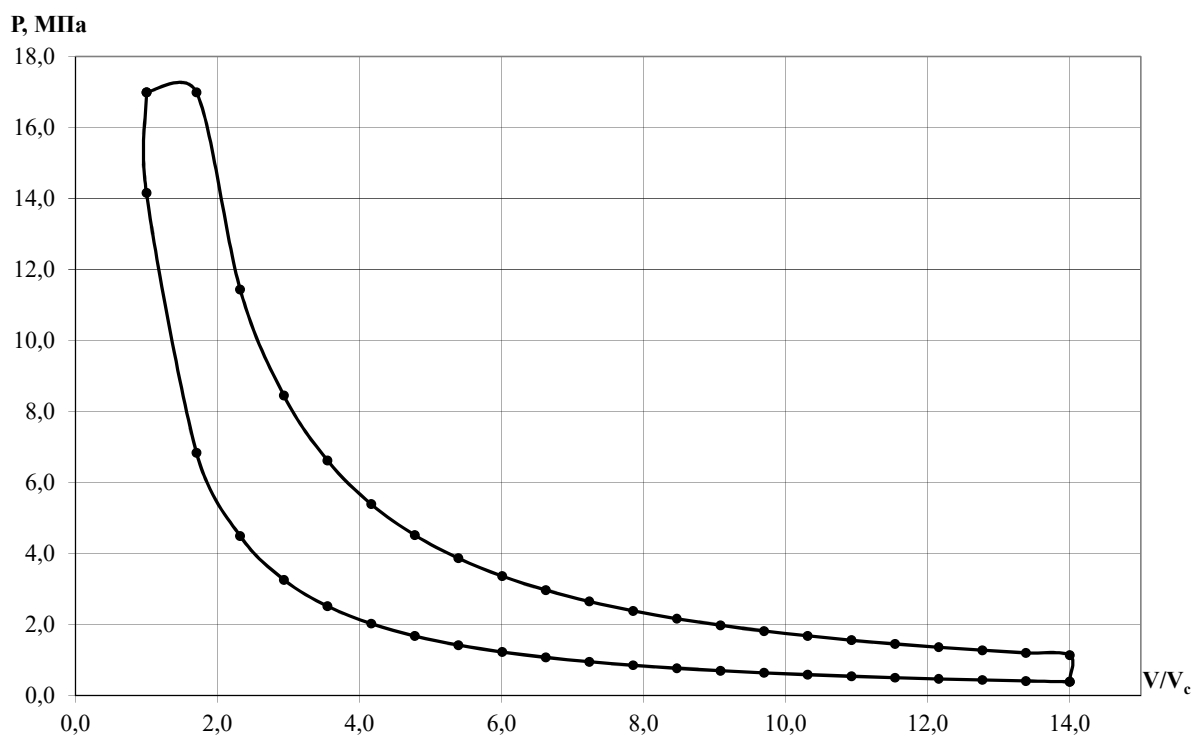


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДІЮЧИХ У КШМ

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

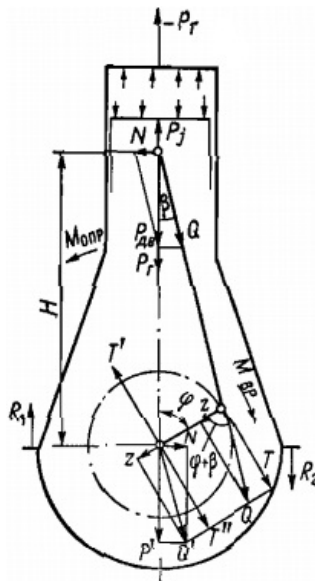


Рисунок 3.1 – Схема дії сил в КШМ

У таблиці 3.1. представлені необхідні параметри для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок виконаний за допомогою програми Excel і представлений в таблиці 3.2, 3.3. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 3.2 – 3.4.

| | | | | | | |
|-----|------|-------------|--------|------|-----------------------------------|-------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата | | 23 |

На рис. 3.2. P_r – сила тиску газів на поршень; P_j – сила інерції одного циліндра двигуна; P_{dv} – рушійна сила (вертикальна сила, що діє на центр поршневого пальця).

На рис. 3.3. N – нормальна сила, яка притискує поршень до втулки; Z – сила, що діє по осі кривошипа; T – дотична сила.

На рис. 3.4 T_E – сумарні дотичні сили, T^{cp}_E – середнє значення сумарних дотичних сил.

Таблиця 3.1 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

| Параметр | Роз. | Поз. | Знач. |
|--|------------------|---------------|--------|
| Діаметр поршня | м | D | 0,28 |
| Частота обертання КВ | хв^{-1} | n | 1000 |
| Максимальний тиск згоряння | МПа | P_z | 16,991 |
| Тиск на початку стиску | МПа | P_a | 0,388 |
| Тиск наддуву | МПа | P_k | 0,4 |
| Тиск залишкових газів | МПа | P_2 | 0,5 |
| Кривошипно-шатунне відношення | | λ | 0,273 |
| Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово | кг | m | 100 |
| Радіус кривошипа | м | r | 0,15 |
| Ступінь стиснення | | ε | 14 |
| Показник політропи стиснення | | n_1 | 1,363 |
| Показник політропи розширення | | n_2 | 1,285 |
| Ступінь попереднього розширення | | ρ | 1,705 |
| Кількість циліндрів | | i | 6 |

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку

| φ° | P_r | P_j | P_{dv} | N | Z | T |
|-----------------|--------|---------|----------|---------|---------|---------|
| 0 | 0,4000 | -3,3990 | -2,9990 | 0,0000 | -2,9990 | 0,0000 |
| 10 | 0,4000 | -3,3145 | -2,9145 | -0,1383 | -2,8462 | -0,6423 |
| 20 | 0,4000 | -3,0674 | -2,6674 | -0,2498 | -2,4211 | -1,1470 |

| | | | | | | |
|-----|------|-------------|--------|------|-----------------------------------|-------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227см.23.09.00.ПЗ</i> | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата | | 24 |

| | | | | | | |
|-----|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 30 | 0,4000 | -2,6768 | -2,2768 | -0,3127 | -1,8154 | -1,4092 |
| 40 | 0,4000 | -2,1720 | -1,7720 | -0,3142 | -1,1555 | -1,3797 |
| 50 | 0,4000 | -1,5897 | -1,1897 | -0,2525 | -0,5713 | -1,0737 |
| 60 | 0,4000 | -0,9706 | -0,5706 | -0,1375 | -0,1662 | -0,5629 |
| 70 | 0,4000 | -0,3548 | 0,0452 | 0,0119 | 0,0043 | 0,0465 |
| 80 | 0,4000 | 0,2213 | 0,6213 | 0,1712 | -0,0607 | 0,6416 |
| 90 | 0,4000 | 0,7289 | 1,1289 | 0,3161 | -0,3161 | 1,1289 |
| 100 | 0,4000 | 1,1486 | 1,5486 | 0,4267 | -0,6891 | 1,4510 |
| 110 | 0,4000 | 1,4716 | 1,8716 | 0,4910 | -1,1015 | 1,5908 |
| 120 | 0,4000 | 1,6995 | 2,0995 | 0,5058 | -1,4878 | 1,5653 |
| 130 | 0,4000 | 1,8429 | 2,2429 | 0,4760 | -1,8063 | 1,4122 |
| 140 | 0,4000 | 1,9188 | 2,3188 | 0,4111 | -2,0406 | 1,1756 |
| 150 | 0,4000 | 1,9479 | 2,3479 | 0,3225 | -2,1946 | 0,8947 |
| 160 | 0,4000 | 1,9507 | 2,3507 | 0,2201 | -2,2842 | 0,5971 |
| 170 | 0,4000 | 1,9445 | 2,3445 | 0,1112 | -2,3282 | 0,2976 |
| 180 | 0,3880 | 1,9411 | 2,3291 | 0,0000 | -2,3291 | 0,0000 |
| 190 | 0,3907 | 1,9445 | 2,3353 | -0,1108 | -2,3190 | -0,2964 |
| 200 | 0,3992 | 1,9507 | 2,3498 | -0,2200 | -2,2834 | -0,5969 |
| 210 | 0,4139 | 1,9479 | 2,3618 | -0,3244 | -2,2076 | -0,9000 |
| 220 | 0,4363 | 1,9188 | 2,3551 | -0,4176 | -2,0725 | -1,1939 |
| 230 | 0,4681 | 1,8429 | 2,3110 | -0,4905 | -1,8612 | -1,4550 |
| 240 | 0,5124 | 1,6995 | 2,2119 | -0,5329 | -1,5675 | -1,6491 |
| 250 | 0,5738 | 1,4716 | 2,0454 | -0,5365 | -1,2037 | -1,7385 |
| 260 | 0,6592 | 1,1486 | 1,8079 | -0,4981 | -0,8045 | -1,6939 |
| 270 | 0,7800 | 0,7289 | 1,5090 | -0,4225 | -0,4225 | -1,5090 |
| 280 | 0,9547 | 0,2213 | 1,1760 | -0,3240 | -0,1149 | -1,2144 |
| 290 | 1,2147 | -0,3548 | 0,8599 | -0,2256 | 0,0821 | -0,8851 |
| 300 | 1,6159 | -0,9706 | 0,6453 | -0,1555 | 0,1880 | -0,6366 |
| 310 | 2,2603 | -1,5897 | 0,6706 | -0,1423 | 0,3220 | -0,6052 |
| 320 | 3,3370 | -2,1720 | 1,1650 | -0,2066 | 0,7597 | -0,9071 |
| 330 | 5,1748 | -2,6768 | 2,4980 | -0,3431 | 1,9918 | -1,5462 |
| 340 | 8,1782 | -3,0674 | 5,1108 | -0,4786 | 4,6388 | -2,1977 |
| 350 | 12,0509 | -3,3145 | 8,7364 | -0,4145 | 8,5317 | -1,9252 |
| 360 | 14,1581 | -3,3990 | 10,7591 | 0,0000 | 10,7591 | 0,0000 |
| 370 | 16,9910 | -3,3145 | 13,6765 | 0,6488 | 13,3561 | 3,0139 |
| 380 | 16,9910 | -3,0674 | 13,9236 | 1,3039 | 12,6379 | 5,9874 |
| 390 | 13,0584 | -2,6768 | 10,3816 | 1,4260 | 8,2778 | 6,4257 |
| 400 | 8,6348 | -2,1720 | 6,4628 | 1,1459 | 4,2143 | 5,0320 |
| 410 | 5,9807 | -1,5897 | 4,3910 | 0,9319 | 2,1086 | 3,9627 |
| 420 | 4,3584 | -0,9706 | 3,3878 | 0,8162 | 0,9870 | 3,3421 |
| 430 | 3,3303 | -0,3548 | 2,9754 | 0,7805 | 0,2842 | 3,0629 |
| 440 | 2,6537 | 0,2213 | 2,8750 | 0,7921 | -0,2809 | 2,9689 |
| 450 | 2,1935 | 0,7289 | 2,9224 | 0,8182 | -0,8182 | 2,9224 |
| 460 | 1,8717 | 1,1486 | 3,0204 | 0,8322 | -1,3440 | 2,8300 |
| 470 | 1,6421 | 1,4716 | 3,1137 | 0,8168 | -1,8325 | 2,6466 |
| 480 | 1,4761 | 1,6995 | 3,1756 | 0,7651 | -2,2504 | 2,3676 |
| 490 | 1,3554 | 1,8429 | 3,1983 | 0,6788 | -2,5758 | 2,0137 |
| 500 | 1,2683 | 1,9188 | 3,1871 | 0,5651 | -2,8047 | 1,6158 |
| 510 | 1,2070 | 1,9479 | 3,1549 | 0,4333 | -2,9489 | 1,2022 |

| | | | | | | |
|-----|--------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 520 | 1,1663 | 1,9507 | 3,1170 | 0,2919 | -3,0288 | 0,7918 |
| 530 | 1,1431 | 1,9445 | 3,0876 | 0,1465 | -3,0662 | 0,3919 |
| 540 | 0,9000 | 1,9411 | 2,8411 | 0,0000 | -2,8411 | 0,0000 |
| 550 | 0,7000 | 1,9445 | 2,6445 | -0,1255 | -2,6261 | -0,3357 |
| 560 | 0,6000 | 1,9507 | 2,5507 | -0,2389 | -2,4785 | -0,6479 |
| 570 | 0,5000 | 1,9479 | 2,4479 | -0,3362 | -2,2880 | -0,9328 |
| 580 | 0,5000 | 1,9188 | 2,4188 | -0,4289 | -2,1286 | -1,2263 |
| 590 | 0,5000 | 1,8429 | 2,3429 | -0,4972 | -1,8869 | -1,4751 |
| 600 | 0,5000 | 1,6995 | 2,1995 | -0,5299 | -1,5587 | -1,6399 |
| 610 | 0,5000 | 1,4716 | 1,9716 | -0,5172 | -1,1603 | -1,6758 |
| 620 | 0,5000 | 1,1486 | 1,6486 | -0,4542 | -0,7336 | -1,5447 |
| 630 | 0,5000 | 0,7289 | 1,2289 | -0,3441 | -0,3441 | -1,2289 |
| 640 | 0,5000 | 0,2213 | 0,7213 | -0,1987 | -0,0705 | -0,7449 |
| 650 | 0,5000 | -0,3548 | 0,1452 | -0,0381 | 0,0139 | -0,1494 |
| 660 | 0,5000 | -0,9706 | -0,4706 | 0,1134 | -0,1371 | 0,4642 |
| 670 | 0,5000 | -1,5897 | -1,0897 | 0,2313 | -0,5233 | 0,9834 |
| 680 | 0,5000 | -2,1720 | -1,6720 | 0,2964 | -1,0902 | 1,3018 |
| 690 | 0,5000 | -2,6768 | -2,1768 | 0,2990 | -1,7357 | 1,3473 |
| 700 | 0,5000 | -3,0674 | -2,5674 | 0,2404 | -2,3304 | 1,1040 |
| 710 | 0,5000 | -3,3145 | -2,8145 | 0,1335 | -2,7485 | 0,6202 |
| 720 | 0,4000 | -3,3990 | -2,9990 | 0,0000 | -2,9990 | 0,0000 |

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

| | | |
|--------------|-------------------|-----|
| Кут заклинки | φ_3° | 120 |
|--------------|-------------------|-----|

| φ° | T _E | | | | | | T _E | T _{ср} |
|-----------------|----------------|--------|--------|-------|--------|--------|----------------|-----------------|
| | Номер циліндра | | | | | | | |
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | | |
| 0 | 0,000 | 1,565 | -1,649 | 0,000 | 2,368 | -1,640 | 0,644 | 2,369 |
| 10 | -0,642 | 1,412 | -1,739 | 3,014 | 2,014 | -1,676 | 2,383 | 2,369 |
| 20 | -1,147 | 1,176 | -1,694 | 5,987 | 1,616 | -1,545 | 4,393 | 2,369 |
| 30 | -1,409 | 0,895 | -1,509 | 6,426 | 1,202 | -1,229 | 4,375 | 2,369 |
| 40 | -1,380 | 0,597 | -1,214 | 5,032 | 0,792 | -0,745 | 3,082 | 2,369 |
| 50 | -1,074 | 0,298 | -0,885 | 3,963 | 0,392 | -0,149 | 2,544 | 2,369 |
| 60 | -0,563 | 0,000 | -0,637 | 3,342 | 0,000 | 0,464 | 2,607 | 2,369 |
| 70 | 0,047 | -0,296 | -0,605 | 3,063 | -0,336 | 0,983 | 2,856 | 2,369 |
| 80 | 0,642 | -0,597 | -0,907 | 2,969 | -0,648 | 1,302 | 2,760 | 2,369 |
| 90 | 1,129 | -0,900 | -1,546 | 2,922 | -0,933 | 1,347 | 2,020 | 2,369 |
| 100 | 1,451 | -1,194 | -2,198 | 2,830 | -1,226 | 1,104 | 0,767 | 2,369 |
| 110 | 1,591 | -1,455 | -1,925 | 2,647 | -1,475 | 0,620 | 0,002 | 2,369 |
| 120 | 1,565 | -1,649 | 0,000 | 2,368 | -1,640 | 0,000 | 0,644 | 2,369 |
| | | | | | | | 28,4334 | |

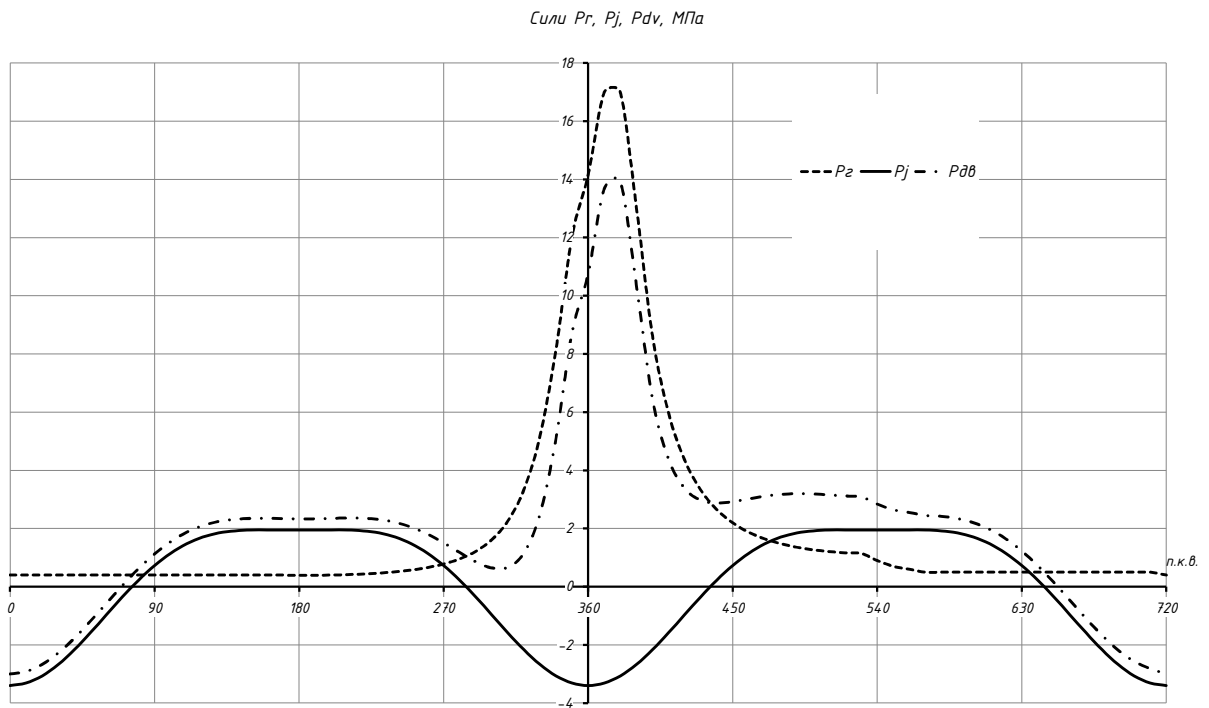


Рисунок 3.2 – Зміна сил P_r , P_j , $P_{\partial\theta}$ від кута повороту колінчастого валу

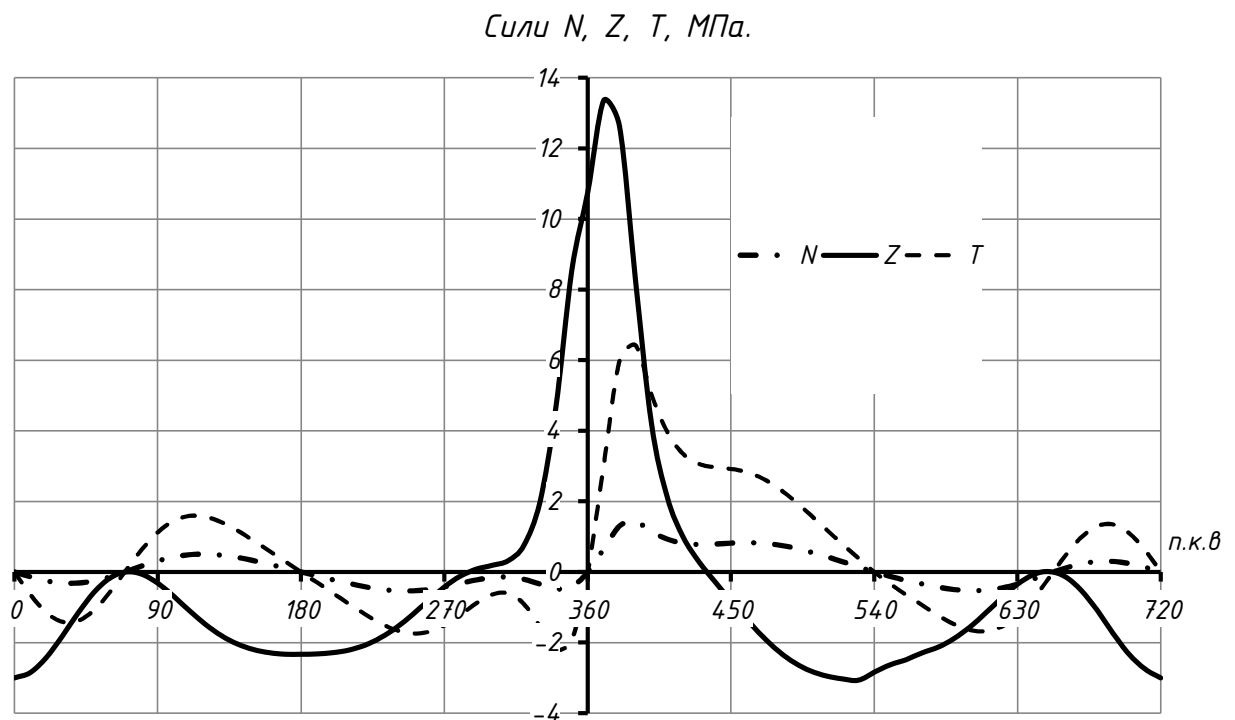


Рисунок 3.3 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

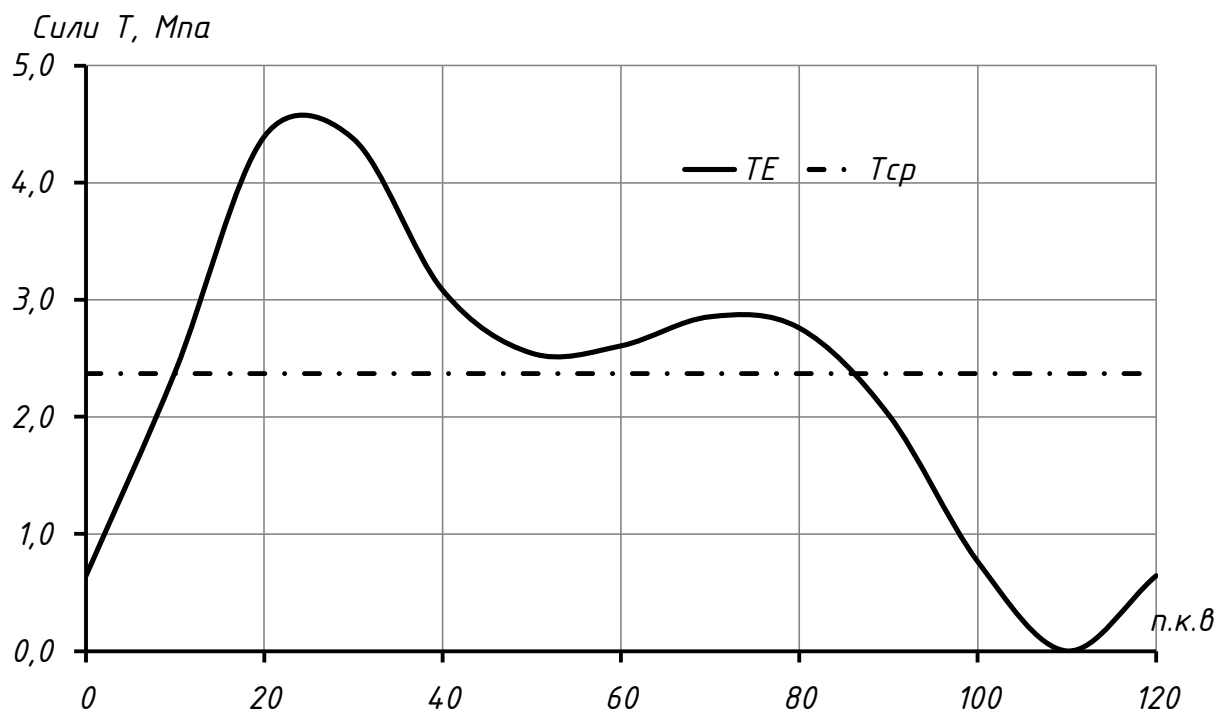


Рисунок 3.4 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

РОЗДІЛ 4
ПРОЕКТ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 28/30

Проектування насосу виконується при заданих значеннях розходу Q ($105 \text{ м}^3/\text{год}$) та питомої роботи L (390 Дж/кг) на відміну від реальної постановки задачі, де такі параметри розраховуються.

Визначення критичного кавітаційного запасу енергії $\Delta L_{\text{кр}}$, коефіцієнту кавітаційної швидкохідності C , кутової швидкості обертання ротору насоса ω та коефіцієнту швидкохідності n_s

Маючи значення Q та L необхідно встановити значення n_s та C з урахуванням призначення насосу.

Параметр n_s впливає на кутову швидкість ротору і для насоса того типу, що проектується має лежати у межах $50 \dots 100$. Кутова ж швидкість має бути у межах тих значень, які притаманні електродвигунам, що випускаються серійно, або ж мають відповідати можливостям шестерневого приводу від колінчастого валу поршневого двигуна, для якого проектується насос. Спрощено ця частота має дорівнювати значенню $k \times 500$, де $k = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12$. Попереднє значення n_s обирається довільно з вказаного діапазону, причому найбільші значення забезпечують більші ККД. Проте на практиці обирають і значно менші значення, бо зазвичай враховують можливості приводу насосу, зокрема враховується значення частоти обертання.

Параметр C для ДВЗ може лежати у межах $800 \dots 1500$ з урахуванням температури та призначення насосу. Зміна обраного значення цієї величини у програмі розрахунку частоти обертання ротору при обраному значенні n_s не впливає на частоту обертання ротору, але впливає на кавітаційний запас енергії $\Delta L_{\text{кр}}$ і відповідно впливає на максимальне значення висоти

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 29 |

всмоктування, яке обчислюється у кінці розрахунку насосу. Значення C у даному завданні спочатку довільно обирається у зазначених межах і може потім коригуватися, якщо розрахункова висота всмоктування буде менше вказаної у завданні.

Частота обертання ротору n (і кутова швидкість його обертання ω) є функцією значень C та n_s . Для її визначення спочатку знаходиться

$$\Delta l_{кр} = L(1,54 \frac{n_s}{C})^{\frac{4}{3}} = 31,56 \text{ Дж/кг},$$

а далі

$$\omega = \frac{C \Delta l_{кр}^{\frac{3}{4}}}{298 \sqrt{Q}} = 216,67.$$

Визначення основних розмірів робочого колеса

| Вихідні дані | |
|---------------------------|-----------|
| $L, \text{ Дж/кг}$ | 390 |
| $Q, \text{ м}^3/\text{ч}$ | 105 |
| $Q, \text{ м}^3/\text{с}$ | 0,0292 |
| n_s | 98,53463 |
| C | 1000 |
| $\omega, \text{ с}^{-1}$ | 261,66667 |

| | |
|--|--------|
| $\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{n_s^2}}}$ | 0,97 |
| $\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1пр} - 0,172)^2}$ | 0,856 |
| $D_{1пр} = k_{D1} \sqrt[3]{\frac{\pi Q_1}{30 \omega}}$ | 0,1015 |

| | |
|--|--------|
| $k_{D1} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{1}{\sqrt{k_{c_o}}}$ | 4,47 |
| $k_{c_o} = 1,13773E-14C^4 - 9,89853E-11C^3 + 2,93714E-07C^2 - 3,81115E-04C + 2,38791E-01$ | 0,064 |
| $D_{1\text{пр}}^*$ | 0,0757 |
| $\eta_{\text{MBH}} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}}$ | 0,923 |
| $\eta_{\text{ст}} = 0,95 \dots 0,98$ | 0,95 |
| $\eta = \eta_{\Gamma} \eta_o \eta_M = \eta_{\Gamma} \eta_o \eta_{\text{MBH}} \eta_{\text{ст}}$ | 0,729 |
| $d_B = \sqrt[3]{\frac{16M_K}{\pi[\tau]}}$ | 0,0217 |
| $M_K = \frac{N_B}{\omega}$ | 59,71 |
| $N_{\hat{a}} = \frac{\rho Q L}{\eta}$ | 15622 |
| $d_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,8) d_B$ | 0,038 |
| $B_K = (0,2 \dots 0,4) D_2$ | 0,05 |
| $c_o = k_{c_o} \left(\frac{30}{\pi}\right)^{\frac{2}{3}} \sqrt[3]{Q_1 \omega^2}$ | 3,64 |
| $D_o = \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi c_o} + d_{cm}^2}$ | 0,1095 |
| $D_1 = (0,9 \dots 1,0) D_o$ | 0,1 |
| $D_{1\text{пр}}^{**} = \sqrt{0,5(d_{\text{ст}}^2 + D_1^2)}$ | 0,0757 |

| | |
|--|-----------|
| $u_1 = \frac{\omega D_1}{2}$ | 13,09 |
| $c_1' = c_o$ | 3,64 |
| $c_1' = c_{1m}'$ | 3,64 |
| $k_1 = 1,1 \dots 1,25.$ | 1,134 |
| $c_{1m} = c_{1m}' k_1$ | 4,13 |
| $\beta_{10} = \arctg \frac{c_{1m}}{u_1}$ | 17,52 |
| $\beta_1 = \beta_{10} + \delta$ | 19 |
| $\delta = \beta_1 - \beta_{10}$ | 1,48 |
| $w_{10} = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_{10}};$ | 13,72 |
| $w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_1}$ | 12,7 |
| $c_{2m} = (0,75 \dots 1,1) c_{1m}$ | 3,1 |
| $k = 6,5 \dots 10$ | 6,5 |
| $z = k \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$ | 8,12 |
| Округлить D40 до целого, но принимать не менее 6 и не \boxed{z} более 12 | 12 |
| $D_2^* = \frac{D_0}{0,002n_s + 0,276}$ | 0,2315 |
| D_2^{**} | 0,1993869 |

| | |
|--|-----------|
| $L_{\infty} = (1 + p)L_{\dot{o}}$ | 542,91 |
| $L_{\dot{o}} = \frac{L}{\eta_{\dot{a}}}$ | 455,61 |
| $D_2 = \frac{2}{\omega} \left[\frac{c_{m2}}{2tg\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{2tg\beta_2} \right)^2 + L_{\infty}} \right]$ | 0,1993869 |
| $k_1 = \frac{1}{1 - \frac{z\Delta S_1}{\pi D_1}}$ | 1,134 |
| $\Delta_1 = (0,001 \dots 0,004) \text{ м}$ | 0,001 |
| $\Delta S_1 = \frac{\Delta_1}{\sin\beta_1}$ | 0,0031 |
| $u_2 = \frac{\omega D_2}{2}$ | 26,09 |
| $c'_{2m} = \frac{c_{2m}}{k_2}$ | 2,96 |
| $k_2 = \frac{1}{1 - \frac{z\Delta S_2}{\pi D_2}}$ | 1,050 |
| $\Delta_2 = (0,001 \dots 0,003) \text{ м}$ | 0,001 |
| $\Delta S_2 = \frac{\Delta_2}{\sin\beta_2}$ | 0,0021 |

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

КРБ.142.2227см.23.09.00.ПЗ

Аркуш

33

| | |
|---|-------|
| $c_{2u} = \frac{L_T}{u_2};$ | 17,47 |
| $c_2 = \sqrt{(c'_{2m})^2 + c_{2u}^2}$ | 17,72 |
| $c_{2u\infty} = \frac{L_T(1+p)}{u_2}$ | 20,81 |
| $w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + (u_2 - c_{2u})^2}$ | 9,17 |
| w_1/w_2 | 1,385 |
| $w_1/w_2 = 3,166E-11n_s^6 - 1,812E-08n_s^5 + 4,228E-06n_s^4 - 5,150E-04n_s^3 + 3,464E-02n_s^2 - 1,231E+00n_s + 1,982E+01$ | 1,383 |
| $w_{2\infty} = \frac{c_{2m}}{\sin\beta_2}$ | 6,21 |

Опис конструкції спроектованого насоса та оцінка його придатності для виконання за функцією призначення

Даний насос можна класифікувати за наступними ознаками:

- за принципом підведення енергії потоку рідини – динамічний або лопастневий;
- по вигляду робочих органів і по особливості робочого процесу – відцентровий;
- по числу ступенів (послідовно включених коліс) – одноступінчастий;
- за призначенням – циркуляційний насос для рідини, відмінної за хімічними властивостями від звичайної води;

- по роду приводу – автономний електронасос;
- по розташуванню колеса щодо опор – консольний.

Насос складається з системи рухомих (ротор в зборі) і нерухомих елементів (корпусні деталі).

Ротор складається з робочого колеса 2, яке закріплене на валу 5 за допомогою шпонки та болта.

Колесо відкритого типу, виготовлене зі сплаву титану. 12 робочих лопатей колеса загнутих назад відповідно до розрахунку. З боку заднього диска на колесі виконано 12 напіввідкритих лопатей імпелеру, також загнутих назад. На валу є втулка, яка запобігає витирання ротора об сальникове набивання 4. Вал виготовлений у вигляді ряду співвісних циліндрів різного діаметру, на яких кріпляться колесо 2, захисна втулка і підшипники. На стороні валу, протилежній колесу, виконано шпоночний паз, призначений для фіксації муфти, яка сполучає насос з приводом.

Нерухомі елементи насоса складаються з корпусу насоса 1, корпусу ущільнення 3 і корпусу підшипників 6. Корпус насоса об'єднує такі елементи, як: вхідний патрубок, спіральний відвід і камеру, в якій обертається робоче колесо. На вхідному патрубку виконаний приєднувальний фланець для прикріплення всмоктуючого трубопроводу, а на кінці спірального відводу – фланець для з'єднання з нагнітальним трубопроводом. З переднього боку колеса в корпусі сформована вставка, яка охоплює з мінімальним зазором циліндровий виступ передньої частини колеса. У корпусі 1 виконані отвори в стінці вхідного патрубка і в стінці відповідного каналу. Отвори заглушені пробками і можуть використовуватися для зливу рідини з насоса, для випуску повітря при його заливці перед роботою і для приєднання манометрів. Корпус 1 з боку заднього диска колеса з'єднується з корпусом ущільнення 3, який утворює разом з ним камеру, в якій обертається робоче колесо. Через центр корпусу ущільнення 3 проходить канал для валу ротора, в якому також розміщується лабіринтне ущільнення і сальникове набивання 4.

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 35 |

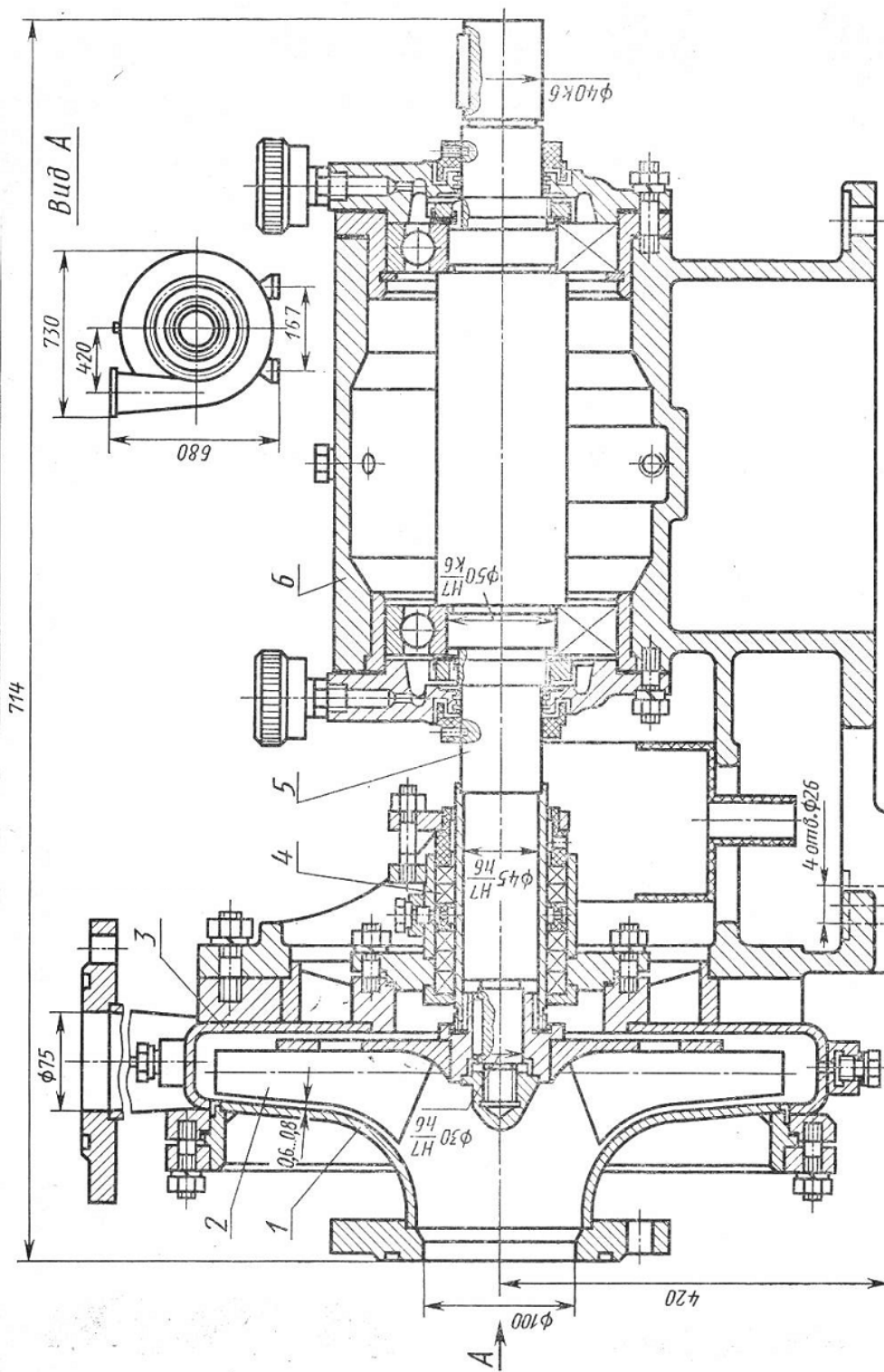


Рисунок 4.1 – Відцентровий консольний хімічний насос, виконаний зі сплаву титану:

- 1 – корпус насоса; 2 – робоче колесо; 3 – корпус ущільнення; 4 – сальникове набивання; 5 – вал ротора; 6 – корпус підшипників

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

КРБ.142.2227см.23.09.00.ПЗ

Аркуш

36

Лабіринтне ущільнення складається з двох частин, самого ущільнення і розподільчого кільця. До цього кільця через отвір в стінці каналу кришки ущільнення, підводиться вода з порожнини відводу по свердленню в ребрі кришки. Сальникова набивка підтискається за допомогою натискної втулки.

Корпус ущільнення 3 є частиною, яка забезпечує з'єднання корпусу насоса 1 з корпусом підшипників 6. Деталі 1, 3 і 6 строго центруються по посадках їх циліндрових виступів в розточках деталей, які сполучаються, відносно вісі обертання валу ротора.

У корпусі підшипників 6 розміщуються два підшипника кочення. Підшипник з боку колеса затиснений в корпусі і на валу насоса. Підшипник з протилежного боку затиснений на валу, але може переміщатися уздовж вісі розточки корпусу для компенсації теплового подовження валу. Підшипники змащуються рідким маслом, яке заливається через отвір у верхній частині корпусу підшипників. Для запобігання витіканню масла в кришках підшипників встановлені фетрові кільця. Для запобігання попаданню рідини в підшипники з боку колеса встановлений відбійник.

При роботі насосу рідина поступає в колесо через всмоктуючий патрубок, а виходить з нього через лопатки робочого колеса. Рідина, яка вилітає з колеса, збирається спіралевидним відводом, який охоплює колесо по периметру. З відводу рідина поступає в нагнітальний патрубок, звідки прямує до споживача. Для того, щоб насос почав працювати, його колесо і всмоктуючий канал повинні бути повністю заповнені рідиною. При обертанні колеса рідина, яка знаходиться в міжлопатеких каналах, буде залучена лопатками в окружний рух. Відцентрова сила, яка виникає при цьому, переміщатиме частинки по радіусу при одночасному обертальному русі. У зв'язку з видаленням з міжлопатеких каналів ко-леса порцій рідини під дією описаного процесу, у вхідній частині колеса виникає область зниженого тиску. В цю область зі всмоктуючого патрубку переміщатимуться нові порції рідини під дією більш високого тиску у всмоктуючому патрубку, ніж у вхідній

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 37 |

області колеса. Цей процес відбувається безперервно. Порції рідини в колесі під впливом робочих лопаток отримують кінетичну енергію і відповідно збільшують свою абсолютну швидкість. У відносному русі по каналах колеса ці порції переміщуються від менших поперечних перетинів каналів до більших, що викликає зменшення відносної швидкості руху порцій при одночасному збільшенні їх абсолютної швидкості. Порції рідини, які вилітають з колеса, продовжують уповільнювати свою швидкість, вже в абсолютному русі, із-за переміщення по каналу, перетин якого розширюється у напрямку руху потоку рідини. Уповільнення швидкості течії, відповідно до законів гідромеханіки, супроводжується зростанням тиску рідини або перетворенням кінетичної енергії в потенційну. В результаті на виході з насоса споживач отримує потік із заданим надмірним тиском і порівняно низькою швидкістю, прийнятною для використання в системах, де застосовуються такі насоси.

Імпелер, розміщений на задньому диску колеса, забезпечує пониження тиску в області за колесом, прилеглий до валу насоса. Це зниження виникає абсолютно аналогічно тому, як це відбувається в самому робочому колесі, але з тією різницею, що імпелер практично не переміщає рідину, оскільки не сполучений зі всмоктуючим патрубком. Якщо тиск в цій області не знижувати, то на колесі виникає осьове зусилля, направлене у бік всмоктування насоса. Це зусилля навантажує підшипники і сприяє прискоренню їх зносу. У напіввідкритого імпелера зовнішній діаметр колеса виконаний меншим, ніж діаметр колеса насоса. Зовнішній діаметр імпелера вибирають таким, щоб тиск перед вузлом ущільнення завжди залишався більше атмосферного при тому, щоб осьове зусилля було понижене до необхідних меж.

У даному насосі внутрішні витоки пов'язані тільки з паразитними токами в передньому зазорі між вставкою і робочим колесом. Наявність імпелера дозволяє відмовитися від розвантажувальних осьових каналів і установки

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 38 |

щілинного ущільнення з боку заднього диска. Це підвищує об'ємний ККД насоса при деякому збільшенні механічних втрат, пов'язаних із забезпеченням роботи імелера. Зазвичай такий перерозподіл втрат приводить до підвищення загального ККД насоса, про що свідчить розповсюдження аналогічних конструктивних рішень.

Оскільки тиск за заднім диском колеса поблизу валу ротора знижений, сальникове ущільнення не може прокачуватися водою з цієї області. Нормальна робота сальникового ущільнення у такому разі забезпечується подачею до сальника води через спеціальний канал в корпусі, що підводить воду з відводу, в якому тиск близький до максимального у водяному тракті насоса. Вода підводиться приблизно в середню частину ущільнення, де встановлене водорозподільне кільце, яке запобігає запи-ранню сальниковою набивкою рідинопрокачуючого каналу. При цьому частина води що подається, йтиме в насос, а частина буде виходити на-зовні через зазор у втулці 12. При нормальній роботі сальникового ущільнення рідина буде капати зовні тільки при працюючому насосі, в кількості 5...10 крапель за хвилину.

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 39 |

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 28/30

5.1 Паливна система

Паливна система призначена для прийому, зберігання, перекачки, очистки і подачі палива, призначеного для двигуна.

На двигуні 6ЧН 28/30 встановлена паливна система типу *Common rail*. Це аккумуляторна паливна система (англ. *Common rail* — загальна магістраль). В системі типу *Common rail* насос високого тиску нагнітає дизельне паливо під високим тиском (до 160 МПа, в залежності від режиму роботи двигуна) в загальну паливну магістраль суттєвого об'єму (аккумулятор).

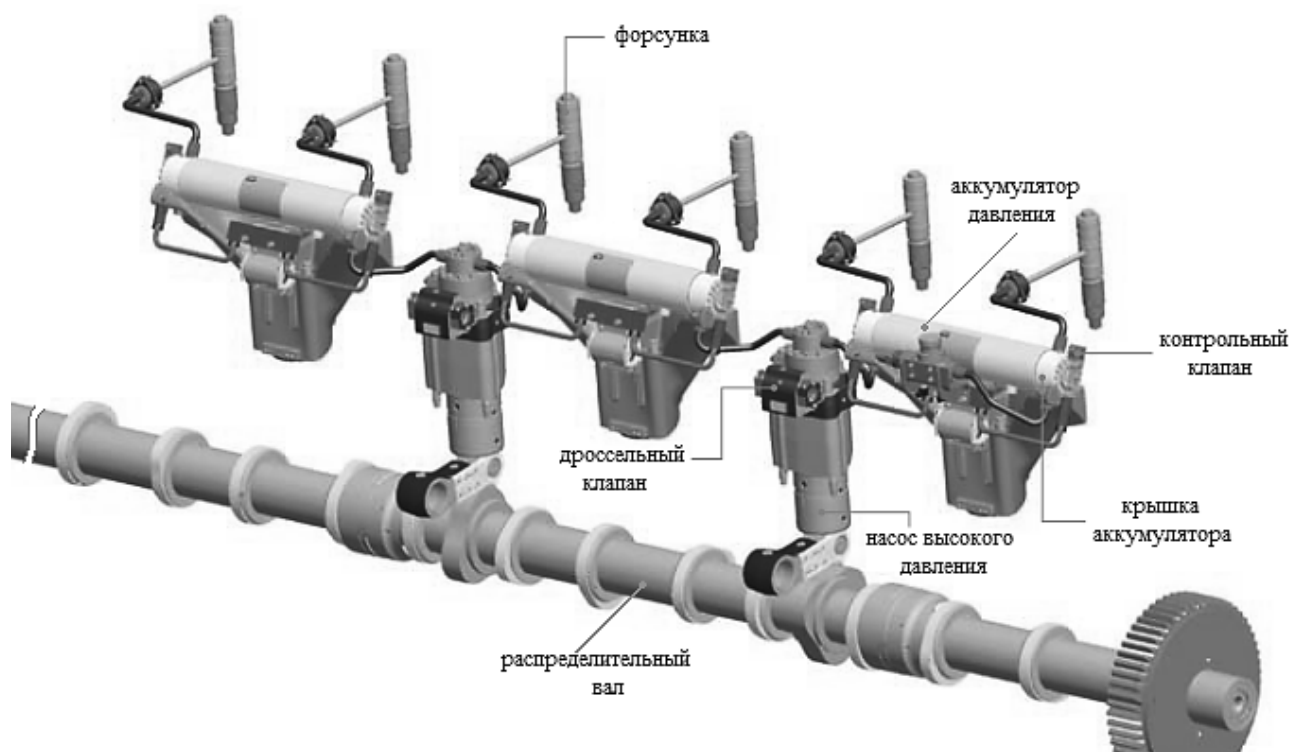


Рисунок 5.1.1 – Фрагмент паливної системи типу *Common rail* дизельного двигуна 6ЧН 28/30

| | | | | | | |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
| | | | | | КРБ.142.2227см.23.09.00.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата | | 40 |

| № елемента системи | Назва |
|--------------------|----------------------|
| 1 | Двигун |
| 2 | Форсунка |
| 3 | ПНВТ |
| 4 | Насос |
| 5 | Охолоджувач палива |
| 6 | Фільтр |
| 7 | Триходовий клапан |
| 8 | Запобіжний клапан |
| 9 | Дренаж |
| 10 | Сепаратор |
| 11 | Бак (цистерна) |
| 12 | Регулювальний клапан |

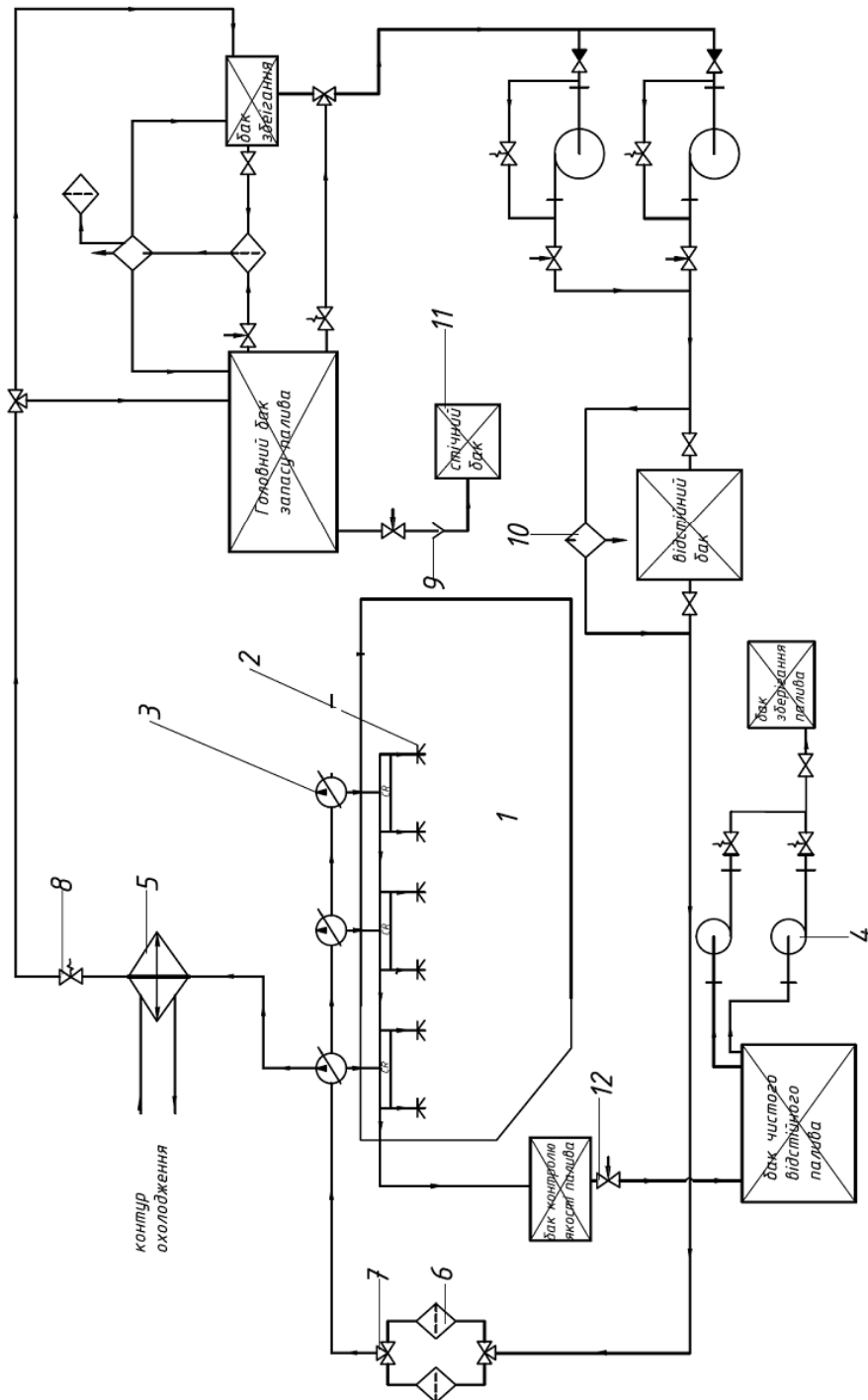


Рисунок 5.1.2 – Паливна система двигуна бЧН 28/30

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

КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ

Аркуш

41

Класифікація системи

1). По принципу дії:

- система безпосереднього впорску;

2). За особливостями конпонування:

- з трьома ПНВТ на чотири паливні рампи;

- з однією форсункою на кожному циліндрі;

- з навісними фільтрами;

- з навісним паливо підкачувальним насосом;

3). За особливостями керування:

- з електронним керуванням впорску;

4). За наявністю охолодження:

- система з охолодженням форсунок;

- з охолодженням переливного палива після форсунок.

Паливний насос високого тиску (ПНВТ)

Паливний насос високого тиску призначений для подачі палива в паливну рампу (акумулятор), та забезпечення постійного тиску перед нею.

В акумуляторній системі двигуна подача насоса не зв'язана із моментом впорску.

На двигуні установлені паливні насоси високого тиску плунжерного типу (рис. 5.1.3), виконані за традиційною схемою. На відміну від ПНВТ об'ємних систем впорску, на них відсутні золотникові кромки керування подачею, а у втулці немає наповнюючі і відсічних отворів. В кришці насосу передбачено наповнюючий клапан, призначений для заповнення надплунжерного простору палива.

Для керування продуктивності насосів застосовують дросельне регулювання палива на вході. Такий спосіб не відміняється високою точністю, але в даному випадку в цьому немає необхідності, так як циклову порцію

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 42 |

відміряє не сам насос, а керуючий клапан, отримуючий сигнали с електромагнітного контролера.

Мікропроцесорний контролер керує і наповнюючими дросельними клапанима, які мають електромагнітний привід і кріпляться безпосередньо на корпусі насоса. Крім наповнюю чого, в кришці насоса установлюються нагнітаючий клапан, розділяючий над плунжерний простір і лінію високого тиску при відсутності нагнітання.

Для забезпечення двигуна паливом під високим тиском установлюються декілька насосних секцій, які приводяться від кулачкового валу із встановленими на ньому 3-х кулачковими шайбами. Привід кулачкового вала здійснюється через зубчасту передачу від колінчатого валу двигуна.

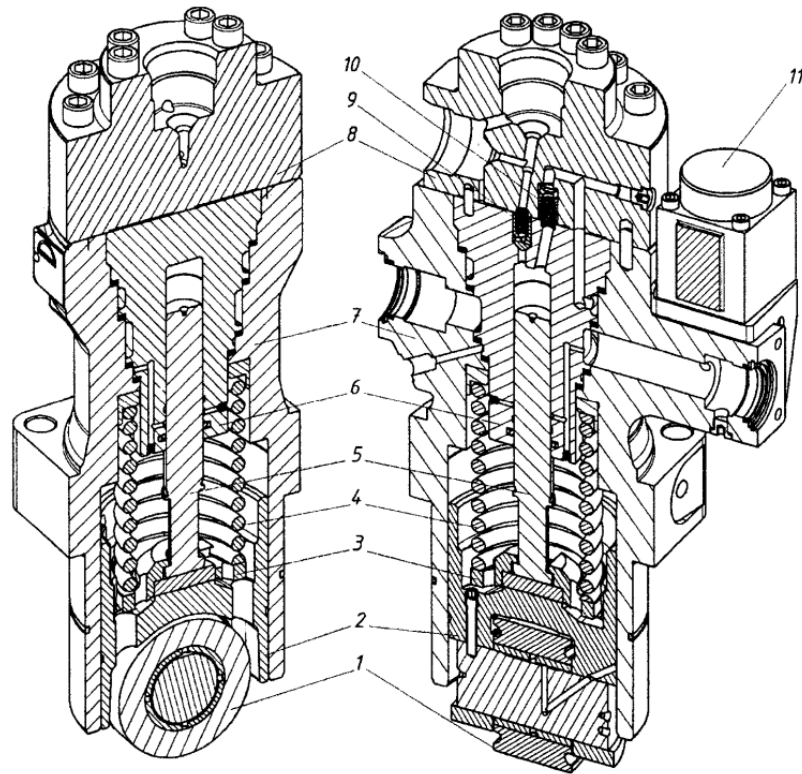


Рисунок 5.1.3 – Паливний насос високого тиску:

- 1 – ролик штовхача; 2 – штовхач; 3 – нижня тарілка повертаючої пружини;
4 – повертаючі пружина; 5 – плунжер; 6 – втулка плунжера; 7 – корпус;
8 – кришка; 9 – нагнітаючий клапан; 10 – наповнюючий клапан;
11 – дросельний клапан керування подачею с електромагнітним приводом;

| | | | | | | | |
|-----|------|-------------|--------|------|--|----------------------------|-------|
| | | | | | | КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата | | | 43 |

Форсунка

Форсунка призначена для впорскування в циліндр двигуна, забезпечення необхідного розпилу палива і обмеження початку і кінця подачі. Вона повинна забезпечити оптимальні умови сумішоутворення, основними з яких є дрібність розпилу і рівномірність розподілу палива в камері згорання.

На двигуні встановлено 16 форсунок з електронним керуванням. Початок і кінець подачі забезпечується електромагнітним клапаном.

Форсунка має центральне розташування в кришці циліндра (рис. 5.1.4), та має охолодження в корпусі. Форсунка закритого типу, в якій встановлено спеціальний клапан, який роз'єднує порожнину розпилювача форсунки і робочого циліндра на протязі всього циклу, крім процесу впрыску. Також в ній встановлено голчастий клапан з автоматичним відкриттям під дією тиску палива, подаваючого від паливного насосу в порожнину форсунки.

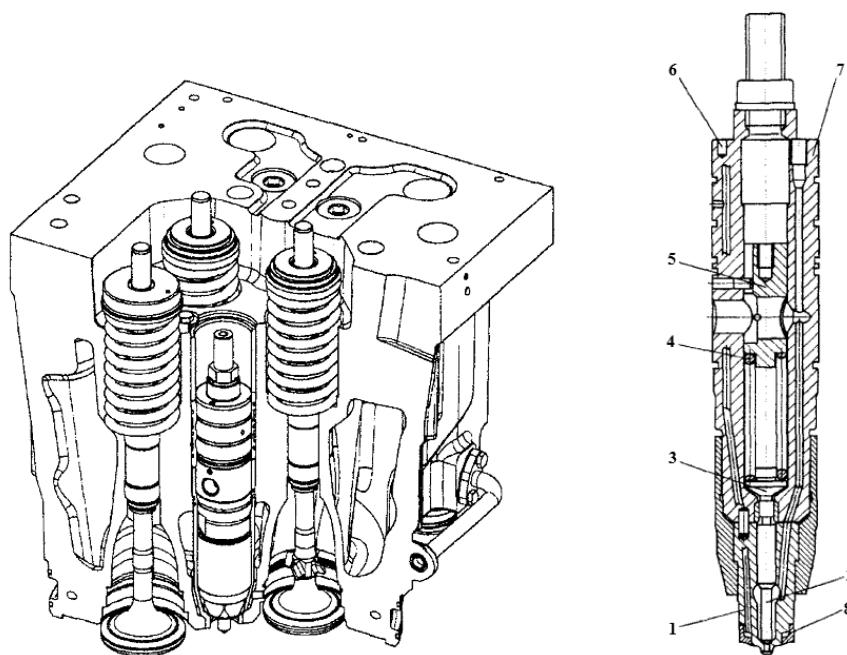


Рисунок 5.1.4 – Розташування форсунки в кришці циліндру та конструкція форсунки:

1 – корпус розпилювача; 2 – голчастий клапан розпилювача; 3 – штанга привода голчастого клапана; 4 – нагромажуюча пружина; 5 – упір нагромажуючої пружини; 6 – встановлюючий штифт; 7 – корпус форсунки; 8 – порожнина для охолоджуючої рідини

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

КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ

Аркуш

44

Фільтри

Фільтри призначені для запобігання забруднення обладнання частинками, які знаходяться в перекачуваному паливі у взвішеному стані, а також попадання в насос випадкових крупних частинок, що можуть вивести його з ладу. Ці функції виконують фільтри грубої очистки (ФГО), що встановлюються біля забору палива.

Фільтри тонкої очистки (ФТО) призначені для видалення із палива абразивних частинок.

Фільтри грубого очищення (ФГО) – для видалення з палива частинок розміром більше 40 мкм;

Фільтри тонкого очищення (ФТО) – для видалення домішок з палива розміром більше 6 мкм.

Розрахункова частина

| № | Параметр | Формула | Значення |
|---|---|---|----------|
| 1 | Добовий запас палива, кг/доб | $G_n = 24 \cdot K_m \cdot g_e \cdot N_e$ | 10422,72 |
| | Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год | g_e | 0,188 |
| | Номінальна потужність двигуна, кВт | N_e | 2100 |
| | Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива | $K_m = 1,1 \dots 1,2$ | 1,10 |
| 2 | Місткість витратної цистерни, м ³ | $V = \frac{G_n}{\rho_n} \cdot K_1 \cdot K_2$ | 13,14 |
| | Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м ³ | ρ_n | 850,00 |
| | Коефіцієнт захарашення цистерни елементами конструкції | $K_1 = 1,01 \dots 1,05$ | 1,03 |
| | Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни | $K_2 = 1,03 \dots 1,05$ | 1,04 |
| 3 | Продуктивність паливопідкачуального насоса, м ³ /год | $W_{nn} = \frac{K_3 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_n}$ | 0,93 |
| | Коефіцієнт запасу подачі палива | $K_3 = 1,5 \dots 2,0$ | 2,00 |
| 4 | Потужність привода паливопідкачуального насоса, кВт | $N_{nn} = \frac{W_{nn} \cdot K_4 \cdot p \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{nn}}$ | 0,24 |
| | Тиск нагнітання палива, МПа | p | 0,50 |
| | Коефіцієнт запасу потужності | $K_4 = 1,1 \dots 1,5$ | 1,30 |
| | ККД поршневих паливопідкачувальних насосів | $\eta = 0,6 \dots 0,7$ | 0,70 |

| | | | |
|----|--|--|---------|
| 5 | Площа поверхонь фільтруючих елементів, м ² | $F_{\phi} = \frac{W_{mn}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{жн}}$ | 0,02 |
| | Швидкість фільтрації, м/с | $v_m = 0,02 \dots 0,05$ | 0,04 |
| | Коефіцієнт живого перетину | $K_{жн} = 0,2 \dots 0,3$ | 0,30 |
| 6 | Пропускна здатність сепаратора, м ³ /год | $W_{cen} = \frac{B_{дооб}}{\rho_n \cdot n \cdot \tau}$ | 0,56 |
| | Добова витрата палива, кг/доб | $B_{дооб} = 24 \cdot g_e \cdot N_e$ | 9475,20 |
| | Кількість сепараторів | $n = 1 \dots 4$ | 2 |
| | Час роботи сепаратора, год | $\tau = 8 \dots 12$ | 10 |
| 7 | Теплообмінна поверхня підігрівача палива в цистерні сепаратора, м ² | $F_{mn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{k \cdot \Delta t \cdot \eta_3}$ | 1,71 |
| | Теплоємність палива, кДж/кг·К | C_m | 1,90 |
| | Температура палива, що поступає в сепаратора, °С | t_2 | 80,00 |
| | Температура, при якій зберігається паливо, °С | t_1 | 40,00 |
| | Коефіцієнт теплопередачі | k | 500,00 |
| | Коефіцієнт, що враховує забруднення підігрівача | η_3 | 0,70 |
| | Середня різниця температур між насиченою парою і паливом, °С | $\Delta t = t_3 - \frac{t_2 + t_1}{2}$ | 60,00 |
| | Температура насиченої пари, що поступає в підігрівач, °С | t_3 | 120,00 |
| 8 | Потужність електричних підігрівачів, кВт | $N_{mn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{860 \cdot \eta_3}$ | 59,81 |
| 9 | Хід плунжера ПНВТ, мм | $h_r = 1 \dots 1,5 \cdot d_r$ | 33,60 |
| | | приймаємо | 34,00 |
| 10 | Діаметр плунжера, мм | $d_r = 16,9 \cdot g_{y \max}^{0,303}$ | 22,94 |
| | | приймаємо | 24,00 |
| | | $d_r = 35 + 0,04 \cdot (g_{y \max} - 10)$ | |
| | Максимальна циклова подача палива, г/цикл | $g_{y \max} = 1,25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$ | 2,74 |
| | Кількість циліндрів | i | 6,00 |
| | Частота обертання, об/хв | n | 1000,00 |
| | Коефіцієнт тактності | z | 0,50 |
| 11 | Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, мм | 2 при $d_r < 10$ мм 2,5-2,6 при $d_r = 11 \dots 14$ мм 3 при $d_r = 15 \dots 20$ мм 3 + 0,218(d_r -20) при $d_r > 20$ мм | 3,87 |
| | | приймаємо | 4,00 |
| 12 | Діаметр одного соплового отвору, мм | 0,25 при $D < 100$ мм 0,3 при $D = 105 \dots 200$ мм 0,35 при $D = 205 \dots 250$ мм 0,4 + 0,0012(D -250) при $D > 250$ мм | 0,44 |
| | | приймаємо | 0,50 |
| | Діаметр циліндра, мм | D | 280,00 |
| 13 | Кількість соплових отворів | $i_c = 4 \dots 8$ | 6,00 |
| 14 | Довжина соплового отвору, мм | $l_c = (3 \dots 4) \cdot d_c$ | 3,00 |

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

КРБ.142.2227см.23.09.00.ПЗ

Аркуш

46

5.2 Система змащення

Система змащення призначена для прийому, зберігання, перекачки, очистки і подачі масла для змащення і охолодження деталей механізмів що труться, а також для перекачки його на інші судна та берег.

Термін слугування двигуна в значній мірі залежить від вибору раціональної системи змащення, якості і ефективності використовуваних масел і присадок, своєчасного і достатнього змащення окремих конструктивних вузлів, охолодження і якості очищення масла, циркулюючого в системі.

Змащення циліндрів у двигуні забезпечується лубрикаторами по відводах, які виходять на поверхню циліндра у зоні між першим та другим компресійними кільцями при положенні поршня у НМТ.

Охолодження поршня здійснюється маслом, яке по стрижню шатуна подається до верхньої головки, а потім в охолоджуваній простір поршня.

Двигун має циркуляційну систему змащення із «сухим» картером. Цю систему мають всі мало- і середньообертові двигуни, що використовують на судах в якості головних.

На двох кінцях масляного піддона двигуна розташовані і з'єднані з ним дві труби для зливу масла (рис. 5.2.1). Під двигуном знаходиться бак для зливу масла. Дренажні труби повинні бути короткими. Наклонні кінці труб повинні бути загрузені в масло таким чином, щоб створити рідині ущільнення між картером и баком.

Класифікація системи

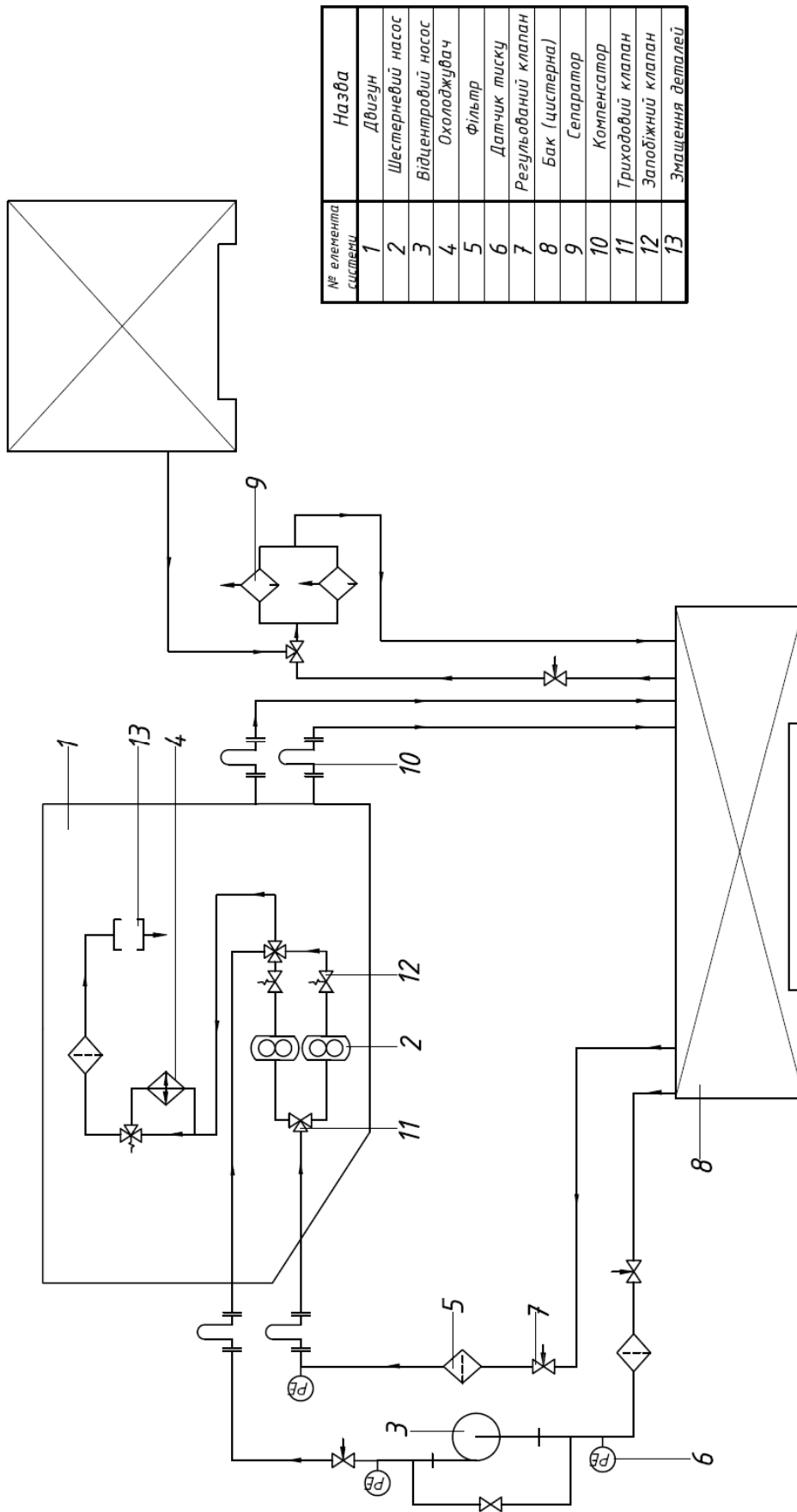
1) За способом виконання та розташуванням основної ємності для циркуляційного масла:

- система із сухим картером;

2) За способом дії:

- циркуляційна;

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 47 |



| № елемента системи | Назва |
|--------------------|---------------------|
| 1 | Двигун |
| 2 | Шестерневий насос |
| 3 | Відцентровий насос |
| 4 | Охолоджувач |
| 5 | Фільтр |
| 6 | Датчик тиску |
| 7 | Регульований клапан |
| 8 | Бак (цистерна) |
| 9 | Сепаратор |
| 10 | Компенсатор |
| 11 | Триходовий клапан |
| 12 | Запобіжний клапан |
| 13 | Змащення деталей |

Рисунок 5.2.1 – Система змащення

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

- 3) За способом змащення циліндро-поршневої групи:
- лубрикаторне примусове змащення під високим тиском.
- 4) За способом охолодження:
- з охолодженням циркуляційного мала;
- 5) За типом маслоохолоджувача:
- з кожухотрубним маслоохолоджувачем.

Складові системи

Масляний насос

Масляний насос призначений для переміщення масла, в якій механічна енергія приводу перетворюється на потенціальну енергію перекачувального масла.

В данній масляній системі використовується шестеренний насос. Робочі органи таких насосів виконані у вигляді шестерень, що передають обертальний момент.

Корпус насоса 1 включає у себе ведучу 2 і ведену 3 шестерні, всмоктувальну порожнину зі всмоктувальним патрубком А та нагнітальну порожнину з нагнітальним патрубком Б. Робочі камери насоса 4, 5, 6 це міжзубцеві западини, обмежені корпусом насоса. Принцип дії шестеренного насоса ґрунтується на перенесенні перекачувальної рідини у западинах зубців при обертанні шестерень з порожнини всмоктування вздовж стінок корпусу в порожнину нагнітання. Зубці, що знаходяться у зачепленні, відділяють порожнину всмоктування від порожнини нагнітання. Зубці, що вступають у зачеплення в порожнині нагнітання, витискають рідину з міжзубцевої западини й одночасно виконують функції ущільнення, що перешкоджає витіканню рідини з порожнини нагнітання у порожнину всмоктування у цьому місці.

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 49 |

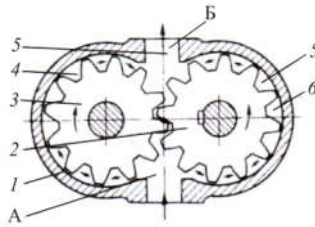


Рисунок 5.1.3 – Схема шестеренного насоса.

Масляні фільтри

Фільтри призначені для очищення масла що циркулює у системі.

За тонкість відсіву фільтри підрозділяють на наступні групи:

фільтри попереднього очищення – для запобігання попаданню випадкових крупних забруднень до паливної системи (фільтри перед паливо перекачувальними насосами);

фільтри грубого очищення (ФГО) – для видалення з масла частинок розміром більше 40 мкм;

фільтри тонкого очищення (ФТО) – для видалення домішок з масла розміром більше 6 мкм.

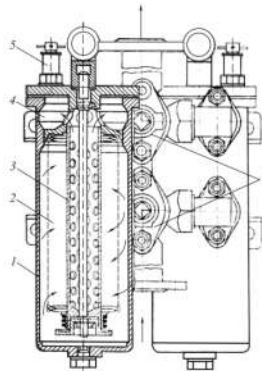


Рисунок 5.1.4 – Двосекційний сітковий фільтр грубого очищення:

1 – корпус; 2 – фільтрувальний патрубок; 3 – стрижень; 4 – камера; 5 – клапан спускання повітря; 6 – крани переключення секцій фільтра

Масляний охолоджувач

Масло що охолоджує двигун потребує охолодження. Тому в системі встановлюються маслоохолодники, призначені для відводу тепла від масла. Їх

| | | | | | | |
|-----|------|-------------|--------|------|-----------------------------------|-------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата | | 50 |

виконують найчастіше кожухотрубними. Основними елементами таких апаратів є циліндричний корпус (кожух), усередині якого розміщені найчастіше гладкі, іноді ребристі труби, що утворюють поверхню теплообміну. Труби можуть бути прямими, закріплені у двох трубних дошках, або змійовиковими, петлеподібними, спіральними із закріпленням обох кінців у одній трубній дошці.

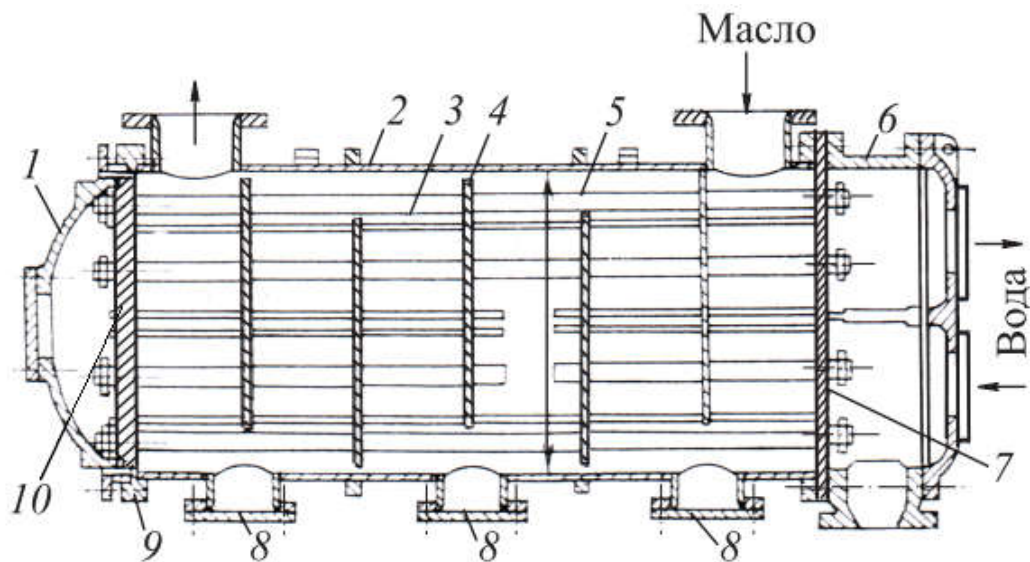


Рисунок 5.1.5 – Кожухотрубний маслоохолоджувач:

1, 6 – кришки; 2 – корпус; 3 – труби; 4 – сегментні перебірки; 5 – дистанційні труби; 7, 10 – трубні дошки; 8 – горловини із заглушками; 9 – сальникове ущільнення.

Масляні трубопроводи

Трубопроводи призначені для перенесення масла на відстань між обладнанням, насосами, фільтрами і т.д. Трубопроводі зливу і прийому масла розташовують в різних кінцях. Зливний патрубок має фільтруючу сітку.

Масляні цистерни

Цистерни призначені для зберігання масла та розташування його в певному місці. Місця встановлення цистерни циркуляційного масла можуть бути різними. Для двигуна зливно-циркуляційні ситеми розміщують в другому дні з відділенням кофедрадами від дневої обшивки судна.

| | | | | | | |
|-----|------|-------------|--------|------|----------------------------|-------|
| | | | | | КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата | | 51 |

Дно цистерни виконують із наклоном в корму, де скопляються відстій і грязь, які періодично видаляють. Цистерна обладнана пристроєм для заміру рівня масла, для заповнення, осушки, вентиляції і підігріву, а також горловинами для огляду, очищення і ремонту.

Розрахункова частина

| № | Параметр | Формула | Значення |
|---------------------------------------|---|--|-----------|
| 1 | Продуктивність масляного насоса, м ³ /год | $W_{MH} = K_v \frac{Q_M}{c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M}$ | 38,754 |
| | Коефіцієнт запасу подачі | $K_v = 1,2 \dots 1,5$ | 1,2 |
| | Питома теплоємність масла, кДж/(кг·К) | $c_M = 1,67 \dots 2,01$ | 2,000 |
| | Щільність мастила, кг/м ³ | ρ_M | 870,0 |
| | Різниця температур вихідного і вхідного масла в двигун, К | $\Delta t_M = 5 \dots 15$ | 15 |
| | Кількість теплоти, яка відводиться з тертям, кДж/год | $Q_M = \alpha_n \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{HP}$ | 842898,00 |
| | Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год | g_e | 0,188 |
| | Номинальна потужність двигуна, кВт | N_e | 2100,0 |
| | Перепад температур масла, К | $\Delta t_n = 10 \dots 15$ | 15 |
| | Доля теплоти, що сприймається маслом для охолодження поршнів | $\alpha_n = 0,05 \dots 0,1$ | 0,05 |
| Нижча теплота згорання палива, кДж/кг | Q_{HP} | 42700 | |
| 2 | Продуктивність відкачуючого насоса, м ³ /год | $W_{MG} = (1,25 \dots 1,3) W_{MH}$ | 48,442 |
| 3 | Ємність маслосбірної цистерни, м ³ | $V_{My} = K_c \frac{W_{Me}}{z}$ | 1,57 |
| | Коефіцієнт, який враховує мертвий запас масла та збільшення об'єму масла при його нагріві, м ³ | $K_c = 1,2 \dots 1,3$ | 1,3 |
| | Кратність циркуляції | $z = 10 \dots 30$ - МОД, СОД $= 40 \dots 60$ - ВОД | 40 |
| 4 | Об'єм сточної цистерни відпрацьованого масла, м ³ | $V_{cm} = 0,6 \cdot V_{My}$ | 0,945 |
| 5 | Об'єм витратної цистерни, м ³ | $V_6 = (1,1 \dots 1,5) \cdot V_{My}$ | 1,889 |
| 6 | Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача, м ² | $F_M = \frac{Q_M}{3,6 \cdot k \cdot \Delta t}$ | 33,316 |
| | Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К) | $k = 290 \dots 460$ | 460,0 |
| | Температурний напір, К | Δt | 55,0 |
| 7 | Продуктивність масляного сепаратора, м ³ /год | $W_{Mc} = \frac{m \cdot V_{My}}{t_c}$ | 0,59 |
| | Кратність очистки масла | $m = 1,5 \dots 3,5$ | 3,0 |
| | Час роботи сепаратора на добу, год | $t_c = 8 \dots 12$ | 8 |

5.3 Система охолодження

Система охолодження представляє собою групу систем, призначених для подачі робочої рідини на охолодження деталей механізмів, приборів, приладів і робочих середовищ (води, масла, повітря, пару, газу, палива) в теплообмінних апаратах. В якості охолоджуючого середовища використовуються забортна і прісна вода, масло, легкі сорти палива і в деяких випадках повітря.

Система охолодження слугує для відводу тепла від деталей двигуна, нагріваючихся в зв'язку доторкання с горячими газами і від тертя, наприклад стінки циліндрової втулки, кришки поршня.

Основна *ціль охолодження* деталей двигуна – підтримання в них допустимого рівня температури, визначаємих жароміцністю використовуваних матеріалів (наприклад, дно поршня), термостабільністю змащуючих масел (наприклад, змащення втулки), оптимальними умовами протікання робочого процесу, надійністю роботі окремих узлів і деталей, а також другими факторами.

В судовій установці використовують два типа системи охолодження – проточна і замкнута. Замкнута система використовується для відводу теплоти від деталей двигуна, а проточна – для охолодження робочих середовищ в теплообмінниках.

При охолодженні механізмів забортною водою, її температура на виході не повинна перевищувати 50 – 55° С.

Система охолодження двигуна показана на рисунку 5.3.1.

Класифікація системи

- 1). За числом водяних контурів:
 - двухконтурна (замкнена);
- 2). За температурним рівнем охолоджуючої води:
 - з низькотемпературним та високотемпературним контурами;

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 53 |

| № елементу системи | Назва |
|--------------------|---------------------|
| 1 | Двигун |
| 2 | Циліндр двигуна |
| 3 | Відцентровий насос |
| 4 | Охолоджувач |
| 5 | Термостат |
| 6 | Розширювальний бак |
| 7 | Клапан |
| 8 | Датчик температури |
| 9 | Датчик тиску |
| 10 | Триходовий клапан |
| 11 | Фільтр |
| 12 | Регульований клапан |
| 13 | Запобіжний клапан |
| 14 | Незворотний клапан |

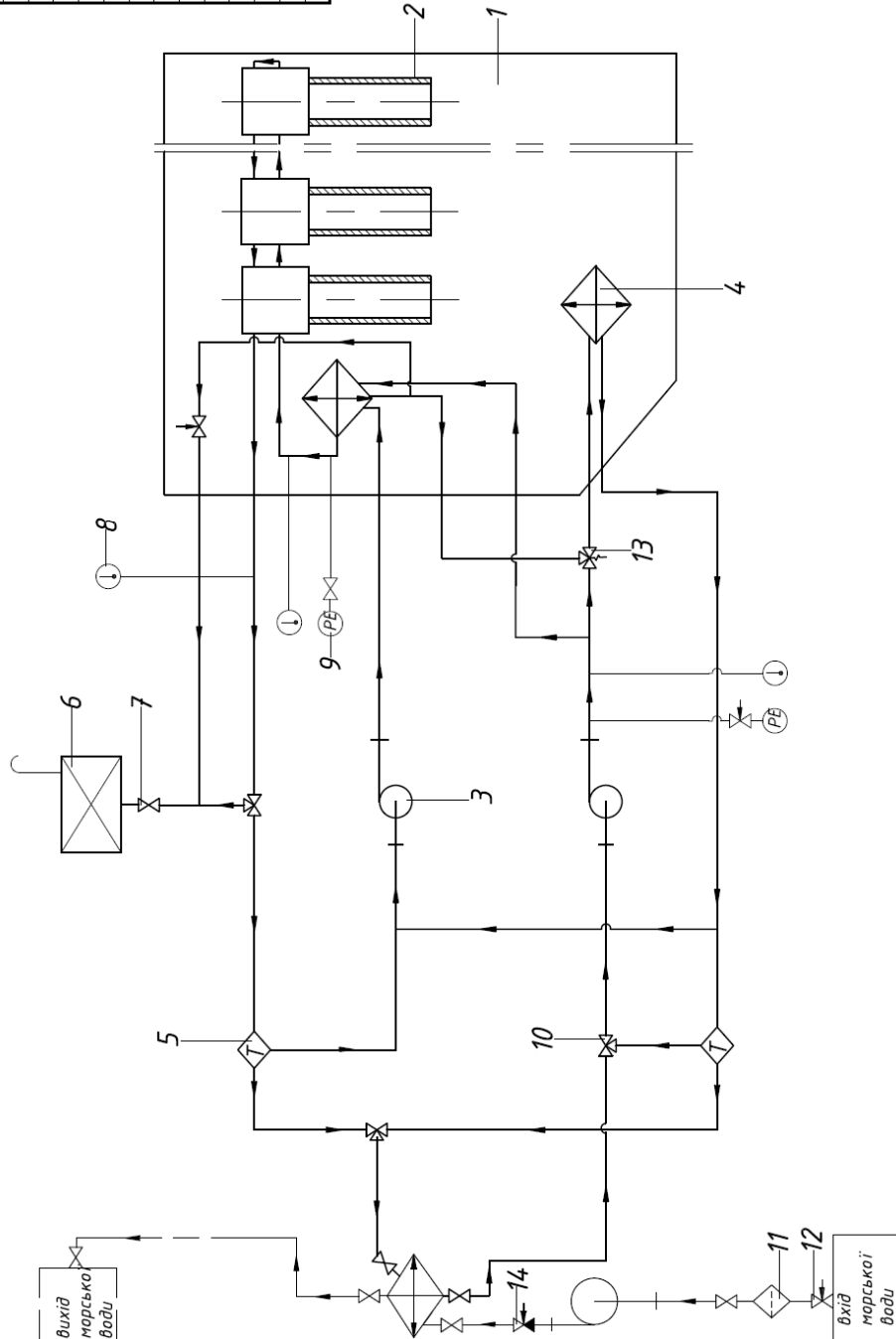


Рис. 5.3.1 – Система охолодження двигуна

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

3). За направленням руху охолоджуючої води в двигуні:

- з природною циркуляцією.

Складові системи

Система охолодження складається із водяних насосів, охолоджувачів, розширювальної цистерни, розхідних цистерн, фільтрів, клапанів, кранів, манометрів, термометрів, терморегуляторів та трубопроводів.

Насос

Для подачі забортної і прісної води використовуються відцентрові насоси. Вони мають автономний привід від електродвигуна.

Даний насос можна класифікувати за наступними ознаками:

- за принципом підведення енергії потоку рідини – динамічний або лопатевий;
- по вигляду робочих органів і по особливості робочого процесу – відцентровий;
- по числу ступенів (послідовно включених коліс) – одноступінчатий;
- за призначенням – циркуляційний насос забортної води системи охолодження ДВЗ;
- по роду приводу – автономний електронасос;
- по розташуванню колеса щодо опор – консольний.

Система із автономним приводом насосів прісної і забортної води відрізняється значно більшою живучістю, крім того можливе постачання декільком об'єктам охолодження від одного насоса і швидкий перехід на резервний насос.

Фільтр

Фільтр забортної води (сітчатий, спарений) встановлюють відразу після кінгстону, щоб попередити попадання із забортної води предметів, що можуть пошкодити насос або засмітити трубопроводи і теплообмінники.

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 55 |

Теплообмінники

В системі охолодження використовуються теплообмінники такого ж типу, як і в масляній системі – кожухотрубні з круглими або плоскими трубками і пластинчаті.

В системі охолодження двигуна встановлено два водо-водяних охолоджувачів. Один теплообмінник охолоджує контур низької температури забортною водою, а другий – контур високої температури.

Розрахункова частина

| № | Параметр | Формула | Значення |
|---|--|---|------------|
| 1 | Продуктивність насоса внутрішнього контуру, м ³ /год | $W_{ек} = K_3 \frac{Q_e}{c_{не} \cdot \rho_{не} \cdot \Delta t_e}$ | 60,351 |
| | Коефіцієнт запасу подачі води | $K_3 = 1,2 \dots 1,3$ | 1,2 |
| | Питома теплоємність прісної води, кДж/(кг·К) | $c_{не}$ | 4,19 |
| | Щільність прісної води, кг/м ³ | $\rho_{не}$ | 1000,0 |
| | Різниця температур води на виході і вході в двигун, К | $\Delta t_e = 10 \dots 12$ | 12 |
| | Кількість теплоти, яка відводиться водою внутрішнього контуру, кДж/год | $Q_{ек} = \alpha_e \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{нр}$ | 2528694,00 |
| | Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год | g_e | 0,188 |
| | Номінальна потужність двигуна, кВт | N_e | 2100,0 |
| | Доля теплоти, що відводиться водою | $\alpha_e = 0,12 \dots 0,17$ | 0,15 |
| | Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг | $Q_{нр}$ | 42700,000 |
| 2 | Потужність, яка споживається насосом внутрішнього контуру, м ³ /год | $N_{ек} = 0,272 \frac{W_{ек} \cdot H \cdot \rho_{не}}{\eta}$ | 8,755 |
| | Напір насоса, м | H | 40 |
| | ККД насосу | η | 0,75 |
| 3 | Площа теплопередаючої поверхні водо-водяного охолоджувача, м ² | $F_o = \frac{Q_{ек}}{k \cdot \Delta t}$ | 12,64 |
| | Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К) | k | 5000 |
| | Температурний напір, К | Δt | 40,0 |
| 4 | Продуктивність насоса заборотної води, м ³ /год | $W_{нз} = K_3 \frac{Q_{ек}}{c_{зв} \cdot \rho_e \cdot \Delta t_{зв}}$ | 74,747 |
| | Коефіцієнт запасу подачі води | $K_3 = 1,2 \dots 1,3$ | 1,200 |
| | Питома теплоємність заборотної води, кДж/(кг·К) | $c_{зв}$ | 3,980 |
| | Щільність заборотної води, кг/м ³ | $\rho_{не}$ | 1020,0 |
| | Різниця температур заборотної води на вході і виході, К | $\Delta t_{зв} = 5 \dots 20$ | 10,0 |
| 5 | Ємність розширювального бака, м ³ | $V_{рб} = (0,1 \dots 0,15) \frac{N_e}{1000}$ | 0,315 |

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

КРБ.142.2227см.23.09.00.ПЗ

Аркуш

56

5.4 Системи повітропостачання і газовідводу

Система повітропостачання призначена для подачі повітря, необхідного для згоряння палива і продувки циліндра; в певній кількості та заданими параметрами.

Система газовідводу (газовипускна) забезпечує найбільш раціональний відвід відпрацьованих в циліндрі газів. Під раціональним відводом розуміють таку організацію газовипускна, яка забезпечує максимальне використання енергії робочого тіла як в циліндрі двигуна, так і ззовні, а також якісного очищення і наповнення циліндрів. Крім цього потрібно забезпечити мінімальний за шкідливістю вплив на навколишнє середовище відпрацьованих газів.

Класифікація системи

Класифікація системи повітропостачання

1) За числом ступенів стискання повітря:

- одноступенева;

2) За числом компресорів:

- однокомпресорна;

3) За призначенням і числом теплообмінників:

- з охолоджувачами наддувочного повітря (два ОНП 2-х ступеневі);

4) За способом підтримання параметрів повітря:

- регульована.

Класифікація системи газовипуску

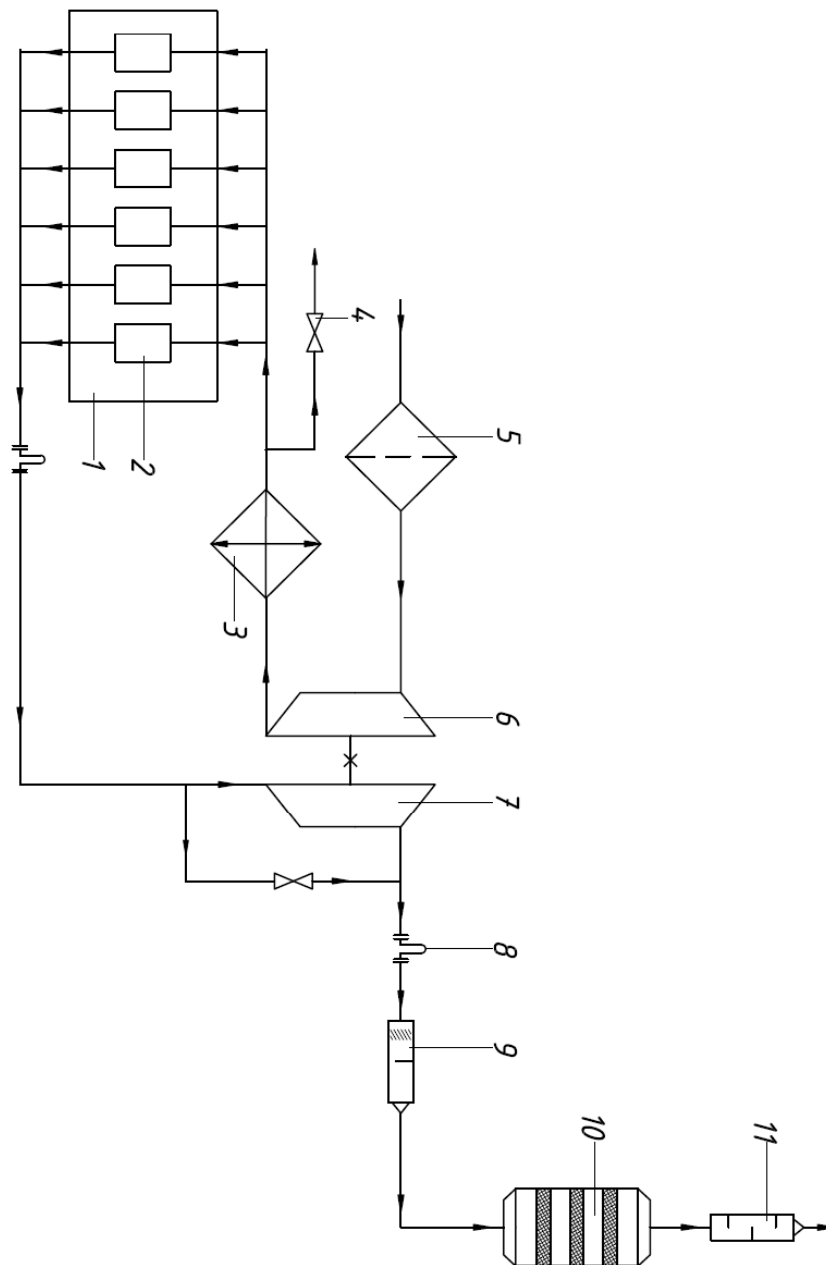
1) За глибиною утилізації теплоти:

- із помірною утилізацією;

2) За способом руху газу в колекторі:

- ізобарна;

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 57 |



| № елемента системи | Назва |
|--------------------|-----------------|
| 1 | Двигун |
| 2 | Циліндр двигуна |
| 3 | ОНП |
| 4 | Компресор |
| 5 | Фільтр |
| 6 | Компресор |
| 7 | Турбіна |
| 8 | Компенсатор |
| 9 | Іскрогасник |
| 10 | Каталізатор |
| 11 | Газівник |

Рис. 5.4.1 – Система повітропостачання та газовипускна двигуна

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

КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ

Складові системи

Система повітропостачання складається із компресора, теплообмінників, ресиверів, повітроводів та глушників шуму.

Турбокомпресор

Турбокомпресор є основним елементом для повітропостачання на судових двигунах. Він призначений для підвищення тиску на впускі в циліндр (наддуву), а також для використання енергії відпрацьованих газів.

Турбокомпресор складається із двох основних частин, це компресор і турбіна. Колесо компресора з'єднується із колесом турбіни через вал (ротор) турбокомпресора.

На рис. 5.4.2 показано турбокомпресор типу ТК80. Він має осьову турбіну, а саме, рух відпрацьованих газів відбувається вздовж осі обертання ротора.

На рис. 5.4.2 позначено конструкцію турбокомпресора ТК92, де: 1 – корпус компресора; 2 – газовідвідний корпус; 3 – корпус турбіни; 4 – ротор; 5 – колесо компресора; 6 – колесо турбіни; 7 – опорний підшипник; 8 – опорно-упорний підшипник; 9 – болт; 10 – обертовий скеровувачий апарат; 11 – кришка підшипника; 12 – гвинтовий насос; 13 – масло-згінна різьба; 14 – група лабіринтів; 15 – оглядове віконце; 16 – фільтр; 17 – глушник.

Охолодник надувного повітря

На двигуні встановлено один двохступінчастий ОНП. Турбокомпресор і два ОНП об'єднані в єдиний модуль.

ОНП призначений для охолодження надувного повітря після компресора та підтримання його постійної температури.

В охолодниках надувного повітря двигуна застосовують труби, оребрені зовні, всередині труб протікає прісна вода. Охолоджене повітря поперечно обтікає трубний оребрений пучок зовні.

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 59 |

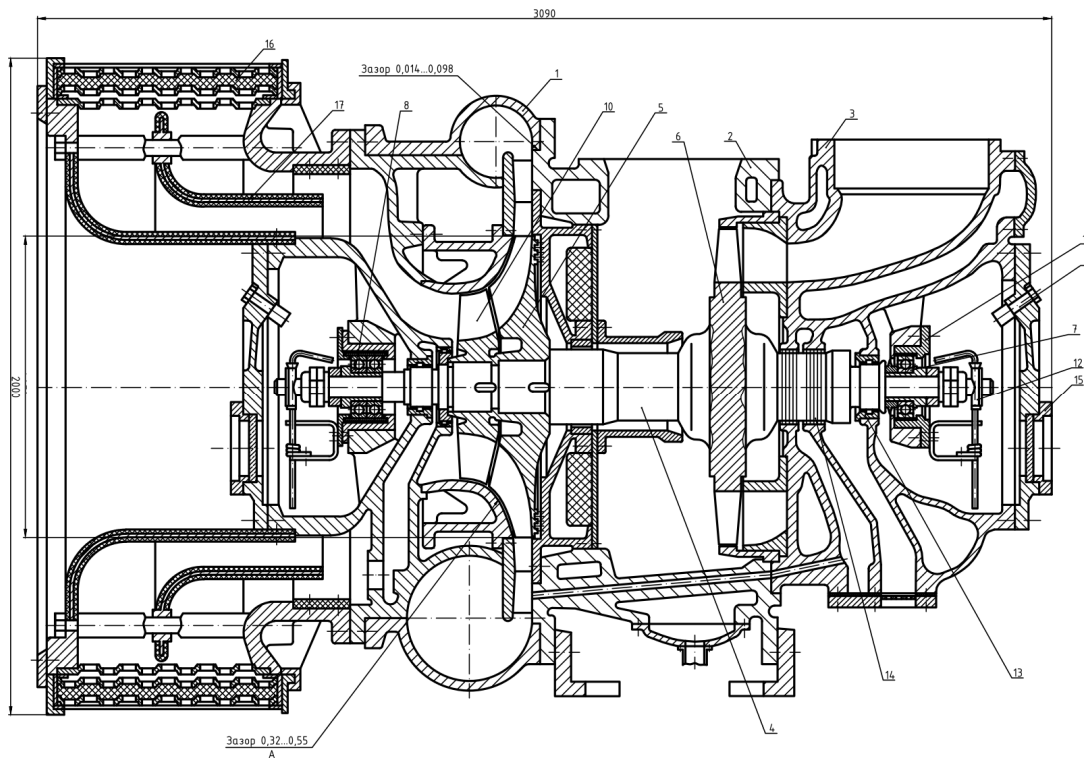


Рисунок 5.4.2 – Турбокомпресор типу ТК80

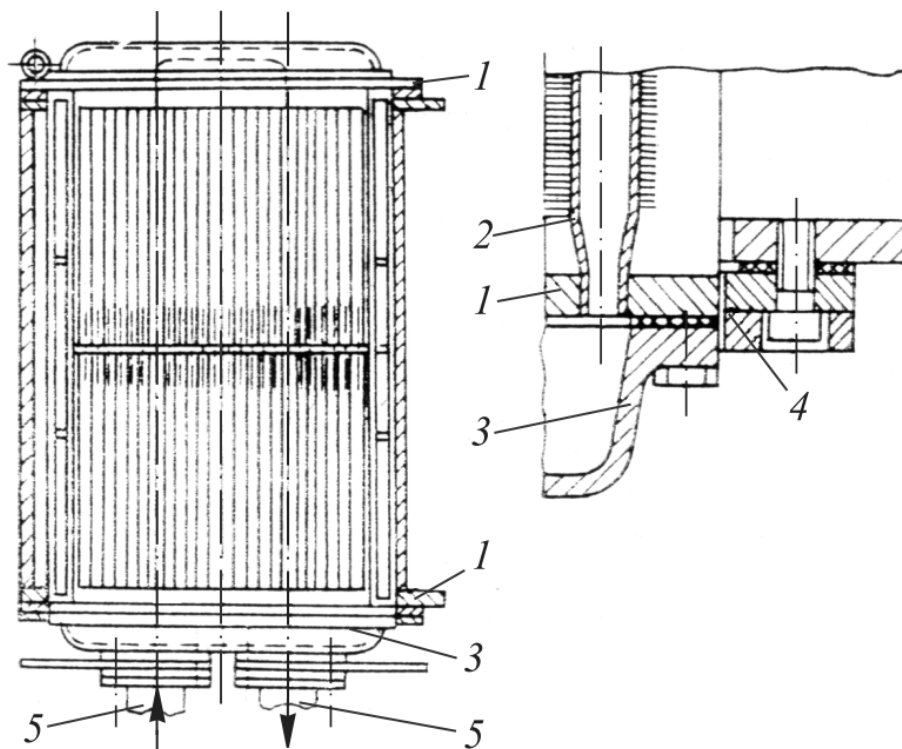


Рисунок 5.4.2 – Охолоджувач надвугневого повітря двигуна:

1 – трубна дошка; 2 – труби; 3 – кришка; 4 – гумове кільце; 5 – патрубки

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

КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ

Аркуш

60

Глушники шуму

Глушники шуму призначені для зниження шкідливої звукової дії відпрацьованих газів на навколишнє середовище.

Глушники встановлені в корпусі компресора турбокомпресора після повітряного фільтра.

Фільтр

Фільтр призначений для очищення повітря перед компресором. Фільтр очищення повітря встановлено на корпусі компресора.

Система газовідводу складається із випускного колектора, турбіни, глушників шуму, газовідводів (трубопроводів).

Двигун обладнаний системою наддуву при постійному тиску (ізобарна система). Має один великий випускний колектор, який на з'єднанні із кожним циліндром має компенсатор.

Розрахункова частина

| № | Параметр | Формула | Значення |
|---|--|--|----------|
| 1 | Площа перерізу газовипускного трубопроводу, м ² | $F_{en} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot (\alpha \cdot L_0 + 1) \cdot R \cdot T_{e2}}{3600 \cdot c_{e2} \cdot p_2}$ | 0,353 |
| | Коефіцієнт надлишку повітря | α | 2,395 |
| | Допустима швидкість руху газів в трубопроводі, м/с | $c_{e2} = 30 \dots 45$ для 4х тактних $c_{e2} = 25 \dots 30$ для 2х тактних | 45,000 |
| | Допустимий тиск в трубопроводі, кПа | $p_2 = 30 \dots 40$ | 40,000 |
| | Температура випускних газів, К | $T_{e2} = 573 \dots 773$ | 573,000 |
| | Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год | g_e | 0,188 |
| | Номінальна потужність двигуна, кВт | N_e | 2100,000 |
| | Газова стала, кДж/кг·К | R | 0,287 |
| 2 | Кількість повітря теоретична необхідна для згоряння 1 кг палива, кг/кг | L | 14,300 |
| | Діаметр газовипускного трубопроводу, м | $d_{e2} = \sqrt{\frac{4F_{en}}{\pi}}$ | 0,671 |

РОЗДІЛ 6 ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Нормативно-правова та законодавча база охорони праці на судах

Міжнародна морська організація ІМО (International maritime organization, ІМО) – спеціалізована установа Організації Об'єднаних Націй. Основним напрямком діяльності є забезпечення механізму міжурядового співробітництва у вирішенні питань торговельного мореплавання: забезпечення безпеки на морі, запобігання забруднення з суден та боротьба з ним; спрощення формальностей; надання технічної допомоги.

Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі 1974 р., СОЛАС-74 (International Convention for the Safety of Life at Sea, SOLAS-74) містить консолідований текст Конвенції СОЛАС-74. Основне завдання Конвенції СОЛАС – визначення мінімальних стандартів з конструкції, устаткування та безпеки плавання суден [9].

Україна – учасник Конвенції. Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі 1974 р. є найважливішим із всіх міжнародних договорів, що відносяться до безпеки торгових суден. Перший варіант був створений в 1914 р., другий і подальші у 1929, 1948, 1960 роках, відповідно. Основне завдання Конвенції СОЛАС - визначення мінімальних стандартів по конструкції, устаткуванню й безпеці плавання судів. Згідно Конвенції, кожне судно підлягає огляду з боку посадових осіб уряду або визнаною ним Організацією. Огляду, зокрема, підлягають корпус і механізми судна, рятувальні засоби і постачання суден, їх радіоустановки і станції радіолокацій. Судно та його устаткування повинні підтримуватися в стані, що відповідає вимогам Конвенції і що гарантує придатність для виходу в море без небезпеки для судна або людей, що знаходяться на борту.

Згідно СОЛАС (Правило 21), кожен уряд зобов'язується проводити розслідування будь-якої аварії, що відбулася з будь-яким з його суден.

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 62 |

Інформацію про результати такого розслідування повинні передавати в ІМО. Держави-учасники зобов'язалися застосовувати вимоги конвенції й Протоколу до суден держав, що не є їх учасниками, з метою того, щоб такі судна не опинилися в сприятливішому положенні, ніж їх власні.

До нормативно-технічної бази з охорони праці при роботі у МКВ судна відносяться наступні, спеціально розроблені, документи [9]:

1. Правила технічної експлуатації суднового електрообладнання;
2. Правила техніки безпеки на судах морського та річкового флоту України.
3. Правила технічної експлуатації морських і річкових суден (Суднові конструкції та суднові технічні засоби. Газові турбоагрегати. Котли парові та водогрійні. Електрообладнання. Допоміжні суднові технічні засоби).

ПДМНВ-78/95 (International Convention on Standards of Training, Certification and Watchkeeping for Seafarers, STCW-78/95) - Міжнародна конвенція про підготовку та дипломування моряків та несення вахти.

Функції, що відносяться до аварійних ситуацій, охорони праці, медичному підходу, виживанню знаходяться в наступних розділах ПДМНВ.

Розділ А-VI/1. Для всіх моряків, до виконання своїх обов'язків на судні, відповідно до розділу А-VI/1 Кодексу ПДМНВ-95 обов'язкова ознайомлювальна підготовка:

- уміння спілкуватися (знання мови, маркування на судах);
- знання, що робити при падінні людини за борт;
- знання, що робити при виявленні пожежі або диму;
- знання, що робити при сигналі про пожежу або залишенні судна;
- знання місць збору й посадки, шляхів евакуації;
- уміння використовувати рятувальні жилети й знання місць їхнього зберігання;
- уміння оголосити тривогу й використовувати вогнегасники;

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 63 |

- уміння надати невідкладну медичну допомогу при нещасному випадку;

- уміння відкривати й закривати протипожежні й водонепроникні двері й закриття;

та початкова підготовка:

- способи особистого виживання;
- протипожежна безпека й боротьба з пожежею;
- надання першої медичної допомоги;
- особиста безпека й суспільні обов'язки.

Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які мають місце під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування суднового двигуна 4СН22/24

Особливо небезпечним ділянкою праці є машинно-котельне відділення, де можливі наступні небезпечні та шкідливі фактори:

Небезпечні:

- машини, що рухаються, механізми, частини обладнання;
- небезпека ураження електричним струмом;
- термічні опіки;
- небезпека вибуху;
- небезпека виникнення пожежі

Шкідливі:

- підвищений рівень шуму;
- підвищена запиленість і загазованість;
- недостатня освітленість
- порушення метеумов в машинно котельному відділенні;
- підвищений рівень вібрації.

Машини, що рухаються, механізми, частини обладнання. Небезпека цього фактора полягає у травматизмі вахтового персоналу у зв'язку зі здійсненням різних рухів машинами, обладнанням, що знаходиться в

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 64 |

приміщенні судна. У проекті судна передбачаються наступні міри безпеки: установка огорожень, установка запобіжних захисних засобів, призначених для автоматичного відключення агрегатів і машин, блокувальні пристрої, що виключають можливість проникнення людини в небезпечну зону, пристрої що сигналізують, що дають інформацію про роботу обладнання, а також про небезпечні і шкідливі фактори, що при цьому виникають, системи дистанційного керування, яким притаманне здійснення контролю і регулювання роботи обладнання здійснюється з ділянок, віддалених від небезпечної зони.

Електричний струм. На сучасних судах весь судновий екіпаж, а не лише фахівці-електромеханіки, пов'язаний з обслуговуванням електроустаткування і різних електричних приладів.

Для підвищення безпеки праці на морських судах важливо, щоб кожен член екіпажа, незалежно від його спеціальності, добре орієнтувався в питаннях електробезпеки.

За допомогою аналізу травматизму на флоті можна визначити наступні основні причини нещасних випадків від дії електричного струму: дотик або наближення на небезпечну відстань до неізольованих токоведучих частин електроустаткування; поява напруги на нетоковедучих металевих частинах електроустаткування (на корпусах електромашин, верстатів і ін.) в результаті пробую ізоляції, пошкодження заземлюючих і відключаючих пристроїв; помилкове включення мережі, з токоведучими частками якою працювали люди; виникнення крокової напруги на поверхні землі в зоні розтікання струму; зниження опору ізоляції токоведучих частин, своєчасно не виявлене унаслідок незадовільного контролю технічного стану; низька трудова дисципліна і порушення правил техніки безпеки.

Забезпечення недоступності частин, що знаходяться під напругою для випадкового дотику, усунення небезпеки поразки при появі напруги на корпусах, кожухах; захисне заземлення, занулення, захисне відключення;

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 65 |

використання низької напруги; вживання подвійної ізоляції ДСТУ EN 60204-1:2015.

Небезпека виникнення пожежі. Утворення пожеж на суднах має свою специфіку внаслідок архітектурно-конструктивних і технологічних особливостей будівництва, та істотно відрізняється від пожеж у будівлях і спорудах. При пожежі на суднах частіше спостерігаються явища, що характеризують високу швидкість поширення небезпечних факторів пожежі та зумовлюють винятковість і складність евакуації людей. Під час пожежі на суднах спостерігається швидша теплопередача від осередку пожежі в суміжні приміщення, ніж у будівлях, унаслідок високої теплопровідності металевих конструкцій або руйнування в процесі нагрівання конструкцій із легких сплавів (пластмас). Переважно пожежа виникає в одному з приміщень (каюті, салоні, коморі) і деякий час розвивається непомітно.

Найчастіше пожежа на суднах виникає у житлових і службових приміщеннях, а також у машинних відділеннях через необережне користування вогнем, несправність обладнання, порушення правил технічної експлуатації енергетичних установок та протипожежних вимог. Важливим кроком у напрямку забезпечення пожежної безпеки суден був розроблений фахівцями УкрНДПБ МНС України нормативний акт НАПБ Б 01.010-2007 **Правила пожежної безпеки для суден**, затверджений наказом МНС України від 29.03.2007 за № 191 та зареєстрований в Міністерстві юстиції України 16.04.2007 за № 373/13640. Міжнародний кодекс з систем пожежної безпеки (ІМО, MSC 98 (73)); Особлива потреба в таких Правилах визначена в процесі досліджень, вивчення та аналіз чинних нормативних документів суднобудівної галузі, що регламентують вимоги пожежної безпеки [10].

Підвищений рівень вібрації та шуму. Систематичний вплив вібрацій в машино-котельному відділенні (ГД, ДГ, валопроводу і т.д.) може бути причиною вібраційної хвороби. Відповідно до ДСН 3.3.6.039-99 норми по обмеженню загальних вібрацій (підлоги, сидінь і т.п.) встановлюють величину

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 66 |

логарифмічного рівня коливальної швидкості в основних діапазонах середньо геометричними значеннями: 2, 4, 8, 16, 32 Гц, а норма по обмеженню локальної вібрації в октавних смугах частот із середньо геометричними значеннями: 16, 32, 63, 125, 250, 500, 1000 Гц (гігієнічні норми встановлені для тривалості робочої зміни 8 годин.). Власні частоти більшості внутрішніх органів людини 6...9 Гц, голови 25...30 Гц.

Джерелом шуму на судні є головний двигун, дизель-генератори, допоміжні механізми, вентилятори та т.п. Для зниження шуму застосовують кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі. Обслуговуючий персонал МВ забезпечується засобами індивідуального захисту. Для зниження вібрації машини встановлюють на амортизатори, застосовують звуковбирні матеріали. Обслуговуючий персонал забезпечується ковдрами, антивібраційними рукавицями. Джерелами теплових випромінювань є нагріті поверхні машин, механізмів, устаткування, трубопроводів, радіостанції. Інтенсивність теплового випромінювання, що допускається, 350...500 Вт/м . Навколо працюючих механізмів у МВ виникають шкідливі теплові, електромагнітні й інші випромінювання. Джерелами шкідливих випромінювань є: нагріті поверхні машин і трубопроводів, радіостанція, радіолокаційні станції. Для захисту персоналу застосовують герметизацію та теплоізоляцію механізмів, машин, паропроводів та газоходів.

Рівні шуму в МВ сучасних судів знаходяться в межах 105 - 117 дБ. Існують тимчасові і перехідні норми, згідно яких для захисту від дії шуму варто обмежувати час перебування в зонах дії шуму і застосовувати індивідуальні засоби захисту. Вушні вкладиші послабляють рівень шуму на 20 дБ, навушники - на 30 дБ, спільне застосування - на 35 дБ.

Кодексом передбачається обов'язкове застосування попереджувальних написів у входів до приміщення, для яких рівень шуму перевищує 85 дБ. На території з підвищеним рівне шуму персонал має носити захисні навушники, які мають ізолювати вухо від негативного та небезпечного впливу шуму та

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 67 |

вібрації. Для зниження шуму застосовують кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі. Припустимий рівень широко-смугастого шуму на робочих місцях регламентується ДСТУ 2867-94.

Підвищена запиленість і загазованість. З основних забруднень, що можуть бути присутні у МВ - вуглеводні, сірчаний і сірчистий ангідрид, монооксид вуглецю і оксид азоту (IV) з концентрацією, що перевищує гранично допустиму концентрацію (ГДК), спричиняють виражений вплив на організм людини. Деякі з них, такі як оксиди азоту впливають на центральну нервову та кровоносну систему, вступаючи в реакцію з гемоглобіном, викликають запаморочення, слабкість, нудоту. Діоксид азоту має подразнюючу дію, уражаючи органи дихання. Вуглекислий газ в концентрації більше 1 % викликає задишку, при концентрації 25 % – явище наркозу, що супроводжується пригніченням дихального центру та центральної нервової системи.

Температура повітря, вологість, швидкість повітря.

Серед шкідливих факторів, яким протидіє вентиляція можна виділити: температура, вологість та швидкість повітря і підвищена запиленість та загазованість робочої зони виробничих приміщень, які повинні оцінюватися відповідно до вимог санітарних правил і норм СанПіН 2.2.4.548-96 «Гігієнічні вимоги до мікроклімату виробничих приміщень»

Нормативним документом, що регламентує параметри мікроклімату для робочої зони виробничих приміщень ДСН 3.3.6.042-99. В основу принципів нормування цих параметрів покладено диференційну оцінку оптимальних та допустимих метеорологічних умов у залежності від категорії робіт, періоду року та виду робочих місць.

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 68 |

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі проведено розрахунок двигуна типу 6ЧН28/30.

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

В 4 розділі було розраховано та спроектовано відцентровий насос системи охолодження. Запропонований насос має високі показники коефіцієнтів корисної дії та спроектований за сучасним математичним моделюванням.

В 5 розділі було виконано розрахунок основних систем двигуна, розглянуто його принципові схеми і конструкції основних елементів. З розглянутих схем видно, що даний двигун досить сучасний і автоматизований.

В розділі «Забезпечення вимог охорони праці» були розглянуті нормативно-правова та законодавча база охорони праці на суднах та проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які мають місце під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування двигуна та судна в цілому.

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

| | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|-----------------------------------|--------------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | <i>Аркуш</i> |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ документа</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | 69 |

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.
2. Cat 3606. Technology review, 2009. 26 p.
3. Cat 3606: Project guide for marine applications, 2008. 130 p.
4. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. 332 с.
5. Михайлов В. С., Носовский А. Н., Корниецкий А. В., Пинчук В. А., Чуйко А. А. Курс повышения квалификации судовых механиков : пособ. Николаев: «Барви України», 2009. 384 с.
6. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.
7. Latarche M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.
8. Woodyard D. Marine diesel engines and gas turbines. 9th ed. Oxford, 2009. 896 p.
9. Міжнародні конвенції, кодекси, рекомендації ІМО і МАРПОЛ. Одеса, 2008. 80 с.
10. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.

| | | | | | | |
|-----|------|-------------|--------|------|-----------------------------------|-------|
| | | | | | <i>КРБ.142.2227ст.23.09.00.ПЗ</i> | Аркуш |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата | | 70 |