

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 ДОПОМІЖНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ
8ЧН 16/24 (MAN 8L16/24H)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування
Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Б. Г. Тимошевський

Здобувач освіти

А. С. Войнов

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

Войнову Артему Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок допоміжного суднового двигуна типу 8ЧН 16/24
(MAN 8L16/24H)

2. Керівник роботи д.т.н., проф. Тимошевський Б. Г.
(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 – MAN 8L16/24H, потужність двигуна
– 880 кВт; частота обертання колінчатого валу – 1200 хв⁻¹; ПК – 3,9; паливо –
дизельне

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна 8ЧН 16/24; Розрахунок робочого циклу двигуна
8ЧН 16/24; Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ; Проєкт відцентрового
насосу системи охолодження; Розрахунок систем двигуна 8ЧН 16/24; Забезпечення
вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Двигун 8ЧН 16/24; Індикаторна діаграма та діаграми динаміки; Відцентровий
насос системи охолодження; Схеми систем двигуна 8ЧН 16/24

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

(підпис)

(прізвище та ініціали)

(підпис)

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 880 кВт та 1200 хв⁻¹. В якості базового був обраний двигун 8ЧН16/24 (MAN 8L16/24).

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 69 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, вихідні гази, паливний насос високого тиску, система мащення.

The qualification work presents the results of the calculation of a marine internal combustion engine with a capacity of 880 kW and 1200 rpm. The 8ЧН16/24 engine (MAN 8L16/24) was chosen as the base engine.

In this paper, we calculated the engine duty cycle and dynamic loads and designed a centrifugal pump for the cooling system. The main engine systems and their elements are calculated. Measures to ensure labor protection are presented.

The qualification work is written in Ukrainian on 69 calculation and explanatory notes pages. 10 sources were used. The graphic part is presented in 4 drawings in A1 format.

Keywords: internal combustion engine, exhaust gases, high-pressure fuel pump, lubrication system.

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Опис конструкції двигуна 8ЧН 16/24	5
Розділ 2. Розрахунок робочого циклу двигуна 8ЧН 16/24	13
2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна	13
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна	14
2.3 Розрахунок робочого циклу	16
2.4 Розрахунок та побудова робочих індикаторних діаграм двигуна	17
Розділ 3. Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ	24
3.1 Динамічний розрахунок двигуна	24
3.2 Розрахунок та побудова полярних діаграм навантажень на шийки колінчастого валу	29
3.3 Розрахунок маховика	36
Розділ 4. Проект відцентрового насоса системи охолодження	38
Розділ 5. Розрахунок систем двигуна типу 8ЧН 16/24.....	44
5.1 Паливна система.....	44
5.2 Система мащення	50
5.3 Система охолодження	53
5.4 Системи повітропостачання і газовідводу	57
Розділ 6. Забезпечення вимог охорони праці.....	60
Висновки.....	64
Список використаної літератури	65
Додаток А. Двигун 8ЧН 16/24.....	66
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграма динаміки.....	67
Додаток В. Відцентровий насос системи охолодження.....	68
Додаток Г. Схеми систем двигуна 8ЧН 16/24.....	69

ВСТУП

Двигуни внутрішнього згоряння – це складні механізми, які перетворюють хімічну енергію палива на механічну роботу. Ці двигуни використовуються в багатьох видах транспорту, включаючи автомобілі, літаки, кораблі та інші транспортні засоби.

Історія двигунів внутрішнього згоряння налічує понад століття, і за цей час вони були значно вдосконалені, що призвело до підвищення їхньої продуктивності та ефективності.

Морські двигуни внутрішнього згоряння є важливою частиною сучасної морської техніки. Вони використовуються для приведення в рух кораблів і виконання різних морських робіт, таких як перевезення вантажів, рибальство, морська розвідка і багато іншого.

Морські двигуни внутрішнього згоряння можуть використовувати різні види палива, такі як дизель, бензин, газ, вугілля тощо. Вони складаються з багатьох компонентів, які мають важливе значення для їхньої ефективності та безперебійної роботи.

Знання про суднові двигуни внутрішнього згоряння важливі для моряків та інших фахівців, які працюють у морській галузі. Ці знання також можуть бути корисними для широкої громадськості, яка цікавиться морським транспортом і морськими технологіями.

Водночас, розвиток альтернативних джерел енергії, таких як електрика та водень, поставив під загрозу майбутнє двигунів внутрішнього згоряння. Однак сьогодні ці двигуни досить поширені і використовуються в різних сферах життя, тому знання про них можуть бути корисними для багатьох людей.

Згідно із завданням до кваліфікаційної роботи необхідно розрахувати сучасний 4-тактний судновий середньообертовий дизельний двигун. В якості двигуна прототипу був обраний двигун 8ЧН 16/24 (MAN 8L16/24).

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 8ЧН 16/24

8ЧН 16/24 (рис.1.1) – рядний, тронковий, чотиритактний дизельний двигун односторонньої дії з турбонаддувом, діаметр циліндра якого 160 мм та ходом поршня 240 мм. Частота обертання колінчастого валу становить 1200 об/хв.

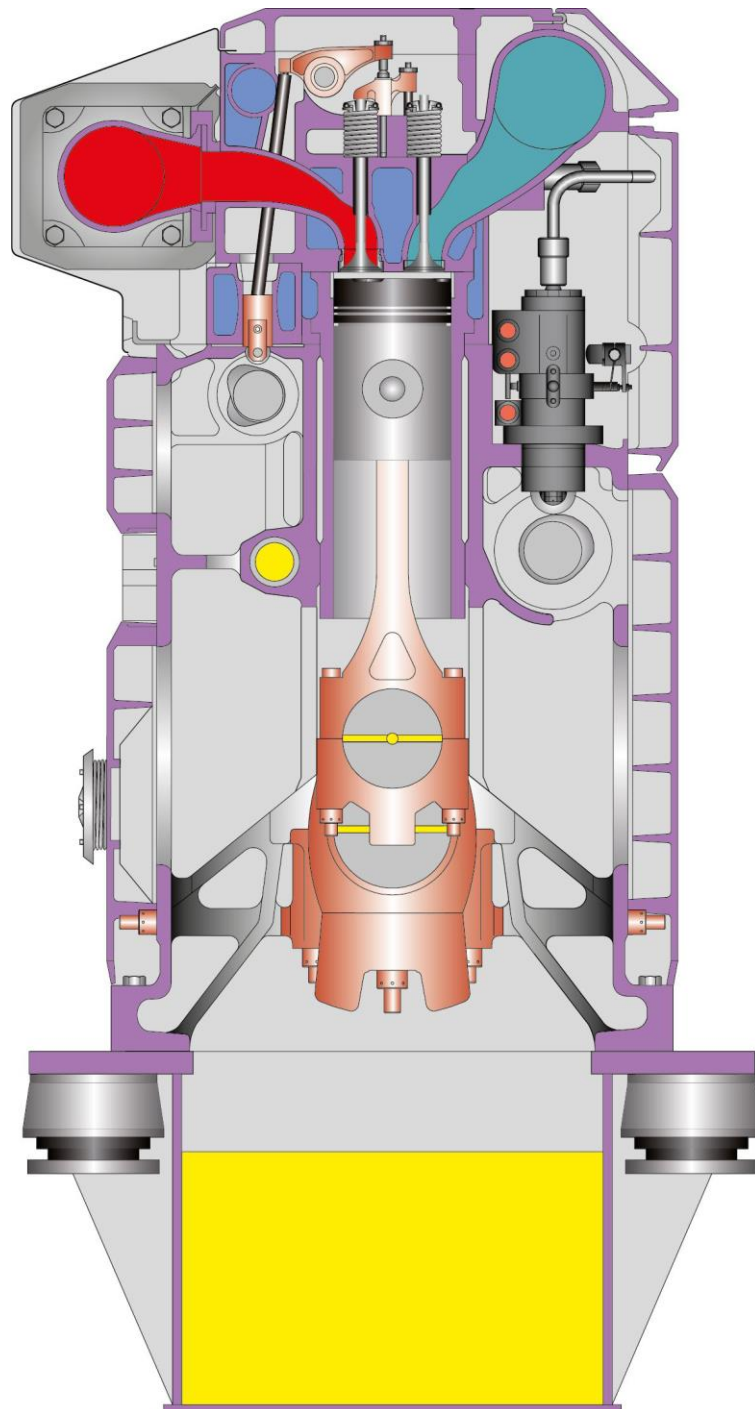


Рисунок 1.1 – Поперечний переріз двигуна 8ЧН16/24

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		5

Моноблочна чавунна рама двигуна (рис.1.2) розроблена як дуже жорстка. Всі компоненти рами двигуна утримуються під напругою стиснення. Рама розроблена для ідеального розподілу зусиль від кришки циліндрів до колінчастого вала та забезпечує низьку поверхневу вібрацію зовнішньої оболонки.

Два розподільних вали розташовані в рамі двигуна. Розподільний вал клапана розташований на стороні вихлопу в дуже високому положенні, а розподільний вал упорскування розташований на робочій стороні двигуна.

Корінні підшипники підвісного колінчастого вала розміщені на важких опорах за допомогою опорних стрижнів від підлоги проміжної рами та закріплені кришками підшипників. Вони оснащені бічними направляючими та утримуються на місці за допомогою шпильок із гайками, затягнутими за допомогою гідравліки. Корінний підшипник оснащений змінними вкладишами, які встановлюються без зачищення.

З боків рами є кришки для доступу до розподільних валів і картера. Деякі кришки оснащені запобіжними клапанами, які спрацьовують, якщо масляні пари в картері запалюються.

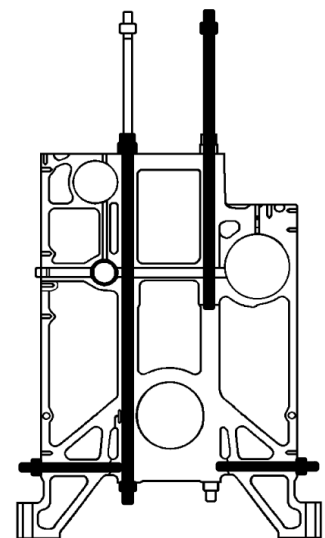
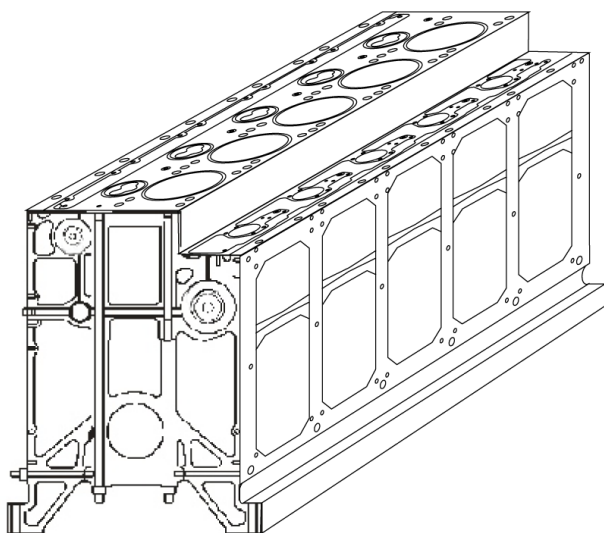


Рисунок 1.2 – Рама двигуна

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

Кришка циліндрів (рис.1.3) виготовлена з чавуну з інтегрованим ресивером наддувочного повітря, виконана за ціле. Має товстостінне дно, що охолоджується стовбуром. Він має центральний отвір для клапана впорскування палива та 4-клапанну конструкцію поперечного потоку з високим коефіцієнтом потоку. Інтенсивне водяне охолодження зони наконечника сопла дозволило відмовитися від безпосереднього охолодження сопла. Схема клапана повернута приблизно на 20° до осі та досягає певного завихрення всмоктування.

Кришка циліндрів затягується за допомогою 4 гайок і 4 шпильок, які вкручуються в раму двигуна. Гайки закручуються за допомогою гідравлічних домкратів.

Кришка циліндрів має пригвинчену верхню кришку. Він виконує дві основні функції: масляне ущільнення камери коромисла та покриття всієї верхньої поверхні головки.



Рисунок 1.3 – Кришка циліндру

Втулка циліндра (рис.1.4) виготовлена зі спеціального відцентрового чавуну та встановлена в отворі рами двигуна. Втулка затиснута кришкою циліндрів і опирається своїм фланцем на водяну сорочку.

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таким чином, втулка може вільно розширюватися вниз при нагріванні під час роботи двигуна.

Втулка має фланцевий тип, і висота фланця ідентична зоні водяного охолодження, що забезпечує рівномірну температуру по всій поверхні гільзи.

Нижня частина вкладиша не охолоджується, щоб забезпечити достатній запас для холодної корозії в нижньому кінці. В області картера немає води.

Газове ущільнення між втулкою та кришки циліндрів складається із залізного кільця.

Щоб зменшити полірування отвору та споживання мастила, на верхній стороні вкладиша встановлено полум'яне кільце ковзаючого типу.



Рисунок 1.4 – Втулка циліндру

Поршень (рис.1.5) даного двигуна складеного типу з масляним охолодженням, має тронк із чавуну з кулястим графітом і коронку з кованої жаростійкої сталі. Оснащений 2 компресійними кільцями та 1 мастильним кільцем у загартованих кільцевих канавках.

Поршень має масляний простір для охолодження впритул до днища поршня і зони поршневих кілець. Передача тепла, а отже і охолоджуючий ефект виконується методом збовтування, який виникає під час руху поршня.

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Охолоджуючим середовищем є масло з мастильної системи двигуна.

Масло подається в масляний простір охолодження через отвір у шатуні. Відведення масла з охолоджувального масляного простору здійснюється через канали, розташовані діаметрально до вхідних каналів.

Поршневий палець повністю плаває і утримується в положенні в осьовому напрямку двома стопорними кільцями.



Рисунок 1.5 – Поршень

Шатун (рис.1.6) виготовлений методом штампування. Нижня голівка має горизонтальний поділ. Шатун і поршень демонтуються разом із втулкою циліндра, що дозволяє застосувати великий діаметр підшипника та зменшити навантаження на шатуні підшипника.

Шатун має розточені канали для подачі масла від шатуна до шатуна. Підшипник шатуна - триметалевий, покритий ходовим шаром. Вкладиші підшипників відносяться до прецизійного типу і тому повинні встановлюватись без зачистки або іншої адаптації.

Шатунний підшипник триметалевого типу та запресований у шатун. Втулка забезпечена внутрішньою окружною канавкою та карманом для розподілу олії у самій втулці та для підведення олії до бобишок пальців.

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



Рисунок 1.6 – Шатун

Шпиндели клапанів виготовлені з термостійкого матеріалу, а сидла шпинделів броньовані привареним твердим металом.

Усі шпинделі клапанів оснащені ротаторами клапанів, які обертають шпинделі кожного разу, коли клапани активуються. Обертання шпинделів забезпечує рівномірний рівень температури на дисках клапанів і запобігає утворенню відкладень на посадочних поверхнях.

Головка блоку циліндрів оснащена змінними кільцями сидла клапана. Кільця сидла випускного клапана охолоджуються водою, щоб забезпечити низьку температуру клапана.



Рисунок 1.7 – Впускний та випускний клапани

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Колінчастий вал (рис.1.8), який є цільною поковкою, підвішений на підшипниках. Корінні підшипники триметалевого типу, покриті ходовим шаром.

Для досягнення відповідного тиску в підшипниках і рівня вібрації колінчастий вал забезпечений противагами, які прикріплені до колінчастого вала за допомогою двох гідравлічних гвинтів.

На кінці маховика колінчастий вал оснащений шестернею, яка через два проміжні колеса приводить в рух розподільні вали. Також тут встановлений гнучкий диск для підключення генератора. На протилежному кінці (передньому кінці) є з'єднання зубчастого колеса для мастильного та водяного насосів.

Масило для корінних підшипників подається через отвори, просвердлені в рамі двигуна. Від корінних підшипників масло проходить через отвори в колінчастому валу до підшипників великого торця, а звідти через канали в шатунах для змащування поршневих пальців і охолодження поршнів.



Рисунок 1.8 – Колінчастий вал

Впускний і випускний клапани, а також паливні насоси двигуна приводяться в дію двома **розподільними валами** (рис.1.9).

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Завдяки конструкції з двома розподільними валами можливе оптимальне регулювання газообміну без переривання моменту уприскування палива. Також є можливість регулювати вприскування палива без переривання газообміну.

Два розподільні вали розташовані в рамі двигуна. На стороні вихлопу, у дуже високому положенні, розташований розподільний вал клапана, щоб забезпечити короткий і жорсткий клапанний механізм і зменшити рухомі маси. Розподільний вал уприскування розташований з боку обслуговування двигуна.

Обидва розподільні вали сконструйовані як секції циліндра і секції підшипників таким чином, що демонтаж секцій одного циліндра можливий через бічні отвори в картері.

Два розподільні вали та регулятор приводяться в рух головною передачею, яка розташована на маховику двигуна. Вони обертаються зі швидкістю вдвічі меншою від швидкості колінчастого вала.

Розподільні вали розташовані у втулках підшипників, які встановлені в отворах рами двигуна; кожен підшипник замінний.[1]



Рисунок 1.9 – Розподільні вали

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА 8ЧН 16/24

2.1 Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. У розрахунковому циклі:

- змінюється кількість робочого тіла під час згоряння палива, склад робочого тіла (співвідношення між чистими продуктами згоряння і повітрям), термодинамічні властивості робочого тіла;
- хімічна енергія палива виділяється не миттєво через кінцеву швидкість згоряння і дисоціацію продуктів згоряння;
- у процесі розширення відбувається догоряння палива та асоціація продуктів згоряння;
- робоче тіло має змінні теплоємності, які залежать від складу газів і температури газів;
- є теплові втрати та аеродинамічні втрати під час наповнення циліндра повітрям.

Розрахунковий цикл являє собою сукупність п'яти процесів, що послідовно протікають: наповнення, стиснення, згоряння палива, згоряння-розширення і випуск. Основні розрахункові формули для кожного з перерахованих процесів отримують спільним розв'язанням рівняння стану ідеального газу, рівнянь балансу енергії та маси. Процес випуску і його вплив на процес наповнення в рамках цього методу розрахунку не розглядаються.

В кваліфікаційній роботі використовується відносно проста методика теплового розрахунку, Гриневецького-Мазинга яка була розроблена 1907 року в МВТУ ім. Баумана.[2]

На основі його метода можливо:

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

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

Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою програми Mathcad.

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (за найгірших умов експлуатації).

Тиск навколишнього повітря P_0 . В усіх випадках варто приймати $P_0 = 0,1013$ МПа.

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра, бистрохідність і спосіб сумішоутворення. Приймаємо по двигуну прототипу $\varepsilon = 16,2$.

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

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення Π_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,039$.

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 проєктованого. Для СОД ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,85 \dots 0,95$; $\xi_b = 0,90 \dots 0,98$ [3].

Приймаємо $\xi_z = 0,86$; $\xi_b = 0,92$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Ступінь підвищення тиску λ залежить від бистрохідності двигуна, ступеня наддуву, організації процесів сумішоутворення та ряду інших факторів. Приймаємо $\lambda = 1,01$

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Приймаємо $\Delta T_a = 20$ К

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,99$

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{охл}$. Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{охл} = 0,002$

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу[3]:

$C = 0,87$ кг – кількість вуглецю;

$H = 0,126$ кг – кількість водню;

$S = 0$ кг – кількість сірки

$O = 0,004$ кг – кількість кисню.

Нижча теплота згоряння палива Q_n . Приймаємо $Q_n = 42700$ (кДж/кг).

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок робочого циклу

Розрахунок робочого циклу розрахований в програмі Mathcad, результати якого представлені у табл. 2.1

Таблиця 2.1 – Розрахунок робочого циклу

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Температура повітря за компресором	T_k	К	469,489
Температура повітря в ресивері	T_s	К	328,298
Температура повітря в кінці наповнення	T_a	К	363,748
Тиск повітря в ресивері двигуна	P_s	МПа	0,393
Тиск в кінці наповнення	P_a	МПа	0,377
Коефіцієнт наповнення	η_n	-	0,888
Показник політропи стиснення	n_1	-	1,366
Тиск у кінці стиснення	P_c	МПа	16,925
Температура в кінці стиснення	T_c	К	1007,085
Дійсна кількість повітря для згоряння	L	кмоль/кг	1,009
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0	-	1,0314
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β	-	1,0302
Частка палива, що вигоріла до точки z	x_z	-	0,935
Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z	β_z	-	1,028
Максимальна температура згоряння	T_z	К	1881,744
Максимальний тиск згоряння	P_z	МПа	17,094
Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,902
Ступінь подальшого розширення	δ	-	8,517
Показник політропи розширення	n_2	-	1,263
Температура в кінці процесу розширення	T_b	К	1071,289
Тиск у кінці процесу розширення	P_b	МПа	1,143
Теоретичний середній індикаторний тиск	P_i	МПа	2,573
Дійсний середній індикаторний тиск	P_i	МПа	2,547
Питома індикаторна витрата пального	g_i	кг/(кВт*год)	0,179
Індикаторний ККД	η_i	-	0,471
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	2,279
Ефективний ККД	η_e	-	0,421
Питома ефективна витрата пального	g_i	кг/(кВт*год)	0,2
Ефективна потужність двигуна	N_e	кВт	880,606
Витрата повітря через компресор	G	кг/год	1,501
Витрата газів через турбіну	G_t	кг/год	1,55

Тиск газів перед турбіною	P_r	МПа	0,299
Температура газів	T_t	К	810,42
Кількість робочого тіла	M_s	кмоль/кг	1,041
Універсальна газова стала для відпрацьованих газів	R_t	кДж/кг*К	287,347
Показник адіабати розширення газу в турбіні	k_t	-	1,372
Дійсна ступінь підвищення тиску у компресорі	P_k	-	3,9
Розрахунковий тиск надуву	P_{kd}	МПа	0,3951

2.4 Розрахунок та побудова робочих індикаторних діаграм двигуна

Розрахункові індикаторні діаграми будують по даним розрахунку робочого циклу. Надалі ці діаграми є вхідними даними для динамічного розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграм виконують аналітичним способом, так як графічні методи дають великі похибки.

Для діаграми $P - V$ обчислюють за такими формулами:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

$$p = \frac{p_z * \rho^{n_2}}{\left(V/V_c\right)^{n_2}}$$

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

Для $T - V$ обчислюють за такими формулами:

– для процесу стиснення:

$$T = \frac{T_c}{\left(V/V_c\right)^{n_1-1}}$$

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– для процесу розширення:

$$T = \frac{T_z * \rho^{n_2-1}}{(V/V_c)^{n_2-1}}$$

Для T – S діаграми ентропія S обчислюється наступним чином:

$$S = C_{vm} + R * \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) - R * \ln\left(\frac{P}{P_0}\right)$$

Де C_{vm} – Питома ізохорна мольна теплоємність робочого тіла. В нашому випадку вона не є постійною, оскільки ця величина отримується з теплоємностей робочого тіла та температури кожної окремої точки роботи.

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми використовувалися вхідні дані, представлені в табл 2.2

Таблиця 2.2 – Вхідні дані для побудови діаграм

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Ступінь стиснення	ϵ	-	16,2
Показник політропи стиснення	n_1	-	1,366
Показник політропи розширення	n_2	-	1,284
Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ	-	1,01
Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,902
Тиск в кінці наповнення	p_a	Мпа	0,377
Температура повітря в кінці наповнення	T_a	К	363,748
Коефіцієнт молекулярної зміни	β_z	-	1,028
коефіцієнти газу в кінці стиснення	a_{vc}	-	19,283
	b_c	-	0,002521
коефіцієнти газу у точці z	a_{vz}	-	19,83412
	b_z	-	0,00302
коефіцієнти газу в точці b	a_{vb}	-	19,87146
	b_b	-	0,003056
Тиск навколишнього середовища	p_0	МПа	0,1013
Температура навколишнього середовища	T_0	К	273
Газова стала	R	кДж/(кмоль*К)	8,3144

Таблиця та індикаторна діаграма для спрощення побудови були зроблені в середовищі Excel. Результати розрахунків представлені в табл. 2.3 та на рис. 2.1 – 2.3.

Таблиця 2.3 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	p	T	$c_{vm}, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$	$s, \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$
1	17,09	1018,13	22,909	-1,542
1	17,07	1016,45	22,904	-1,587
1	17,04	1014,77	22,899	-1,631
1	17,01	1013,09	22,894	-1,676
1	16,98	1011,41	22,889	-1,720
1	16,95	1009,73	22,884	-1,765
1	16,93	1008,05	22,878	-1,810
1,310	11,70	913,14	21,585	-3,387
1,620	8,75	844,81	21,413	-3,494
1,931	6,89	792,35	21,281	-3,551
2,241	5,62	750,30	21,175	-3,580
2,551	4,71	715,53	21,087	-3,591
2,861	4,03	686,10	21,013	-3,591
3,171	3,50	660,73	20,949	-3,584
3,482	3,08	638,54	20,893	-3,571
3,792	2,74	618,91	20,843	-3,554
4,102	2,46	601,35	20,799	-3,535
4,412	2,23	585,51	20,759	-3,515
4,722	2,03	571,13	20,723	-3,493
5,033	1,86	557,99	20,690	-3,470
5,343	1,72	545,91	20,659	-3,447
5,653	1,59	534,75	20,631	-3,423
5,963	1,48	524,39	20,605	-3,399
6,273	1,38	514,75	20,581	-3,376
6,584	1,29	505,74	20,558	-3,352
6,894	1,21	497,29	20,537	-3,328
7,204	1,14	489,34	20,517	-3,305
7,514	1,08	481,85	20,498	-3,282
7,824	1,02	474,76	20,480	-3,259
8,135	0,97	468,06	20,463	-3,236
8,445	0,92	461,69	20,447	-3,213
8,755	0,87	455,63	20,432	-3,191
9,065	0,83	449,86	20,417	-3,169
9,376	0,80	444,36	20,403	-3,148

9,686	0,76	439,10	20,390	-3,127
9,996	0,73	434,06	20,377	-3,106
10,306	0,70	429,23	20,365	-3,085
10,616	0,67	424,60	20,353	-3,065
10,927	0,65	420,14	20,342	-3,045
11,237	0,62	415,86	20,331	-3,025
11,547	0,60	411,74	20,321	-3,005
11,857	0,58	407,76	20,311	-2,986
12,167	0,56	403,93	20,301	-2,967
12,478	0,54	400,22	20,292	-2,948
12,788	0,52	396,64	20,283	-2,930
13,098	0,50	393,18	20,274	-2,912
13,408	0,49	389,82	20,266	-2,894
13,718	0,47	386,57	20,258	-2,876
14,029	0,46	383,42	20,250	-2,859
14,339	0,45	380,36	20,242	-2,842
14,649	0,43	377,40	20,234	-2,825
14,959	0,42	374,51	20,227	-2,808
15,269	0,41	371,71	20,220	-2,791
15,580	0,40	368,98	20,213	-2,775
15,890	0,39	366,33	20,207	-2,759
16,200	0,38	363,75	20,983	-2,518
16,200	0,53	505,48	21,387	4,136
16,200	0,68	647,20	21,792	9,475
16,200	0,84	788,93	22,196	14,017
16,200	0,99	930,66	22,600	18,030
16,200	1,14	1072,39	23,005	21,669
15,914	1,17	1077,42	23,020	21,659
15,628	1,20	1082,57	23,037	21,648
15,342	1,22	1087,84	23,053	21,638
15,056	1,25	1093,24	23,070	21,627
14,770	1,28	1098,77	23,088	21,617
14,484	1,32	1104,43	23,106	21,607
14,198	1,35	1110,24	23,124	21,597
13,912	1,38	1116,20	23,143	21,587
13,626	1,42	1122,31	23,162	21,578
13,340	1,46	1128,59	23,182	21,568
13,054	1,50	1135,04	23,203	21,559
12,768	1,54	1141,67	23,224	21,550
12,483	1,59	1148,49	23,245	21,541
12,197	1,64	1155,51	23,268	21,533
11,911	1,68	1162,74	23,291	21,525

11,625	1,74	1170,20	23,314	21,517
11,339	1,79	1177,89	23,339	21,510
11,053	1,85	1185,83	23,364	21,503
10,767	1,91	1194,03	23,390	21,496
10,481	1,98	1202,52	23,417	21,491
10,195	2,05	1211,30	23,445	21,485
9,909	2,13	1220,39	23,474	21,480
9,623	2,21	1229,83	23,504	21,476
9,337	2,29	1239,62	23,535	21,473
9,051	2,38	1249,81	23,568	21,471
8,765	2,48	1260,40	23,602	21,470
8,479	2,59	1271,45	23,637	21,469
8,193	2,70	1282,97	23,674	21,470
7,907	2,83	1295,02	23,712	21,473
7,621	2,96	1307,62	23,753	21,477
7,335	3,11	1320,84	23,795	21,482
7,049	3,27	1334,73	23,840	21,490
6,763	3,44	1349,34	23,887	21,500
6,477	3,64	1364,76	23,936	21,512
6,191	3,85	1381,06	23,989	21,527
5,905	4,09	1398,35	24,044	21,546
5,619	4,35	1416,72	24,104	21,568
5,334	4,65	1436,31	24,167	21,595
5,048	4,98	1457,28	24,235	21,627
4,762	5,36	1479,81	24,307	21,666
4,476	5,80	1504,11	24,386	21,711
4,190	6,31	1530,46	24,472	21,765
3,904	6,89	1559,18	24,565	21,830
3,618	7,59	1590,69	24,667	21,908
3,332	8,42	1625,51	24,781	22,001
3,046	9,43	1664,33	24,908	22,114
2,760	10,68	1708,05	25,051	22,253
2,474	12,26	1757,90	25,214	22,425
2,188	14,32	1815,62	25,404	22,642
1,902	17,09	1883,74	25,523	22,719
1,752	17,09	1739,48	25,087	19,216
1,601	17,09	1595,21	24,652	15,555
1,451	17,09	1450,94	24,216	11,702
1,301	17,09	1306,67	23,780	7,613
1,150	17,09	1162,40	23,345	3,227
1	17,09	1018,13	22,909	-1,542

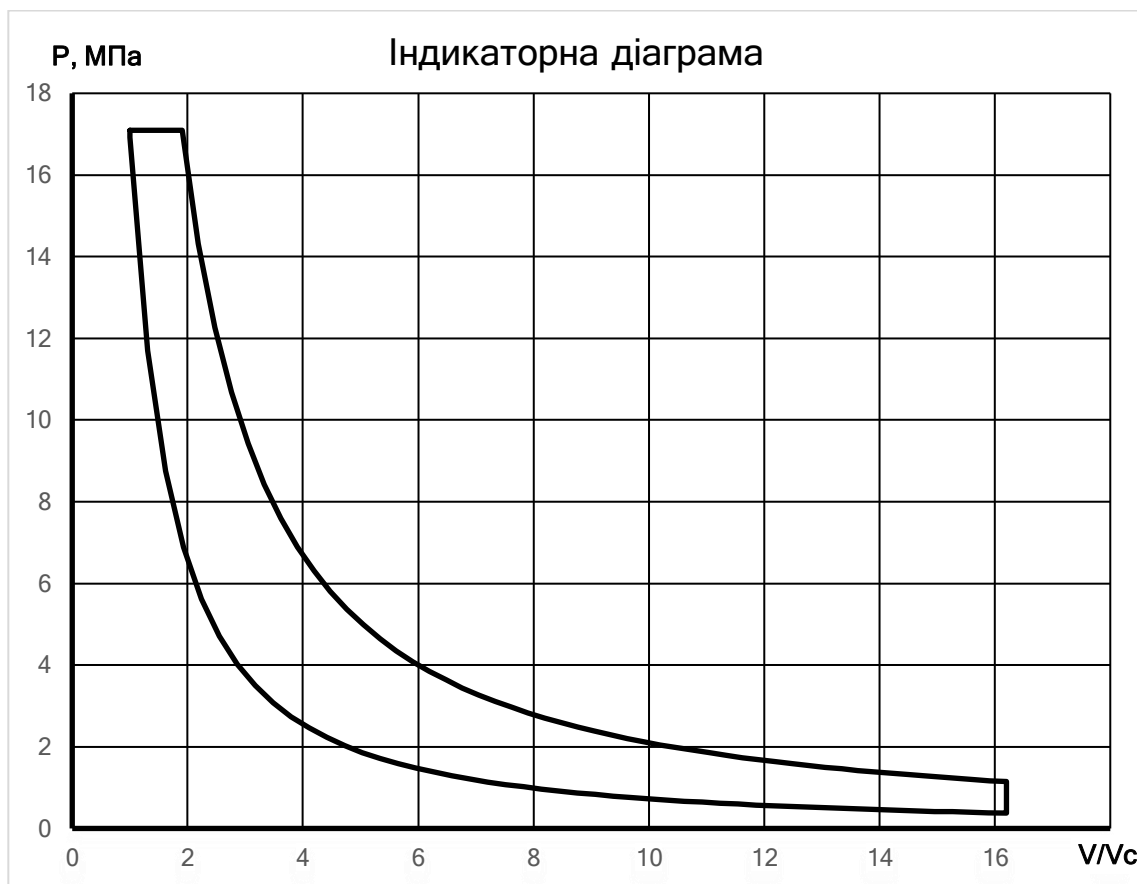


Рисунок 2.1 – Індикаторна $P - V$ діаграма

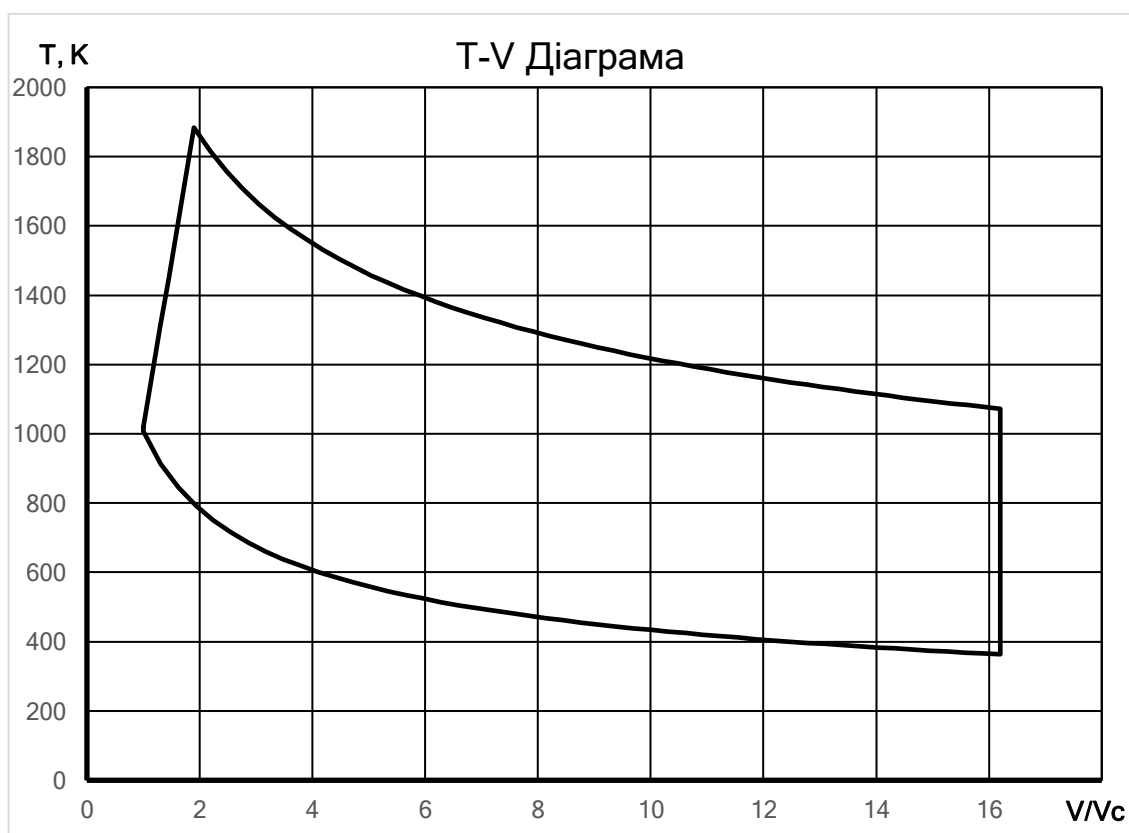


Рисунок 2.2 – Індикаторна $T - V$ діаграма

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ

Аркуш

22

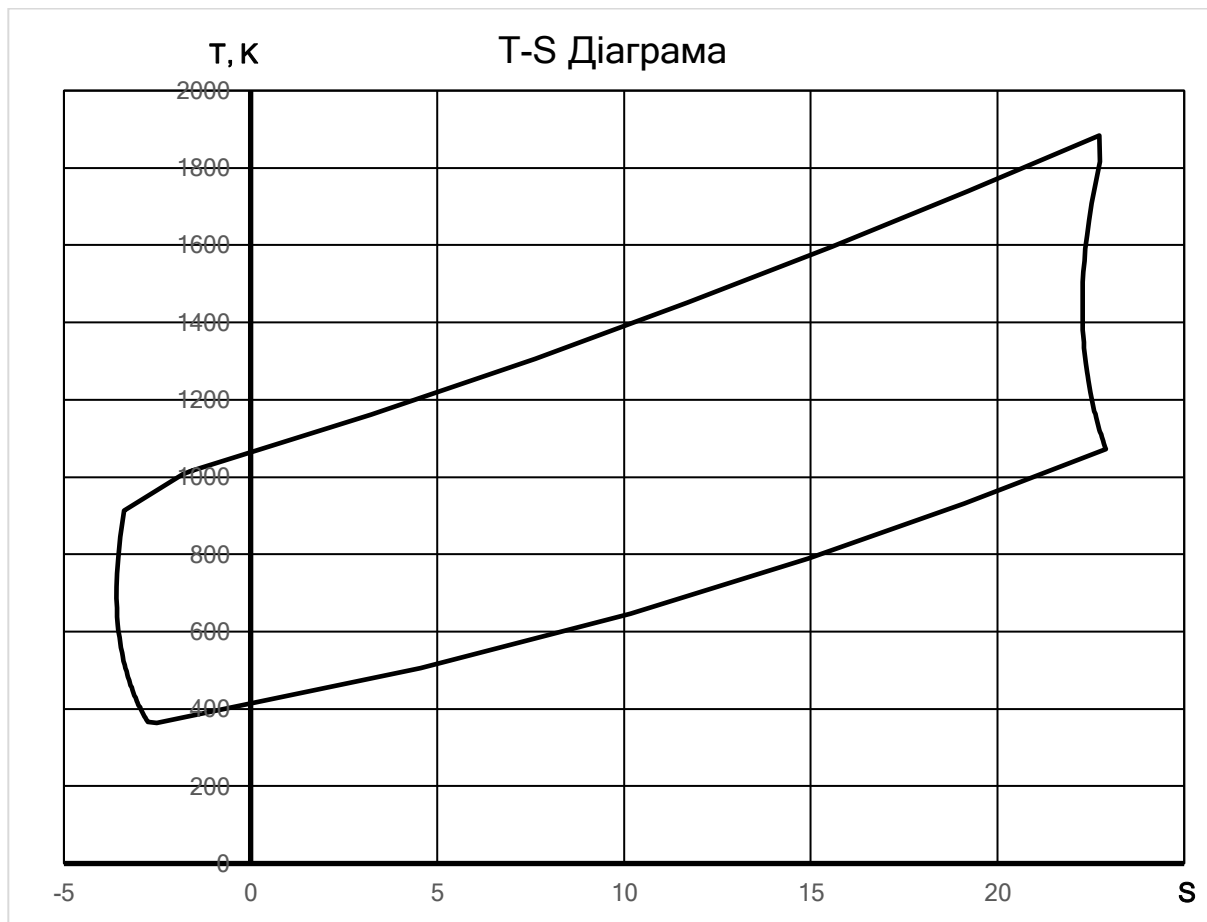


Рисунок 2.3 – Індикаторна T – S діаграма

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДІЮЧИХ У КШМ

3.1 Динамічний розрахунок двигуна

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_r – силу від тиску газів на поршень, P_j – силу інерції мас, що рухаються поступово, $P_{дв}$ – рушійна сила, N – нормальна сила, що діє перпендикулярно до осі циліндра і притискає поршень до втулки, Q – сила, що діє по осі шатуна, T – дотична сила (сила, дотична до кривошипа), Z – радіальна сила, що діє вздовж кривошипу (див. рис. 3.1).

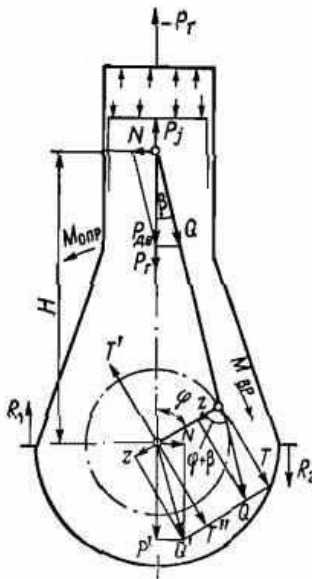


Рисунок 3.1 – Схема дії сил в КШМ

Динамічний розрахунок можна виконати двома способами: графічним або аналітичним. Аналітичний спосіб забезпечує більшу точність, ніж графічний, проте потребує значних витрат часу без використання комп'ютерної техніки,

					<i>КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ</i>	Аркуш
						24
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

оскільки значення кожної сили, що діє в кривошипно-шатунному механізмі треба визначити багаторазово залежно від кута повороту колінчастого вала.

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.

Таблиця 3.1 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Параметр	Роз.	Поз.	Знач.
Діаметр поршня	м	D	0,16
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	1200
Максимальний тиск згоряння	МПа	P _z	17,097
Тиск на початку стиску	МПа	P _a	0,377
Тиск наддуву	МПа	P _k	0,39
Тиск залишкових газів	МПа	P _г	0,299
Кривошипно-шатунне відношення	-	λ	0,24242
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	24
Приведена маса шатуна	кг	m _{гш}	20
Радіус кривошипа	м	r	0,12
Ступінь стиснення	-	ε	16,2
Показник політропи стиснення	-	n ₁	1,366
Показник політропи розширення	-	n ₂	1,264
Ступінь попереднього розширення	-	ρ	1,902
Довжина шатуна	м	L _ш	0,495
Кутова швидкість кривошипа	с	ω	125,66

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку

φ°	S	P _r	P _j	P _{dv}	N	Q	Z	T
0	0,000	0,39	-2,809	-2,419	0,000	-2,419	-2,419	0,000
15	0,005	0,39	-2,658	-2,268	-0,143	-2,273	-2,154	-0,725
30	0,020	0,39	-2,232	-1,842	-0,224	-1,856	-1,483	-1,115
45	0,042	0,39	-1,599	-1,209	-0,209	-1,227	-0,707	-1,003
60	0,071	0,39	-0,856	-0,466	-0,099	-0,477	-0,147	-0,454
75	0,102	0,39	-0,111	0,279	0,067	0,287	0,008	0,287
90	0,134	0,39	0,548	0,938	0,232	0,966	-0,232	0,938
105	0,165	0,39	1,060	1,450	0,346	1,490	-0,709	1,311

120	0,191	0,39	1,404	1,794	0,382	1,835	-1,228	1,363
135	0,212	0,39	1,599	1,989	0,344	2,018	-1,650	1,163
150	0,228	0,39	1,684	2,074	0,253	2,089	-1,922	0,818
165	0,237	0,39	1,709	2,099	0,132	2,103	-2,062	0,416
180	0,24	0,377	1,713	2,090	0,000	2,090	-2,090	0,000
195	0,237	0,383	1,709	2,092	-0,131	2,097	-2,055	-0,415
210	0,228	0,404	1,684	2,087	-0,254	2,103	-1,935	-0,824
225	0,212	0,441	1,599	2,040	-0,353	2,070	-1,692	-1,193
240	0,191	0,504	1,404	1,909	-0,407	1,952	-1,307	-1,450
255	0,165	0,607	1,060	1,667	-0,398	1,714	-0,816	-1,507
270	0,134	0,779	0,548	1,327	-0,328	1,367	-0,328	-1,327
285	0,102	1,081	-0,111	0,970	-0,231	0,998	0,028	-0,997
300	0,071	1,653	-0,856	0,796	-0,170	0,814	0,251	-0,774
315	0,042	2,848	-1,599	1,249	-0,216	1,268	0,730	-1,036
330	0,020	5,596	-2,232	3,364	-0,410	3,389	2,708	-2,037
345	0,005	11,575	-2,658	8,917	-0,560	8,934	8,468	-2,849
360	0,000	16,925	-2,809	14,117	0,000	14,117	14,117	0,000
375	0,005	17,097	-2,658	14,439	0,907	14,467	13,712	4,613
390	0,020	13,840	-2,232	11,608	1,414	11,693	9,346	7,028
405	0,042	7,412	-1,599	5,813	1,006	5,900	3,399	4,822
420	0,071	4,481	-0,856	3,625	0,772	3,706	1,144	3,525
435	0,102	3,026	-0,111	2,916	0,696	2,998	0,083	2,996
450	0,134	2,236	0,548	2,784	0,688	2,868	-0,688	2,784
465	0,165	1,776	1,060	2,836	0,676	2,915	-1,387	2,564
480	0,191	1,496	1,404	2,900	0,618	2,965	-1,985	2,203
495	0,212	1,322	1,599	2,921	0,506	2,964	-2,423	1,708
510	0,228	1,217	1,684	2,901	0,353	2,922	-2,689	1,144
525	0,237	1,161	1,709	2,870	0,180	2,875	-2,819	0,569
540	0,24	1,143	1,713	2,855	0,000	2,855	-2,855	0,000
555	0,237	0,299	1,709	2,008	-0,126	2,012	-1,972	-0,398
570	0,228	0,299	1,684	1,983	-0,242	1,998	-1,838	-0,782
585	0,212	0,299	1,599	1,898	-0,329	1,926	-1,574	-1,110
600	0,191	0,299	1,404	1,703	-0,363	1,742	-1,166	-1,294
615	0,165	0,299	1,060	1,359	-0,324	1,397	-0,665	-1,229
630	0,134	0,299	0,548	0,847	-0,209	0,873	-0,209	-0,847
645	0,102	0,299	-0,111	0,188	-0,045	0,194	0,005	-0,194
660	0,071	0,299	-0,856	-0,557	0,119	-0,570	-0,176	0,542
675	0,042	0,299	-1,599	-1,300	0,225	-1,319	-0,760	1,078
690	0,020	0,299	-2,232	-1,933	0,235	-1,947	-1,556	1,170
705	0,005	0,299	-2,658	-2,359	0,148	-2,364	-2,241	0,754
720	0,000	0,299	-2,809	-2,510	0,000	-2,510	-2,510	0,000

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

j°	T _Σ								T _Σ	T ^{cp} _Σ
	Номер циліндра									
	1	2	3	4	5	6	7	8		
0	0,000	0,938	0,000	-1,327	0,000	2,784	0,000	-0,847	1,55	3,36
15	-0,725	1,311	-0,415	-0,997	4,613	2,564	-0,398	-0,194	5,76	3,36
30	-1,115	1,363	-0,824	-0,774	7,028	2,203	-0,782	0,542	7,64	3,36
45	-1,003	1,163	-1,193	-1,036	4,822	1,708	-1,110	1,078	4,43	3,36
60	-0,454	0,818	-1,450	-2,037	3,525	1,144	-1,294	1,170	1,42	3,36
75	0,287	0,416	-1,507	-2,849	2,996	0,569	-1,229	0,754	-0,56	3,36
90	0,938	0,000	-1,327	0,000	2,784	0,000	-0,847	0,000	1,55	3,36
									20,16	

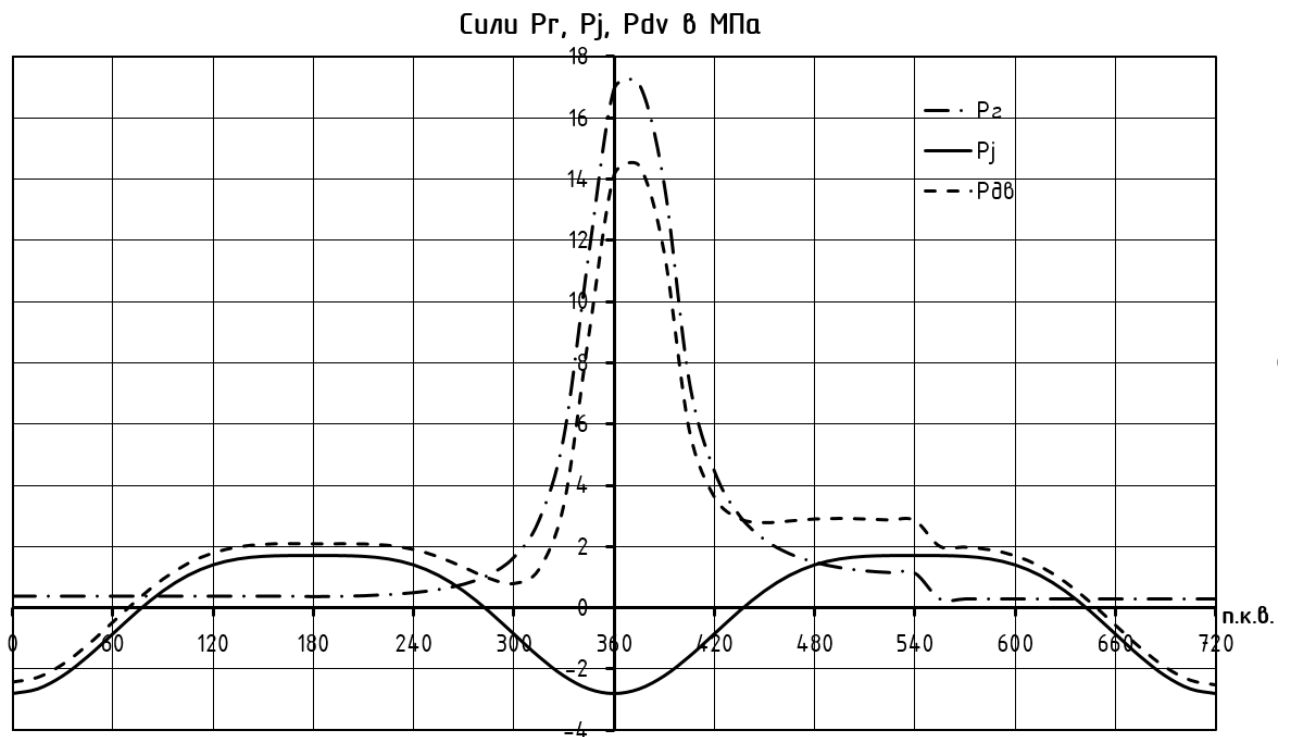


Рисунок 3.2 – Зміна сил P_r, P_j, P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

Сили N , Z , T в МПа.

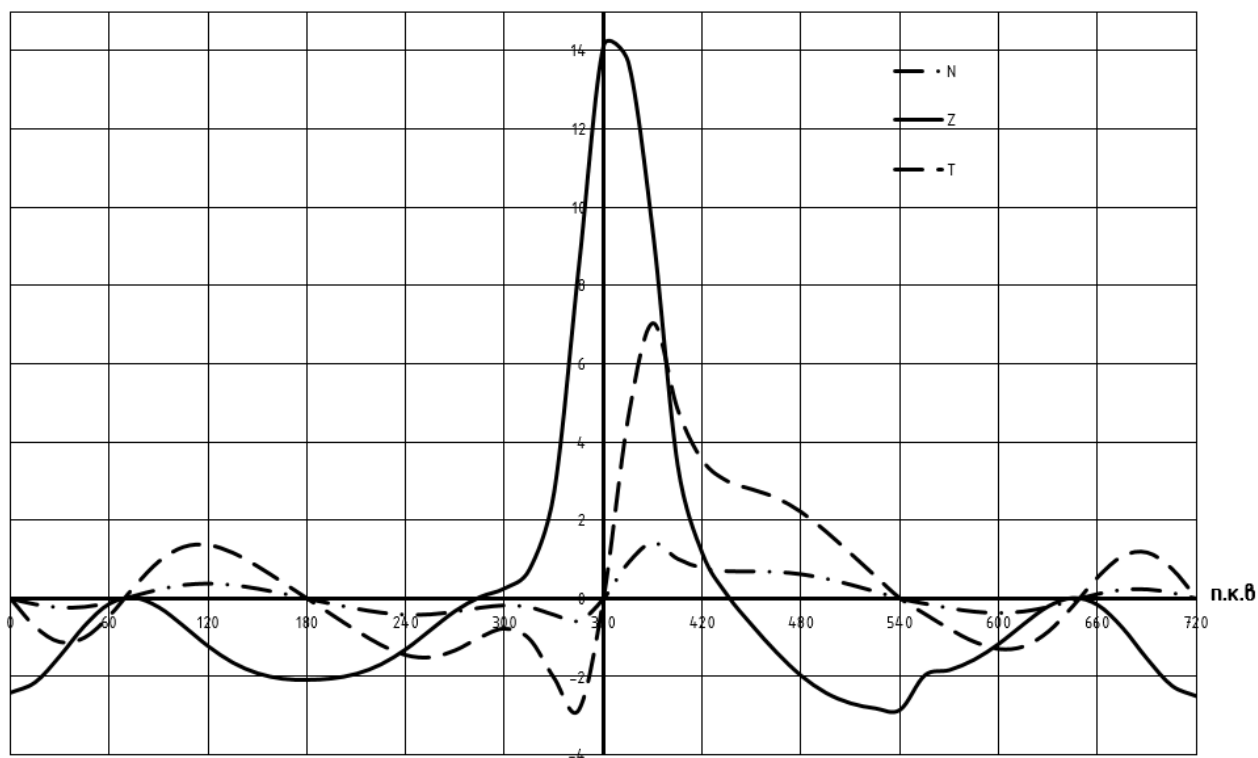


Рисунок 3.3 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

$T\Sigma$, МПа

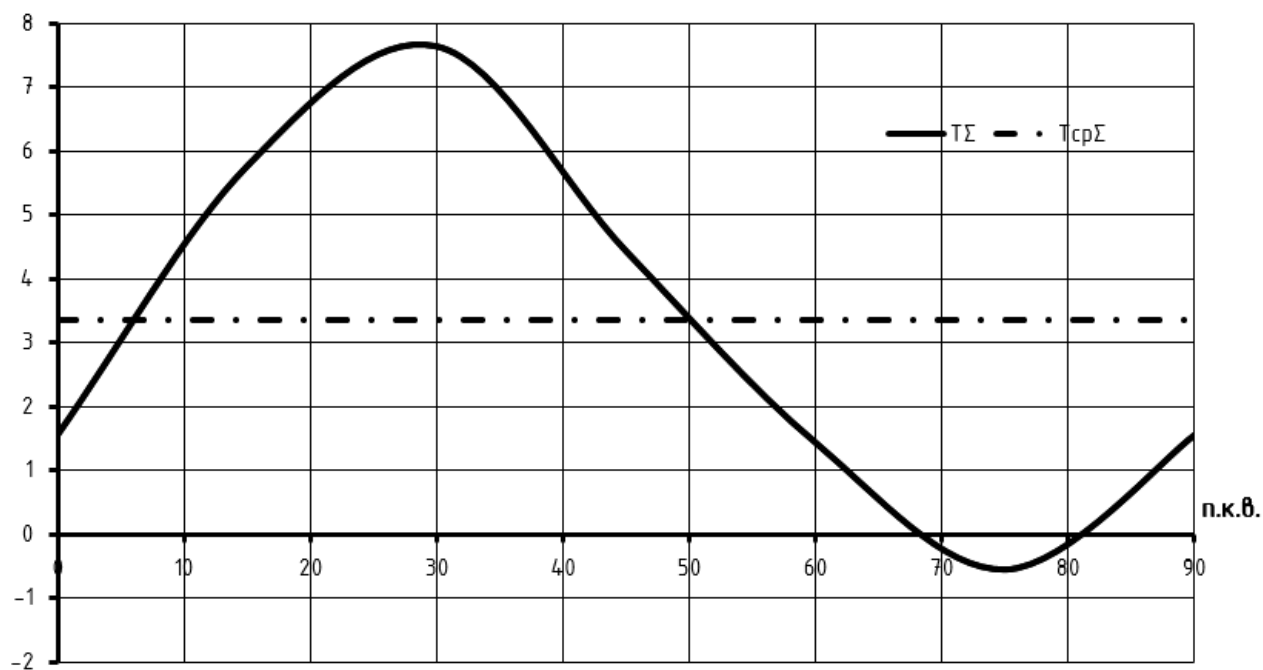


Рисунок 3.4 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ

Аркуш

28

3.2 Розрахунок та побудова полярних діаграм навантажень на шейки колінчастого валу

Конструктивно колінчастий вал об'єднує кілька корінних і шатунних шийок, з'єднаних між собою щоками. Корінних шийок, як правило, на одну більше, а вал з таким компонуванням називається повноопорним. Корінні шийки мають більший діаметр, ніж шатунні шийки. Продовженням щоки в протилежному від шатунної шийки напрямку є противагою.

Шатунна шийка, яка розташована між двома щоками, називається коліном. Коліна розташовуються в залежності від числа, розташування та порядку роботи циліндрів, тактності двигуна. У поршневих машинах число колін колінчастого вала зазвичай дорівнює числу циліндрів; розташування колін залежить від робочого циклу, умов урівноваження машин і розташування циліндрів. Діаграма навантажень на шатунну шийку будується за силою Q та силою інерції P_r яка визначається залежністю:

$$P_r = m_r * r * \omega^2$$

Величина сили P_r не залежить від кута повороту колінчастого вала. Сила P_r спрямована по лінії дії сили Z і результуюча цих сил:

$$Z_1 = Z + P_r$$

Полярна діаграма сил, що діють на шатунну шийку, будується в координатах T - Z_1 . Вісь Z_1 будується зверху вниз.

При виконанні цієї умови вектор, збудований від початку координат до однієї з точок на діаграмі, що відповідає величині результуючої сили:

$$Q_{\text{шиш}} = \sqrt{T^2 + Z_1^2}$$

Розгорнута діаграма навантажень на шатунну шийку $Q_{\text{шиш}}$ будується в функції кута повороту колінчастого вала.

Полярна діаграма навантажень на шатунний підшипник будується з урахуванням полярної діаграми навантажень на шатунну шийку. У процесі

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

побудови кривошип вважають нерухомим, а шатун із підшипником повертається проти годинникової стрілки із кутовим кроком ($\varphi + \beta$).

Сили, що діють на корінні шийки колінчастого валу, визначаються в залежності від числа та розташування циліндрів, порядку роботи циліндрів та кривошипної схеми колінчастого валу. Враховується також наявність противаг.

При побудові векторної діаграми сил, що діють на корінні шийки та корінні підшипники, робиться припущення, що на корінну шийку колінчастого валу діють реакції від сил поруч розташованих циліндрів, хоча на її навантаженість впливають і віддаленіші циліндри.

Полярна діаграма на корінний підшипник будується на основі полярної діаграми навантажень на корінну шийку. У процесі побудови колінчастий вал вважають нерухомим, а корінний підшипником з кісткою двигуна повертається проти годинникової стрілки з кутовим кроком φ . [4]

Розрахунок виконаний за допомогою програми Excel і представлений в таблиці 3.4 – 3.5. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 3.5 – 3.10.

Таблиця 3.4 – Результат розрахунку навантажень на шатуну шийку та шатунний підшипник колінчастого валу

уг откл b	$\beta + \varphi^\circ$	Pr	Z1	Qшш Мпа	УГ вект Qшш рад	УГ пов Qшш град	`Z1	`T
0,000	0,000	-1,885	-4,304	4,304	0,000	0,000	-4,304	0,000
3,595	18,595	-1,885	-4,039	4,104	1,393	98,422	-4,059	0,601
6,945	36,945	-1,885	-3,368	3,548	1,251	108,623	-3,362	1,133
9,821	54,821	-1,885	-2,592	2,779	1,202	123,672	-2,313	1,541
12,029	72,029	-1,885	-2,032	2,082	1,351	149,446	-1,058	1,793
13,416	88,416	-1,885	-1,877	1,899	-1,419	7,117	0,235	1,884
13,890	103,890	-1,885	-2,117	2,315	-1,154	37,790	1,419	1,830
13,416	118,416	-1,885	-2,594	2,907	-1,103	55,224	2,387	1,658
12,029	132,029	-1,885	-3,113	3,398	-1,158	65,670	3,097	1,400
9,821	144,821	-1,885	-3,535	3,721	-1,253	73,031	3,559	1,086
6,945	156,945	-1,885	-3,807	3,894	-1,359	79,073	3,824	0,738
3,595	168,595	-1,885	-3,947	3,968	-1,466	84,611	3,951	0,373

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ		Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата			30

0,000	180	-1,885	-3,975	3,975	-1,571	90,000	3,975	0,000
-3,595	191,405	-1,885	-3,940	3,962	1,466	275,398	3,944	-0,373
-6,945	203,055	-1,885	-3,820	3,908	1,358	280,889	3,837	-0,738
-9,821	215,179	-1,885	-3,577	3,771	1,249	286,738	3,611	-1,086
-12,029	227,971	-1,885	-3,192	3,505	1,144	293,542	3,214	-1,400
-13,416	241,584	-1,885	-2,700	3,093	1,062	302,414	2,611	-1,658
-13,890	256,110	-1,885	-2,213	2,581	1,031	315,158	1,820	-1,830
-13,416	271,584	-1,885	-1,857	2,108	1,078	333,350	0,946	-1,884
-12,029	287,971	-1,885	-1,634	1,808	1,128	352,608	-0,233	-1,793
-9,821	305,179	-1,885	-1,154	1,551	0,839	353,265	0,182	-1,541
-6,945	323,055	-1,885	0,823	2,197	-0,384	301,045	-1,882	-1,133
-3,595	341,405	-1,885	6,583	7,173	-1,162	274,806	7,148	-0,601
0,000	360	-1,885	12,232	12,232	-1,571	270,000	12,232	0,000
3,595	378,595	-1,885	11,827	12,695	1,199	447,286	12,681	0,601
6,945	396,945	-1,885	7,461	10,250	0,815	443,654	10,187	1,133
9,821	414,821	-1,885	1,514	5,054	0,304	432,252	4,814	1,541
12,029	432,029	-1,885	-0,741	3,602	-0,207	420,152	3,125	1,793
13,416	448,416	-1,885	-1,802	3,497	-0,541	417,394	2,946	1,884
13,890	463,890	-1,885	-2,573	3,791	-0,746	421,142	3,320	1,830
13,416	478,416	-1,885	-3,272	4,157	-0,906	426,497	3,812	1,658
12,029	492,029	-1,885	-3,870	4,453	-1,053	431,674	4,227	1,400
9,821	504,821	-1,885	-4,308	4,634	-1,193	436,446	4,505	1,086
6,945	516,945	-1,885	-4,574	4,715	-1,326	440,993	4,657	0,738
3,595	528,595	-1,885	-4,703	4,738	-1,450	445,488	4,723	0,373
0,000	540	-1,885	-4,740	4,740	-1,571	450,000	4,740	0,000
-3,595	551,405	-1,885	-3,857	3,878	1,468	635,516	3,860	-0,373
-6,945	563,055	-1,885	-3,723	3,804	1,364	641,189	3,732	-0,738
-9,821	575,179	-1,885	-3,459	3,633	1,260	647,394	3,466	-1,086
-12,029	587,971	-1,885	-3,051	3,314	1,170	654,992	3,004	-1,400
-13,416	601,584	-1,885	-2,550	2,830	1,122	665,856	2,294	-1,658
-13,890	616,110	-1,885	-2,094	2,259	1,186	684,090	1,325	-1,830
-13,416	631,584	-1,885	-1,880	1,890	1,468	715,699	0,142	-1,884
-12,029	647,971	-1,885	-2,061	2,131	-1,314	572,709	-1,151	-1,793
-9,821	665,179	-1,885	-2,645	2,856	-1,184	597,355	-2,405	-1,541
-6,945	683,055	-1,885	-3,441	3,635	-1,243	611,839	-3,454	-1,133
-3,595	701,405	-1,885	-4,126	4,194	-1,390	621,760	-4,151	-0,601
0,000	720	-1,885	-4,395	4,395	0,000	720,000	-4,395	0,000

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ			Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата				31

Таблиця 3.5 – Результат розрахунку навантажень на коріну шийку та колінчастого валу

Qшш град	Qшш закл град	Z1`	T1`	Z1	T1	Z1``	T1``	Qкш, мПа
0,000	90,000	0,000	-2,152	-2,152	0,000	-2,152	-2,152	2,152
79,827	79,827	0,362	-2,020	-2,020	-0,362	-1,657	-2,382	2,052
71,678	71,678	0,558	-1,684	-1,684	-0,558	-1,126	-2,242	1,774
68,851	68,851	0,501	-1,296	-1,296	-0,501	-0,795	-1,797	1,389
77,417	77,417	0,227	-1,016	-1,016	-0,227	-0,789	-1,243	1,041
-81,300	81,300	-0,144	-0,938	-0,938	0,144	-1,082	-0,795	0,949
-66,100	66,100	-0,469	-1,058	-1,058	0,469	-1,527	-0,589	1,158
-63,192	63,192	-0,655	-1,297	-1,297	0,655	-1,953	-0,642	1,453
-66,358	66,358	-0,681	-1,557	-1,557	0,681	-2,238	-0,875	1,699
-71,790	71,790	-0,581	-1,767	-1,767	0,581	-2,349	-1,186	1,860
-77,872	77,872	-0,409	-1,904	-1,904	0,409	-2,313	-1,495	1,947
-83,984	83,984	-0,208	-1,973	-1,973	0,208	-2,181	-1,765	1,984
0,000	90,000	0,000	-1,987	-1,987	0,000	-1,987	-1,987	1,987
83,993	83,993	0,207	-1,970	-1,970	-0,207	-1,763	-2,177	1,981
77,834	77,834	0,412	-1,910	-1,910	-0,412	-1,498	-2,322	1,954
71,559	71,559	0,596	-1,789	-1,789	-0,596	-1,192	-2,385	1,885
65,571	65,571	0,725	-1,596	-1,596	-0,725	-0,871	-2,321	1,753
60,830	60,830	0,754	-1,350	-1,350	-0,754	-0,597	-2,104	1,546
59,048	59,048	0,664	-1,107	-1,107	-0,664	-0,443	-1,770	1,290
61,767	61,767	0,499	-0,929	-0,929	-0,499	-0,430	-1,427	1,054
64,637	64,637	0,387	-0,817	-0,817	-0,387	-0,430	-1,204	0,904
48,086	-48,086	0,518	-0,577	-0,577	-0,518	-0,059	-1,095	0,776
-22,010	-22,010	1,018	0,412	0,412	-1,018	1,430	-0,607	1,098
-66,599	66,599	1,424	3,292	3,292	-1,424	4,716	1,867	3,587
0,000	90,000	0,000	6,116	6,116	0,000	6,116	6,116	6,116
68,691	68,691	-2,307	5,913	5,913	2,307	3,607	8,220	6,347
46,709	46,709	-3,514	3,730	3,730	3,514	0,216	7,244	5,125
17,431	17,431	-2,411	0,757	0,757	2,411	-1,654	3,168	2,527
-11,876	11,876	-1,763	-0,371	-0,371	1,763	-2,133	1,392	1,801
-31,023	31,023	-1,498	-0,901	-0,901	1,498	-2,399	0,597	1,748
-42,748	42,748	-1,392	-1,287	-1,287	1,392	-2,679	0,105	1,896
-51,919	51,919	-1,282	-1,636	-1,636	1,282	-2,918	-0,354	2,079
-60,355	60,355	-1,101	-1,935	-1,935	1,101	-3,036	-0,834	2,226
-68,375	68,375	-0,854	-2,154	-2,154	0,854	-3,008	-1,300	2,317
-75,952	75,952	-0,572	-2,287	-2,287	0,572	-2,859	-1,715	2,357
-83,107	83,107	-0,284	-2,352	-2,352	0,284	-2,636	-2,067	2,369
0,000	90,000	0,000	-2,370	-2,370	0,000	-2,370	-2,370	2,370

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ			Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата				32

84,111	84,111	0,199	-1,929	-1,929	-0,199	-1,730	-2,128	1,939
78,133	78,133	0,391	-1,861	-1,861	-0,391	-1,470	-2,253	1,902
72,216	72,216	0,555	-1,730	-1,730	-0,555	-1,175	-2,284	1,816
67,021	67,021	0,647	-1,525	-1,525	-0,647	-0,879	-2,172	1,657
64,272	64,272	0,614	-1,275	-1,275	-0,614	-0,661	-1,889	1,415
67,979	67,979	0,424	-1,047	-1,047	-0,424	-0,624	-1,471	1,130
84,116	84,116	0,097	-0,940	-0,940	-0,097	-0,843	-1,037	0,945
-75,262	75,262	-0,271	-1,030	-1,030	0,271	-1,301	-0,759	1,065
-67,823	67,823	-0,539	-1,322	-1,322	0,539	-1,861	-0,783	1,428
-71,216	71,216	-0,585	-1,721	-1,721	0,585	-2,306	-1,135	1,817
-79,645	79,645	-0,377	-2,063	-2,063	0,377	-2,440	-1,686	2,097
0,000	90,000	0,000	-2,197	-2,197	0,000	-2,197	-2,197	2,197

Розгорнута діаграма навантажень на шатуну шийку

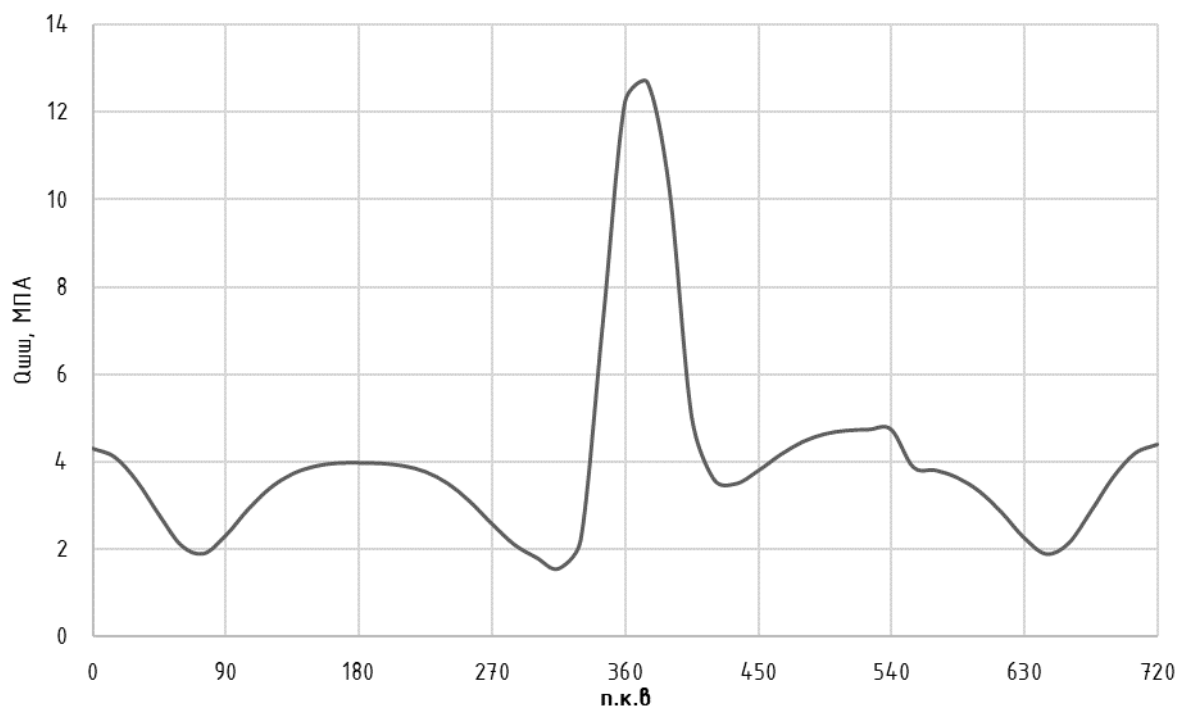


Рисунок 3.5 – Розгорнута діаграма навантажень на шатуну шийку

Полярна діаграма
навантажень на шатуну
шийку

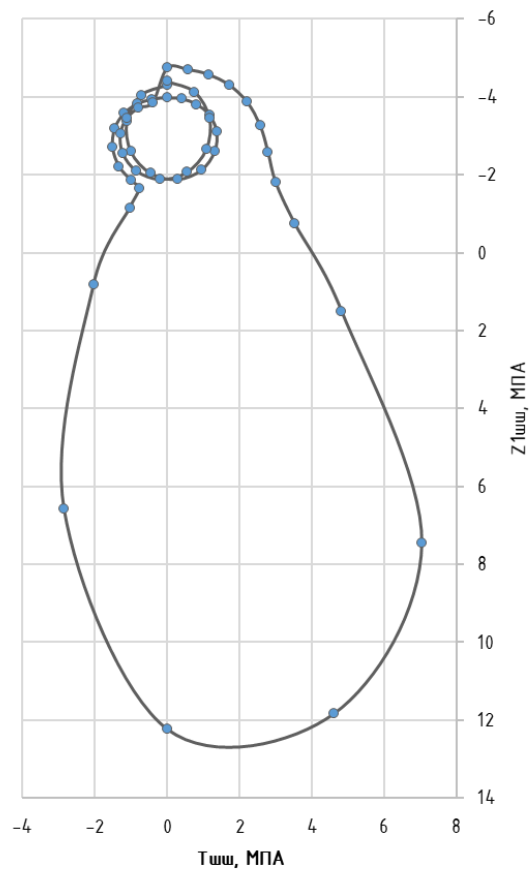


Рисунок 3.6 – Полярна діаграма навантажень на шатуну шийку

Полярна діаграма навантажень на коріні шийку

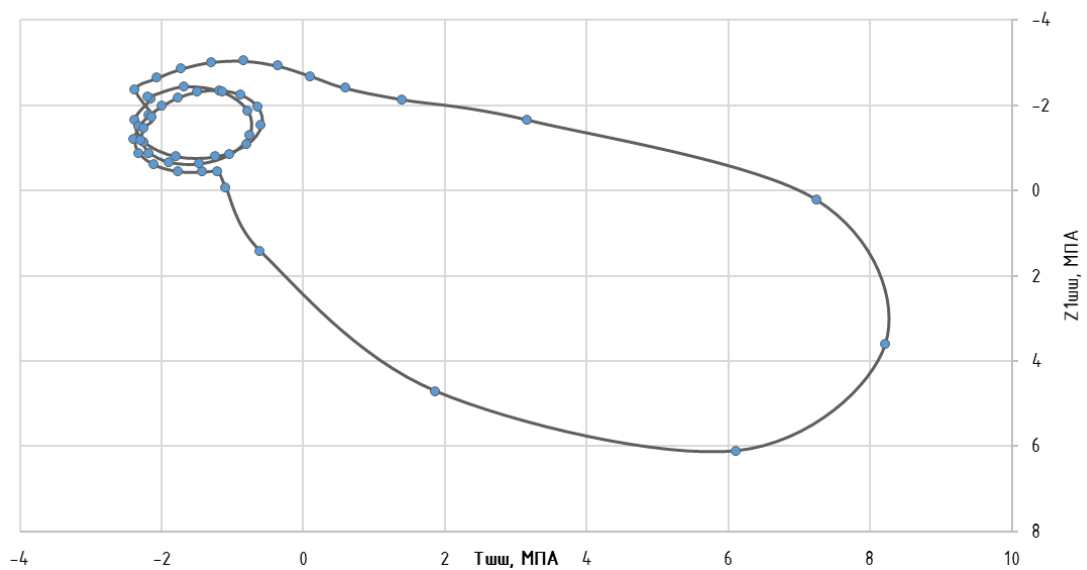


Рисунок 3.7 – Полярна діаграма навантажень на коріні шийку

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ

Аркуш

34

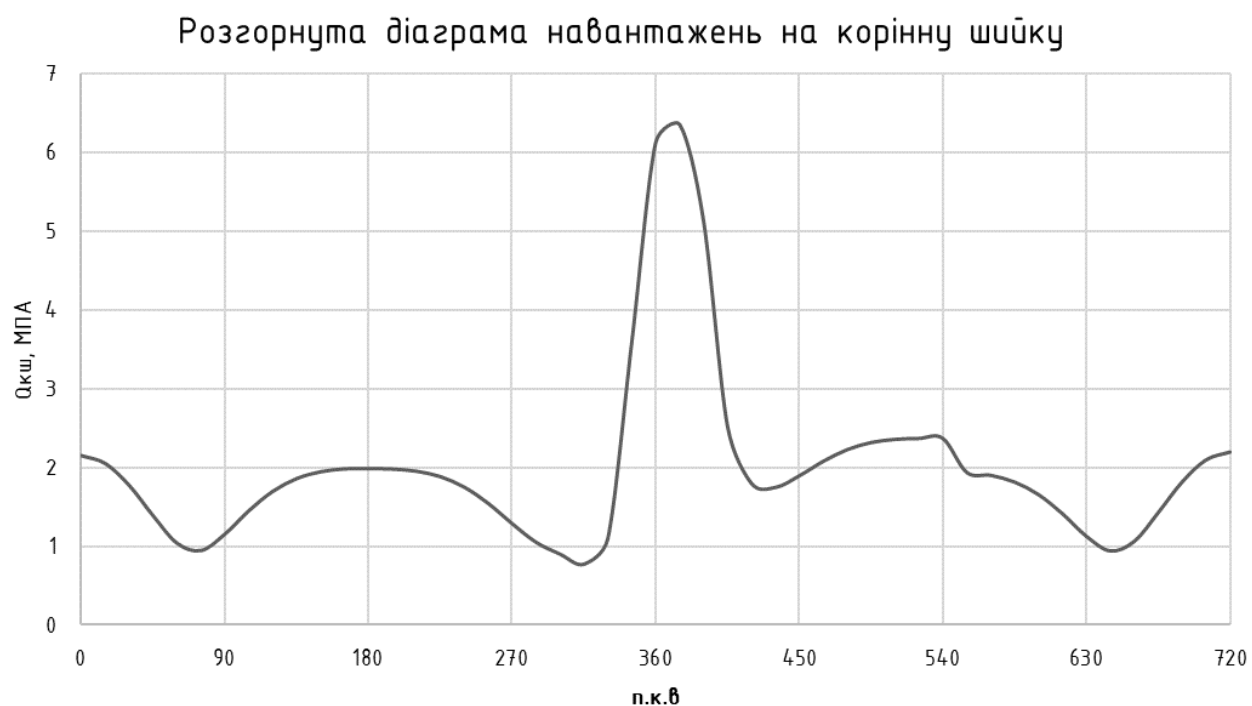


Рисунок 3.8 – Розгорнута діаграма навантажень на коріну шийку

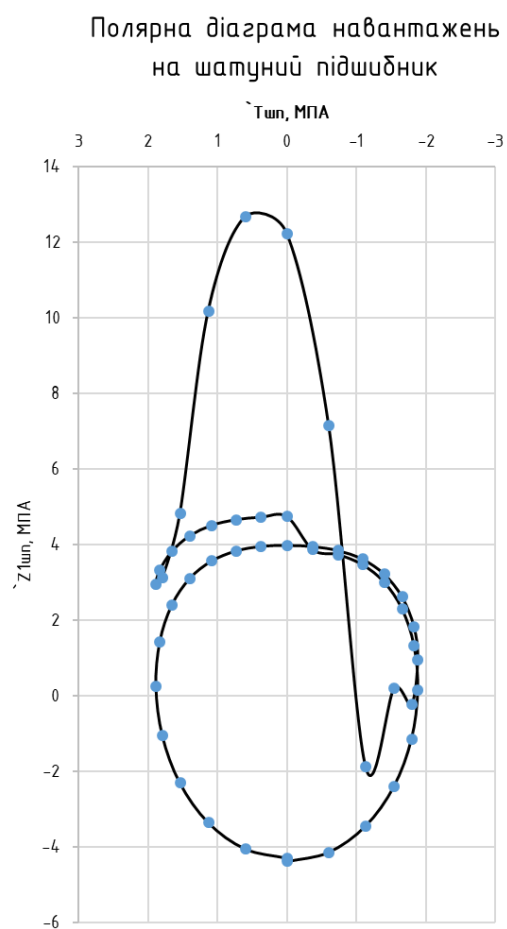


Рисунок 3.9 – Полярна діаграма навантажень на шатунний підшипник

3.3 Розрахунок маховика

Маховик - масивна обертова деталь з великим моментом інерції у вигляді диска або колеса, що встановлюється на ведучому валу машини для зменшення нерівномірності його обертання при усталеному русі[4].

Маховик рахується за такими формулами:

За діаграмою зміни сумарного крутного моменту визначається величина максимальної надлишкової площі $f_{\text{изб.мах}}$, м^2 , на ділянці φ_3 , м, вище лінії $T\Sigma_{\text{пор}}$. В ході маніпуляцій отримаємо $f_{\text{изб.мах}} = 0.4131414 \text{ м}^2$

Далі визначається найбільша надмірна робота за такою формулою

$$A_{\text{изб}} = f_{\text{изб}} * \mu$$

Де μ – масштаб площі сумарної діаграми моменту, що крутить, Нм/м^2 , рахується він за такою формулою

$$\mu = \mu_{\varphi} * \mu_m * r * \frac{\pi * D^2}{4}$$

Де r – радіус кривошипа, м; D – діаметр циліндра, м; μ_m – масштаб, що показує, скільки паскаль (Н/м^2) містить ордината довжиною 1 м, в цьому випадку $\mu_m = 6 * 10^5 \text{ Н/м}^2$. μ_{φ} – масштаб, визначальний скільки радіан міститься в абсцисі довжиною 1 м, рахується так;

$$\mu_{\varphi} = \frac{\pi * \varphi_3}{180 * l}$$

Де φ_3 – кут заклинки, рад; l – довжина абсциси, м в цьому випадку $l = 0,09 \text{ м}$. Підставивши значення в усе вище сказане отримаємо:

$$\mu_{\varphi} = \frac{\pi * \varphi_3}{180 * l} = \mu_{\varphi} = \frac{3,1415 * 1,571}{180 * 0,09} = 0,305$$

$$\mu = \mu_{\varphi} * \mu_m * r * \frac{\pi * D^2}{4} = 0,305 * 6 * 10^5 * 0,12 * \frac{3,1415 * 0,16^2}{4} = 442$$

$$A_{\text{изб}} = f_{\text{изб}} * \mu = 0,4131414 * 442 = 182,608$$

Задаючись значенням δ_n , можна приблизно знайти момент інерції маховика. Перед розрахунком маховика спочатку визначаємо момент інерції всіх рухомих мас двигуна щодо осі валу за формулою:

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\theta = \frac{9 * 10^5 * A_{изб}}{\pi^2 * n^2 * \delta_n}$$

Де δ_n коливання кутової швидкості. В цьому випадку можна прийняти $\delta_n = 0,399$. Підставивши дані отримаємо:

$$\theta = \frac{9 * 10^5 * A_{изб}}{\pi^2 * n^2 * \delta_n} = \frac{9 * 10^5 * 182,608}{3,1415^2 * 1200^2 * 0,399} = 28,982$$

Дали треба знайти масу маховика, її можна знайти у мануалі к двигуну, або порахувати за такою формулою:

$$M_M = \frac{4 * \theta}{D_M^2}$$

Де D_M^2 – Внутрішній діаметр маховика, для наближених розрахунків він приймається за таким співвідношенням:

$$D_M = 2 \dots 3 * S$$

Підставивши дані отримаємо

$$D_M = 2 \dots 3 * S = 2 * 0,24 = 0,48 \text{ м}$$

$$M_M = \frac{4 * \theta}{D_M^2} = M_M = \frac{4 * 28,982}{0,48^2} = 503,16 \text{ кг}$$

За умовами міцності зовнішній діаметр маховика D_{BM} має бути вибраний з урахуванням забезпечення допустимих окружних швидкостей. Окружна швидкість на зовнішньому обході маховика:

$$v_M = \frac{\pi * D_{BM} * n}{60}$$

Де D_{MB} – Зовнішній діаметр маховика, був взят з мануалу, $D_{MB} = 0,9695 \text{ м}$

Підставивши дані отримаємо:

$$v_M = \frac{\pi * D_{BM} * n}{60} = v_M = \frac{3,1415 * 0,9695 * 1200}{60} = 60,915 \text{ м/с}$$

Окружна швидкість для чавунних маховиків має бути менше 40...50 м/с, для сталевих - 60...70 м/с. Отже виходячи з тих даних що були отримані можна зробити висновок що для цього двигуна потрібен сталевий маховик.[4]

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ПРОЕКТ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ

Проектування насосу виконується при заданих значеннях витрати $Q = (25 \text{ м}^3/\text{год})$ та питомої роботи $L = (245 \text{ Дж/кг})$.

Цілю проектування є розрахунок та побудова теоретичних профілів основних елементів проточної частини насосу, до яких належить колесо та спіральний відвідний канал. На підставі цих елементів виконано розріз насосу з дотриманням розмірів та особливостей конструкції.

Всі розміри насосу знаходилися через використання наданої кафедрою комп'ютерної програми розрахунку ступеня насоса, яка реалізована в середовищі Microsoft® Excel.

Результати розрахунку

Параметр	Формула	Значення
Коефіцієнт швидкохідності		98,1184385
Кутова швидкість обертання ротору насоса, м/с	$\omega = \frac{C\Delta l^{\frac{3}{4}}}{298\sqrt{Q}}$	376,8
Об'ємний ККД	$\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{n_s^2}}}$	0,97
Гідравлічний ККД	$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{\text{imp}} - 0,172)^2}$	0,789
Приведений (середньоквадратичний діаметр на вході в колесо, м	$D_{\text{imp}} = k_{D1} \sqrt[3]{\frac{\pi Q_1}{30\omega}}$	0,0546
Коефіцієнт вхідного діаметру	$k_{D1} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{1}{\sqrt{k_{c_o}}}$	4,37
Коефіцієнт який залежить від С	$k_{c_o} = 1,13773E-14C^4 - 9,89853E-11C^3 + 2,93714E-07C^2 - 3,81115E-04C + 2,38791E-01$	0,067

Приведений діаметр на вході в колесо, перше наближення, м	$D_{1\text{пп}}^*$	0,038
Коефіцієнт який враховує тертя дисків колеса о воду	$\eta_{\text{МВН}} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}}$	0,922
Коефіцієнт, який враховує втрати в сальниках та підшипниках	$\eta_{\text{сп}} = 0,95 \dots 0,98$	0,95
ККД насоса	$\eta = \eta_{\text{г}} \eta_{\text{о}} \eta_{\text{м}} = \eta_{\text{г}} \eta_{\text{о}} \eta_{\text{МВН}} \eta_{\text{сп}}$	0,671
Діаметр вала ротора насосу, м	$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16M_{\text{к}}}{\pi[\tau]}}$	0,0105
Крутний момент на валу ротору насоса, Н*м	$M_{\text{к}} = \frac{N_{\text{в}}}{\omega}$	6,79
Потужність на привід вала ротора насосу, Вт	$N_{\text{в}} = \frac{\rho Q L}{\eta}$	2556
Діаметр маточини робочого колеса, м	$d_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,8) d_{\text{в}}$	0,013
Ширина колеса, м	$B_{\text{к}} = (0,2 \dots 0,4) D_2$	0,023
Швидкість рідини в кільцевому прийомному отворі робочого колеса, м/с	$c_o = k_{c_o} \left(\frac{30}{\pi}\right)^{\frac{2}{3}} \sqrt[3]{Q_1 \omega^2}$	3,02
Діаметр входу в робоче колесо, м	$D_o = \sqrt{\frac{4Q_{\text{п}}}{\pi c_o} + d_{\text{ст}}^2}$	0,0567
Діаметр середини вхідної кромки лопаті робочого колеса, м	$D_1 = (0,9 \dots 1,0) D$	0,052
Приведений діаметр в другому наближенні, м	$D_{1\text{пп}}^{**} = \sqrt{0,5(d_{\text{ст}}^2 + D_1^2)}$	0,038
Колова швидкість потоку рідини на діаметрі D_1 , м/с	$u_1 = \frac{\omega D_1}{2}$	9,8
	$c_1' = c_o$	3,02
Швидкість рідини в районі повороту протока в робочому колесі, м/с	$c_1' = c_{1\text{м}}'$	3,02
Коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями на вході	$k_1 = 1,1 \dots 1,25$	1,248
Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході в робоче колесо, м/с	$c_{1\text{м}} = c_{1\text{м}}' k_1$	3,77
Кут безударного входу, град	$\beta_{10} = \arctg \frac{c_{1\text{м}}}{u_1}$	21,05

Кут установки лопаті на вході, град	$\beta_1 = \beta_{10} + \delta$	22
Кут атаки, град	$\delta = \beta_1 - \beta_{10}$	0,95
Відносна швидкості потоку рідини при вході на лопать робочого колеса, м/с	$w_{10} = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_{10}}$	10,5
Відносна швидкості потоку рідини при вході на лопать робочого колеса, м/с	$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_1}$	10,07
Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$c_{2m} = (0,75 \dots 1,1)c_{1m}$	2,85
Для литих коліс з відносно великою товщиною	$k = 6,5 \dots 10$	6,5
Оптимальна кількість лопатей робочого колеса, шт	$z = k \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$	8,52
Приймаємо	$\boxed{z}$	12
Попереднє значення зовнішнього діаметру робочого колеса, м	$D_2^* = \frac{D_0}{0,002n_s + 0,276}$	0,1201
Попереднє значення зовнішнього діаметру робочого колеса, друге наближення, м	D_2^{**}	0,113
Питома робота колеса з нескінченним числом лопатей, Дж/кг	$L_\infty = (1 + p)L_T$	370,3
Теоретична питома робота колеса, Дж/кг	$L_T = \frac{L}{\eta_r}$	310,52
Зовнішній діаметр робочого колеса, м	$D_2 = \frac{2}{\omega} \left[\frac{c_{m2}}{2tg\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{2tg\beta_2} \right)^2 + L_\infty} \right]$	0,11292966
Коефіцієнт захащення каналу колеса лопатями на вході	$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{z\Delta S_1}{\pi D_1}}$	1,248
Товщина лопаті на вході, м	$\Delta_1 = (0,001 \dots 0,004)m$	0,001
Перетин лопаті на вході, нормальний до радіуса, м	$\Delta S_1 = \frac{\Delta_1}{\sin \beta_1}$	0,0027
Колова швидкість потоку рідини на діаметрі D_2 , м/с	$u_2 = \frac{\omega D_2}{2}$	21,28

Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$c'_{2m} = \frac{c_{2m}}{k_2}$	2,67
Коефіцієнт захаращення каналу колеса лопатями	$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{z\Delta S_2}{\pi D_2}}$	1,07
Товщина лопаті на виході, м	$\Delta_2 = (0,001...0,003)\text{м}$	0,001
Перетин лопаті на виході, нормальний до радіуса, м	$\Delta S_2 = \frac{\Delta_2}{\sin \beta_2}$	0,0018
Проекція абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при скінченному числі лопатей, м/с	$c_{2u} = \frac{L_T}{u_2};$	14,6
Швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$c'_2 = \sqrt{(c'_{2m})^2 + c_{2u}^2}$	14,85
Проекція абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей, м/с	$c_{2u\infty} = \frac{L_T(1+p)}{u_2}$	17,41
Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса, м/с	$w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + (u_2 - c_{2u})^2}$	7,27
Дійсне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі	w_1/w_2	1,386
Оптимальне співвідношення відносних швидкостей	$w_1/w_2 = 3,166E-1n_s^6 - 1,812E-08n_s^5 + 4,228E-06n_s^4 - 5,150E-04n_s^3 + 3,464E-02n_s^2 - 1,231E+00n_s + 1,982E+01$	1,384
Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса при нескінченній кількості лопатей	$w_{2\infty} = \frac{c_{2m}}{\sin \beta_2}$	4,86

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

Відцентровий 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 ступіней (послідовно включених коліс) – одноступінчатий;
- за призначенням – циркуляційний насос для системи побутового водопостачання – прісної побутової води;
- по роду приводу – автономний електронасос;
- по розташуванню колеса щодо опор – консольний.

Водяний насос (рис. 4.1) виконаний роз'ємним і складається з корпусу 1 і станини 19, з'єднаних між собою болтами. До корпусу прикріплений всмоктувальний патрубок 5.

У підшипниках 11 обертається вал 21, на якому встановлені на призматичних шпонках і закріплені гайками крильчатка 2 і шестерня 16. Насос прикріплений до дизеля чотирма фланцями: бічним – через всмоктувальний патрубок, верхнім - через нагнітальний патрубок, нижнім – до блоку циліндрів і фланцем на станині – до корпусу приводу шестерень. Водяна порожнина ущільнена набивним сальником і змінною втулкою. Сальник підтіскається двома гайками через натискну сальникову втулку 24. Лабіринтове ущільнення А запобігає потраплянню води в масляну порожнину.

В експлуатації допускається просочування через сальник води від 10 до 60 крапель на хвилину, яка відкидається буртом вала і зливається через штуцер. Практично в експлуатації за сильного затягування сальника має місце велике зношування вала, а за слабкого затягування – підсмоктування повітря, що згубно позначається на роботі насоса і спричиняє небажані явища в дизелі, як – от: викид води з розширювального бачка, утворення повітряних мішків тощо.

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

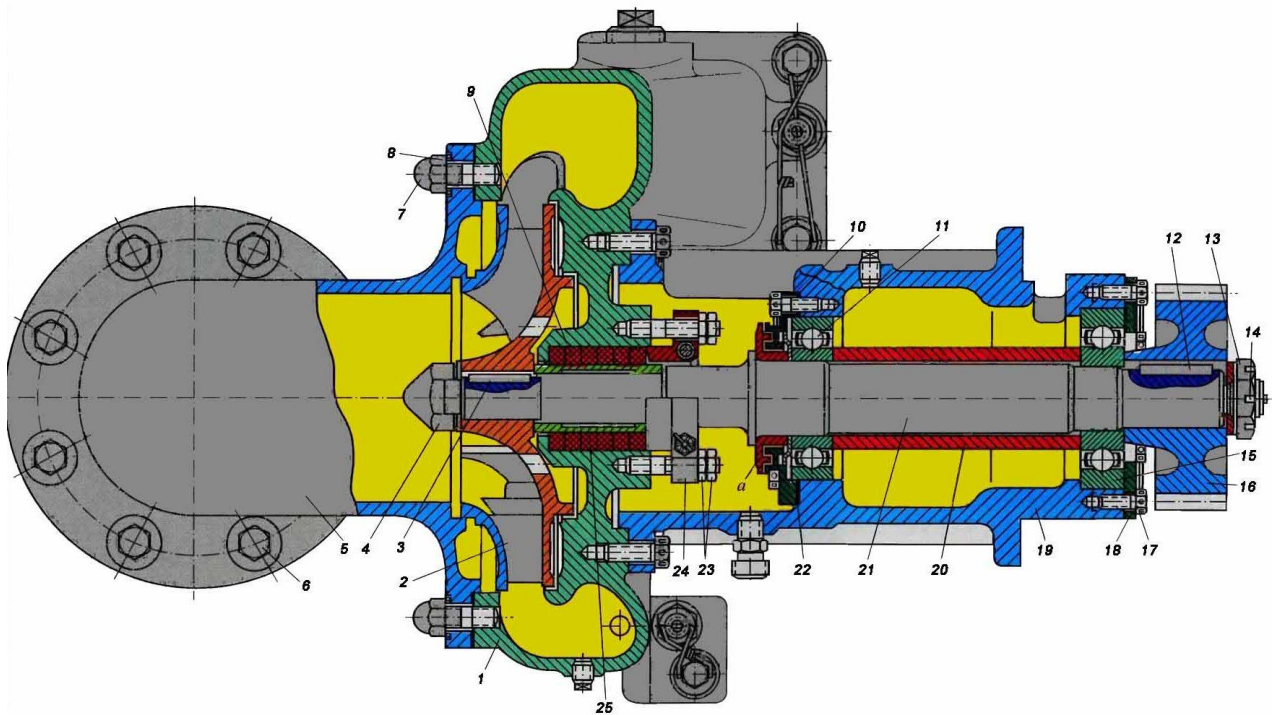


Рисунок 4.1 – Відцентровий консольний насос:

1 – корпус насоса; 2 – крильчатка; 3 – шпонка; 4 – гайка-обтічник; 5 – всмоктувальний патрубок; 6 – болт кріплення патрубку; 7 – глуха гайка; 8 – прокладка; 9 – набивний сальник; 10 – фланець; 11 – шарикопідшипники; 12 – шпонка; 13 – гайка; 14 – шплінт; 15 – шарикопідшипник; 16 – приводна шестерня; 17 – болт; 18 – стопорна пластина; 19 – станина насоса; 20 – розпірна труба; 21 – вал насоса; 22 – прокладка; 23 – натискна гайка та контргайка; 24 – натискна сальникова втулка; 25 – сальникове набивання; а – лабіринтне ущільнення.

Розбирання насоса ведуть у такому порядку. Знімають усмоктувальну головку 17, відгвинчують гайки з обох кінців вала і знімачами стягують з вала деталі 2 і 18, а віджимними болтами роз'єднують деталі 13, 12 і 5, знімають корпус 13, знімачем випресовують вал 7 разом із задньою головкою 12. Потім витягують шарикопідшипники 4,9 і розбирають сальник. Деталі насоса піддають мийці та очищенню.

РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН 16/24

5.1 Паливна система

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

На двигуні 8ЧН16/24 встановлена паливна система типу Unit Pump System (UPS) – Це система живлення дизельних двигунів з індивідуальними паливними насосами високого тиску або насосними секціями на кожний циліндр, короткими трубками високого тиску та форсунками. Привід в дію насосної секції здійснюється окремим розподільним валом, розташованим в об'єднаному насосному корпусі[5].

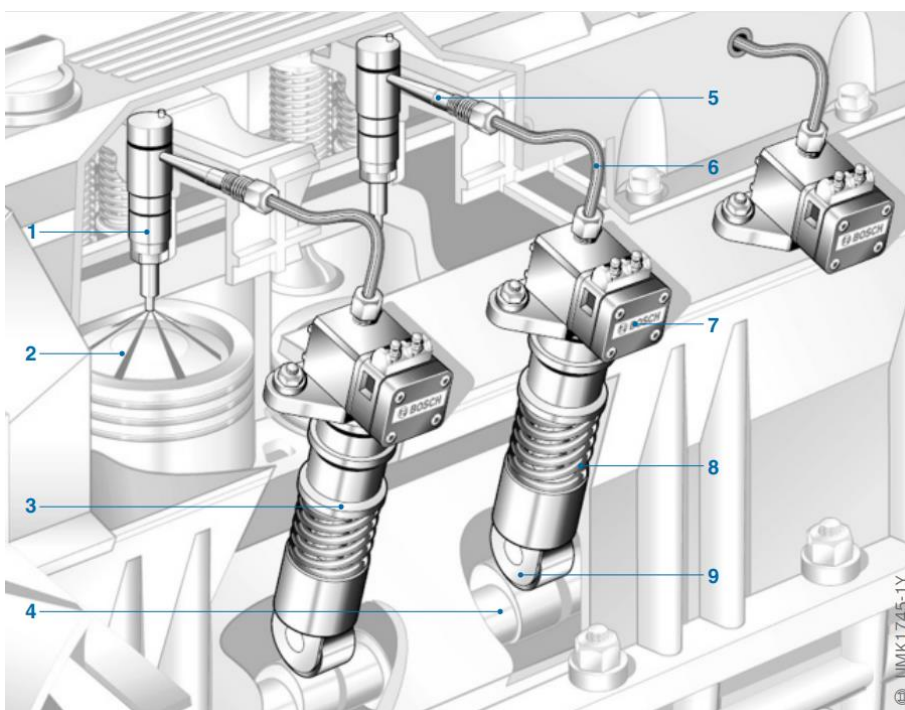


Рисунок 5.1 – Фрагмент паливної системи типу UPS двигуна 8ЧН16/24

1 – ступінчастий тримач форсунок; 2 – камера згоряння двигуна; 3 – насос агрегату; 4 – розподільний вал двигуна; 5 – напірний штуцер; 6 – магістраль високого тиску; 7 – електромагнітний клапан; 8 – поворотна пружина; 9 – роликівий штовхач.

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		44

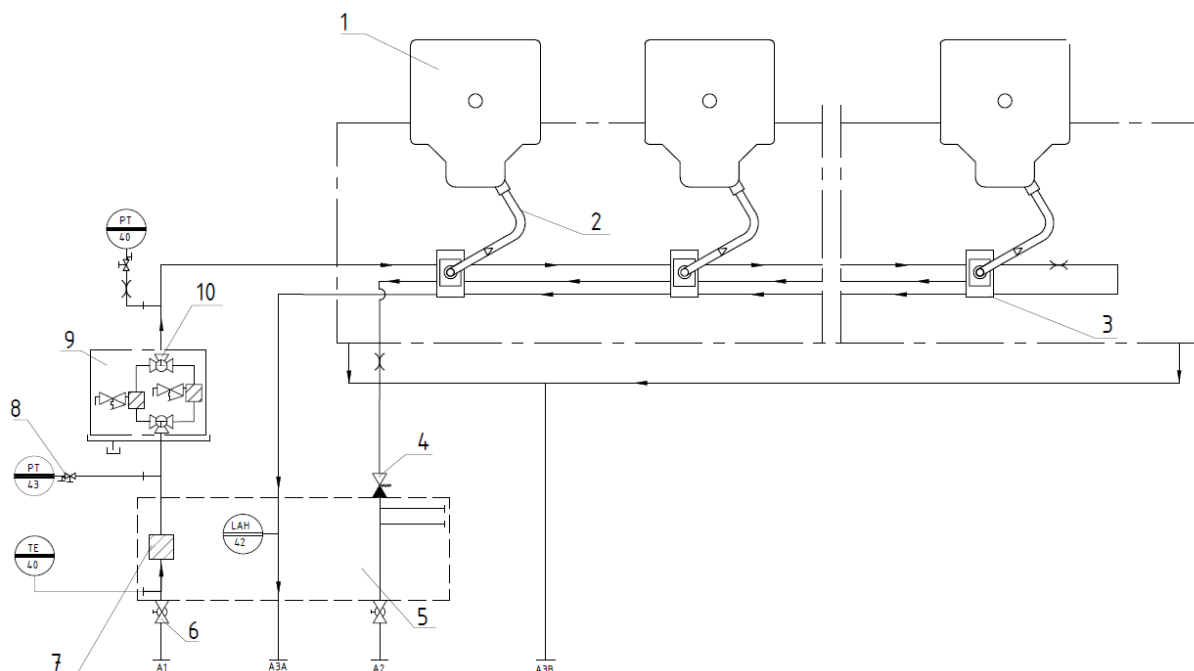


Рисунок 5.2 – Паливна система 8CH16/24

Класифікація системи

1) За принципом дії

– Система розподільного впорскування палива

2) За особливістю компонування

– з одним ПНВТ на кожному циліндрі

– з однією форсункою на кожному циліндрі

– з навісними фільтрами

3) За особливостями керування

– з електронним керуванням впорску

Паливний насос (рис. 5.3) високого тиску (ПНВТ) призначений для подачі палива до форсунок під високим тиском в точно визначений час строго дозованими порціями.

Кожен циліндр має власний комплект обладнання для впорскування, що складається з ПНВТ, трубопроводу високого тиску та форсунки. Впорскувальне обладнання та розподільчі трубопроводи розміщені в повністю закритому відсіку, що мінімізує втрати тепла від попередньо підігрітого палива. Таке розташування знижує температуру зовнішніх поверхонь і ризик

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

виникнення пожежі, спричиненої витоком палива. ПНВТ мають вбудовані роликові напрямні безпосередньо над розподільчим валом. Кількість палива, що впорскується в кожен циліндр, регулюється за допомогою регулятора, який підтримує частоту обертання двигуна на заданому значенні шляхом постійного позиціонування стійок паливних насосів за допомогою загального регулювального валу і підпружинених зв'язків для кожного насоса[1].

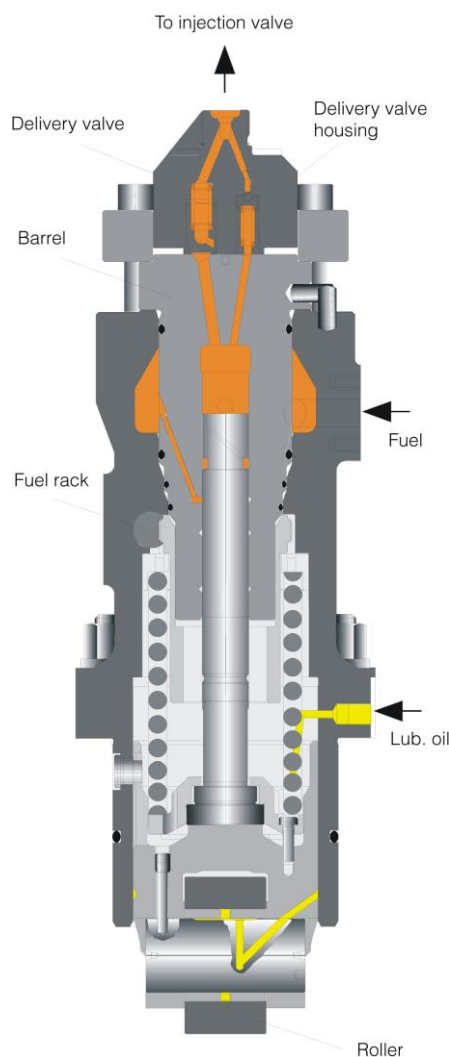


Рисунок 5.3 – Паливний насос високого тиску двигуна 8ЧН16/24

Форсунка (рис. 5.4) 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 згоряння.

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						46
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

На двигуні встановлено 8 форсунок. Відкриття форсунки контролюється тиском мазуту, а закриття відбувається під дією пружини.

Форсунка не охолоджується і розміщена у втулці в центрі кришки циліндрів. Ущільнювальні кільця навколо корпусу форсунки запобігають змішуванню палива і мастила. З боку кришки циліндрів в форсунку вкручується шток для подачі палива (L16/24 кріпиться за допомогою 3-х пластинчастих пружин). У місці вкручування в кришку циліндрів паливопровід ущільнюється втулкою і двома ущільнювальними кільцями. Двостінна труба високого тиску з'єднує паливний насос зі штангою[1].

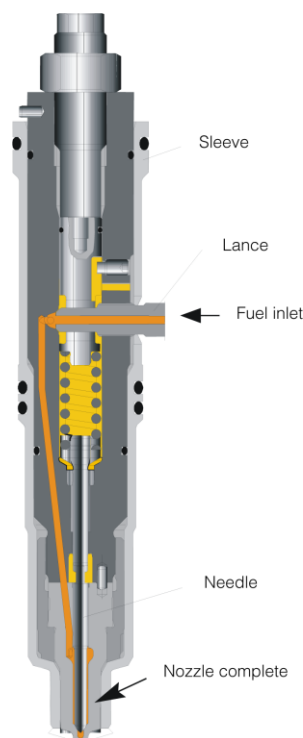


Рисунок 5.4 – Форсунка двигуна 8ЧН(16/24)

Фільтри призначені для запобігання загрози 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.

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_{\Pi} = 24 * K_{\text{м}} * g_e * N_e$	4646,4
	Питома ефективна витрата пального, кг/кВт*год	g_e	0,2
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	880
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_{\text{м}} = 1,1 \dots 1,2$	1,1
2	Міткість витратної цистерни, м ³	$V = \frac{G_{\Pi}}{\rho_{\Pi}} * K_1 * K_2$	5,743
	Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м ³	ρ_{Π}	850
	Коефіцієнт захаращення цистерни елементами конструкції	$K_1 = 1,01 \dots 1,05$	1,02
	Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни	$K_2 = 1,03 \dots 1,05$	1,03
3	Продуктивність паливопідкачуючого насоса, м ³ /год	$W_{\text{пн}} = \frac{K_3 * g_e * N_e}{\rho_{\Pi}}$	0,414
	Коефіцієнт запаса подачі палива	$K_3 = 1,5 \dots 2,0$	2
4	Продуктивність приводу паливопідкачуючого насоса кВт	$N_{\text{пн}} = \frac{W_{\text{пн}} * K_4 * p * 10^3}{3600 * \eta_{\text{пн}}}$	0,099
	Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,4
	Коефіцієнт запасу потужності	$K_4 = 1,1 \dots 1,5$	1,5
	ККД поршневих паливопідкачуючих насосів	$\eta = 0,6 \dots 0,7$	0,7
5	Площа поверхонь фільтруючих елементів, м ²	$F_{\Phi} = \frac{W_{\text{пн}}}{3600 * v_m * K_{\text{жп}}}$	0,0288
	Швидкість фільтрації	$v_m = 0,02 \dots 0,05$	0,02

	Коефіцієнт живого перетину	$K_{жп} = 0,2...0,3$	0,2
6	Пропускна здатність сепаратора, м ³ /год	$\frac{B_{доб}}{\rho_{п} * n * \tau}$	0,4141
	Добова витрата палива, кг/доб	$B_{доб} = 24 * g_e * N_e$	4224
	Кількість сепараторів	$n = 1...4$	1
	Час роботи сепаратора, год	$\tau = 8...12$	12
7	Хід плунжера	$h_r = 1 ... 1,5 * d_r$	24
		Приймаємо	24
8	Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16,9 * g_{ц, max}^{0,303}$	15,576
		Приймаємо	16
	Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{ц, max} = 1,25 * \frac{g_e * (\frac{N_e}{i})}{60 * n * z}$	0,764
	Кількість циліндрів	i	8
	Частота обертання, об/хв	n	1200
	Коефіцієнт тактності	z	0,5
9	Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, мм	2 при $d_r < 10$ мм, 2.5 – 2.6 при $d_r = 11...14$ мм, 3 при $d_r = 15...20$ мм, 3 + 0,218(d_r - 20) при $d_r > 20$ мм	3
		Приймаємо	3
10	Діаметр одного соплового отвору, мм	0,25 при $D < 100$ мм, 0,3 при $D = 105...200$ мм, 0,35 при $D = 205...25$ мм, 0,4 + 0,0012(D-250) при $D > 250$ мм	0,3
		Приймаємо	0,3
	Діаметр циліндра, мм	D	160
11	Кількість соплових отворів	$i_c = 4...8$	8
12	Довжина соплового отвору	$l_c = (3...4) * d_c$	1,2

5.2 Система мащення

Система мащення призначена для очищення і безперебійного подавання чистого мастила у потрібній кількості, під певним тиском і за певної температури до поверхонь тертя деталей двигуна. Мастило, яке надходить до поверхонь тертя, зменшує втрати потужності на подолання тертя, сповільнює спрацювання і охолоджує поверхні деталей, а також захищає їх від корозії. Крім того, шар мастила, що є на стінках циліндрів, поліпшує компресію, перешкоджає прориву газів з камери згоряння у картер[6].

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.

Масло також використовується для охолодження поршнів і турбокомпресора.

Двигун має систему змащення із «мокрим» картером. Для таких систем резервуаром для масла зазвичай служить піддон картера.

Класифікація системи

- 1) За способом виконання та розташуванням основної ємності для циркуляційного масла
 - Система з мокрим картером;
- 2) За способом подачі:
 - Розбризкуванням;
- 3) За особливостям змащення поверхні
 - Примусово-циркуляційно гравітаційне;
- 4) За сортом масла
 - Одномасляна;
- 5) За охолодження в системі
 - Охолодження в радіаторі;

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

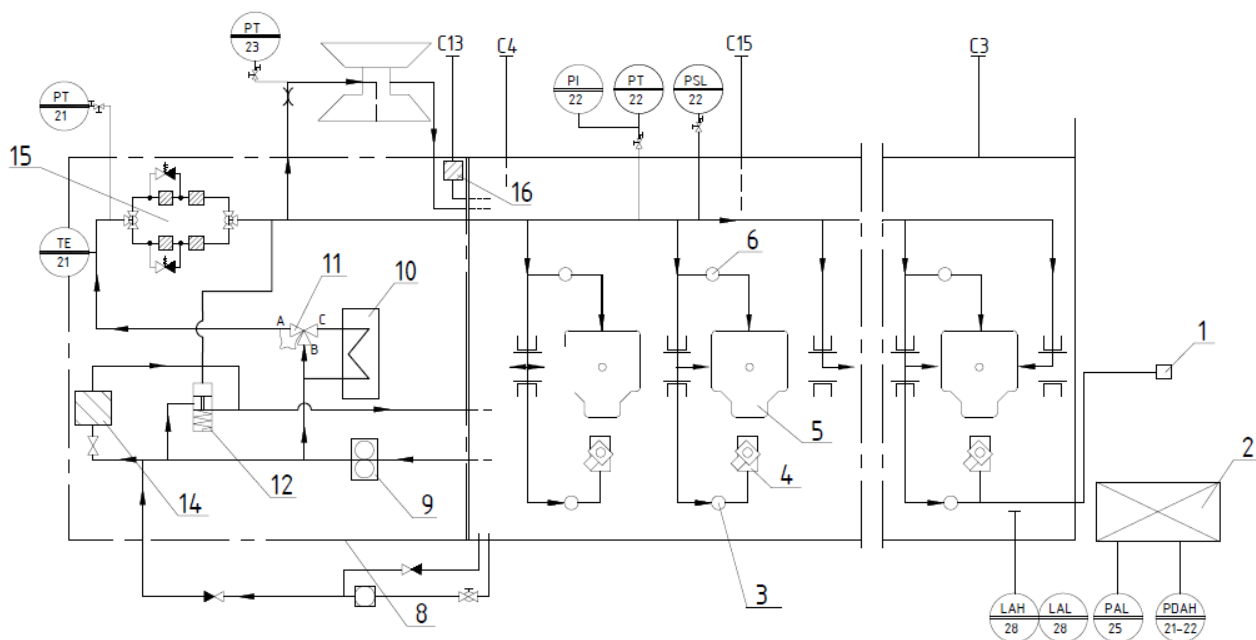


Рисунок 5.5 – Система змащення

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

В даній системі використовується масляний насос шестеренчастого типу який встановлений на передній коробці двигуна і приводиться в дію колінчастим валом.

Фільтри призначені для очищення масла що циркулює у системі.

Для даного двигуна пропонують такі фільтри:

Вбудований масляний фільтр - це подвійний паперовий картридж. Він являє собою глибинний фільтр з номінальною тонкістю 10-15 мікрон і запобіжний фільтр з тонкістю 60 мікрон.

Також двигун оснащений відцентровим байпасним фільтром.

Цей фільтр видаляє забруднення за допомогою відцентрової сили і використовується як індикатор правильності використання зовнішніх сепараторів.

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

Для цього двигуна використовується масляний радіатор пластинчатого типу.

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність масляного насоса, м ³ /год	$W_{MH} = K_v \frac{Q_M}{C_M * \rho_M * \Delta t_M}$	22,097
	Коефіцієнт запасу подачі	$K_v = 1,2 \dots 1,5$	1,5
	Питома теплоємність масла кДж/(кг*К)	$C_m = 1,67 \dots 2,01$	1,9
	Щільність масла, кг/м ³	ρ_m	895
	Різниця температур вихідного і вхідного масла в двигун, К	$\Delta t_m = 5 \dots 15$	15
	Кількість теплоти, яка відводиться з тертям, кДж/год	$Q_M = \alpha_n * g_e * N_e * Q_{II}$	375760
	Питома ефективна витрата пального, кг/кВт*год	g_e	0,2
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	880
	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 згоряння палива, кДж/кг	Q_{II}	42700
2	Продуктивність паливопідкачуючого насоса, м ³ /год	$W_{MB} = (1,25 \dots 1,3) * W_{MH}$	28,726
3	Ємність малозбірної цистерни, м ³	$V_{MC} = K_c \frac{W_{MB}}{z}$	1,245
	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 $z = 40 \dots 60$ - ВОД	30
4	Об'єм сточної цистерни відпрацьованого масла, м ³	$V_{CT} = 0,6 * V_{MC}$	0,747
5	Об'єм витратної цистерни, м ³	$V_{BC} = (1,1 \dots 1,5) * V_{MC}$	1,867

6	Площа теплообмінної поверхні маслоохолоджувача, м ²	$F_m = \frac{Q_m}{3,6 * k * \Delta t}$	3,782
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² *К)	k = 290...460	460
	Температурний напір, К	Δt	60
7	Продуктивність масляного сепаратора, м ³ /год	$W_{mc} = \frac{m * V_{mc}}{\tau_c}$	0,363
	Краткість очистки масла	m = 1,5...3,5	3,5
	Час роботи сепаратора на добу, год	$\tau_c = 8...12$	12

5.3 Система охолодження

У двигунах внутрішнього згоряння при спалюванні палива температура газів сягає 1800 ° С. Тепло газів передається циліндрах, поршнях, клапанів та інших деталей. Щоб підтримувати температуру деталей двигуна в допустимих межах, необхідно від двигуна відводити 30-40% всього введенного тепла.

Підтримка певної температури циліндрів і їх кришок під час роботи дизеля забезпечує система охолодження. Однак і надмірне охолодження дизеля може викликати ряд шкідливих явищ, що погіршують його роботу. Так, при переохолодженні дизеля збільшуються втрати тепла. Внаслідок цього в механічну роботу перетворюється менша частина тепла, що виділився при згорянні палива в циліндрах дизеля, і погіршується процес згоряння палива. Все це знижує потужність і економічність дизеля. Крім того, в результаті переохолодження двигуна можливо заїдання поршня.

Двигуни обладнають водяній проточною та циркуляційної системами охолодження.

Проточна система охолодження застосовується найчастіше на суднових двигунах. Вода надходить через борти судна і, проходячи через зарубашечного простір двигуна, забирає з собою надлишкове тепло. Така система проста, але володіє багатьма недоліками. Щоб уникнути виділення солей у вигляді накипу на охолоджуваних поверхнях, температура виходить з двигуна води не повинна перевищувати 45-50 ° С.

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Циркуляційний двоконтурне охолодження дизеля здійснюється водою, яка циркулює по замкнутому контуру і, в свою чергу, охолоджується в охолоджувачі другим контуром (проточною водою або повітрям від вентилятора). Ця система охолодження забезпечує стійкий тепловий режим роботи дизеля.

Схема системи охолодження двигуна показана на рисунку 5.8.

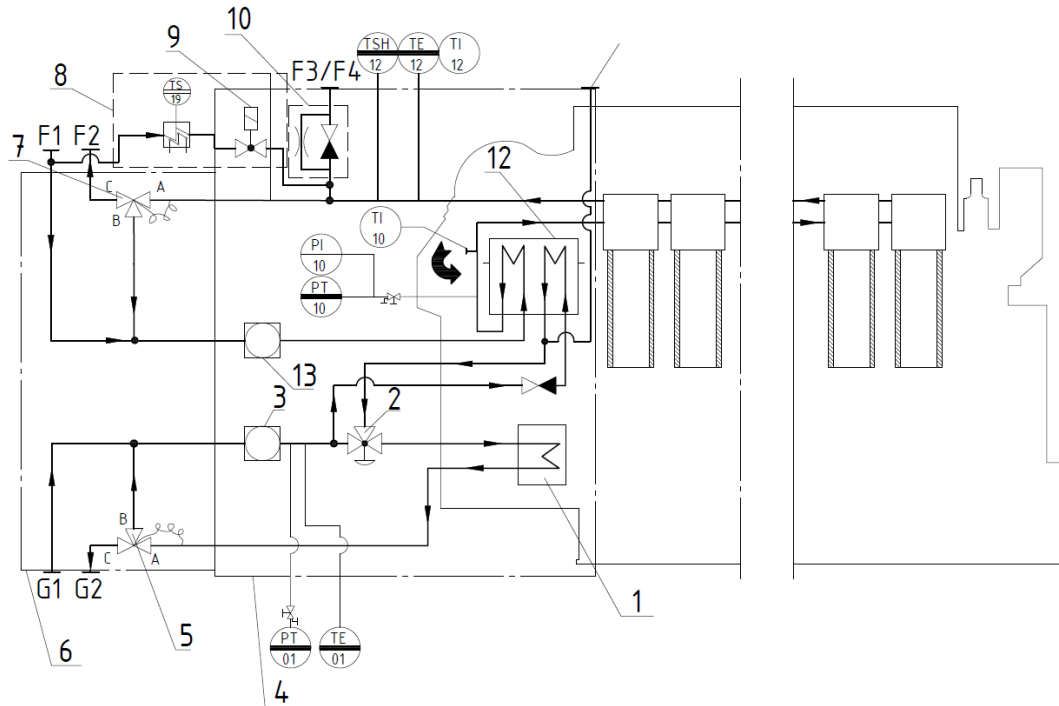


Рисунок 5.8 – Схема системи охолодження

Класифікація системи

- 1) За числом водяних контурів:
 - двухконтурна (замкнена);
- 2) За температурним рівнем охолоджуючої води:
 - з низькотемпературним та високотемпературним контурами;
- 3) За напрямленням руху охолоджуючої води в двигуні:
 - з примусовою циркуляцією

Система охолодження двигуна складається з низькотемпературного (НТ) і високотемпературного (ВТ) контурів. Для цього двигуна ці системи призначені тільки для прісної води.

Низькотемпературна система охолоджувальної води включає в себе

охолодження наддувного повітря та охолодження мастила.

Високотемпературна охолоджуюча вода використовується для охолодження втулки циліндрів і кришки циліндрів.

В зоні низьких навантажень температура досить висока, щоб забезпечити ідеальне згоряння і в той же час уникнути холодної корозії; остання також є причиною того, що двигун режимі очікування і при запуску на НФО, повинен бути попередньо підігрітий охолоджувальною водою з температурою $\geq 60^{\circ}\text{C}$ - або за допомогою охолоджувальної води з працюючих двигунів або за допомогою окремої системи попереднього підігріву системи передпускового підігріву.

Регулювання температури в системах ВТ і НТ відбувається у внутрішній системі, де також розташовані насоси. Це означає, що для охолодження двигуна потрібно лише два основних трубопровода для охолодження двигуна. Єдина вимога полягає в тому, щоб температура наддувного повітря на вході повинна бути в діапазоні від 10 до 40°C.

Для того, щоб відповідати будь-яким зовнішнім системам, внутрішня система може бути додатково обладнана охолоджувачем наддувного повітря для зовнішньої системи охолодження.

Циркуляційні насоси відцентрового типу встановлюються в передній коробці двигуна і приводяться в дію колінчастим валом через зубчасті передачі.

Термостатичні клапани - це повністю автоматичні триходові клапани з термостатичними з термостатичними елементами, налаштованими на фіксовану температуру[1].

На установках, де всі двигуни зупиняються на певний час, можна встановити електричний теплообмінник у зовнішній системі.

На установках з декількома двигунами резервний двигун може автоматично підігріватися працюючими двигунами за допомогою трубних з'єднань, що ведуть до розширювальної системи і високотемпературних циркуляційних насосів.

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						55
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Продуктивність насоса внутрішнього контуру прісної води, м ³ /год	$W_{\text{пв}} = K_3 \frac{Q_{\text{вк}}}{C_{\text{пв}} * \rho_{\text{в}} * \Delta t_{\text{в}}}$	29,948
	Коефіцієнт запасу подачі води	$K_3 = 1,2 \dots 1,3$	1,3
	Питома теплоємність прісної води кДж/(кг*К)	$C_{\text{пв}}$	4,183
	Щільність води при 75 градусах, кг/м ³	$\rho_{\text{в}}$	974,84
	Різниця температур внутрішнього контуру води на виході та вході в двигун, К	$\Delta t_{\text{в}} = 10 \dots 12$	12
	Кількість теплоти, яка відводиться водою, кДж/год	$Q_{\text{вк}} = \alpha_{\text{в}} * g_{\text{е}} * N_{\text{е}} * Q_{\text{п}}$	1127280
	Питома ефективна витрата пального, кг/кВт*год	$g_{\text{е}}$	0,2
	Номінальна потужність двигуна, кВт	$N_{\text{е}}$	880
	Доля теплоти, що відводиться водою	$\alpha_{\text{в}} = 0,12 \dots 0,17$	0,15
	Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг	$Q_{\text{п}}$	42700
2	Потужність, яка споживається насосом внутрішнього контуру, м ³ /год	$N_{\text{вк}} = 0,272 * \frac{W_{\text{пв}} * H * \rho_{\text{в}}}{\eta}$	2,013
	Напір насоса, м	H	20
	ККД насосу	η	0,789
3	Площа передаючої поверхні водоводяного охолоджувача, м ²	$F_o = \frac{Q_{\text{вк}}}{k * \Delta t}$	5,636
	Температурний напір, К	Δt	40
	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² *К)	k	5000
4	Продуктивність насоса зовнішнього контуру прісної води, м ³ /год	$W_{\text{пв}} = K_3 \frac{Q_{\text{вк}}}{C_{\text{пв}} * \rho_{\text{в}} * \Delta t_{\text{зв}}}$	35,186
	Щільність води при 30 градусах, кг/м ³	$\rho_{\text{в}}$	995,67
	Різниця температур води зовнішнього контуру на виході та вході в двигун, К	$\Delta t_{\text{зв}} = 5 \dots 20$	10
5	Ємність розширювального баку, м ³	$V_{\text{рб}} = (0,1 \dots 0,15) \frac{N_{\text{е}}}{1000}$	0,132

5.4 Системи повітропостачання і газовідводу

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

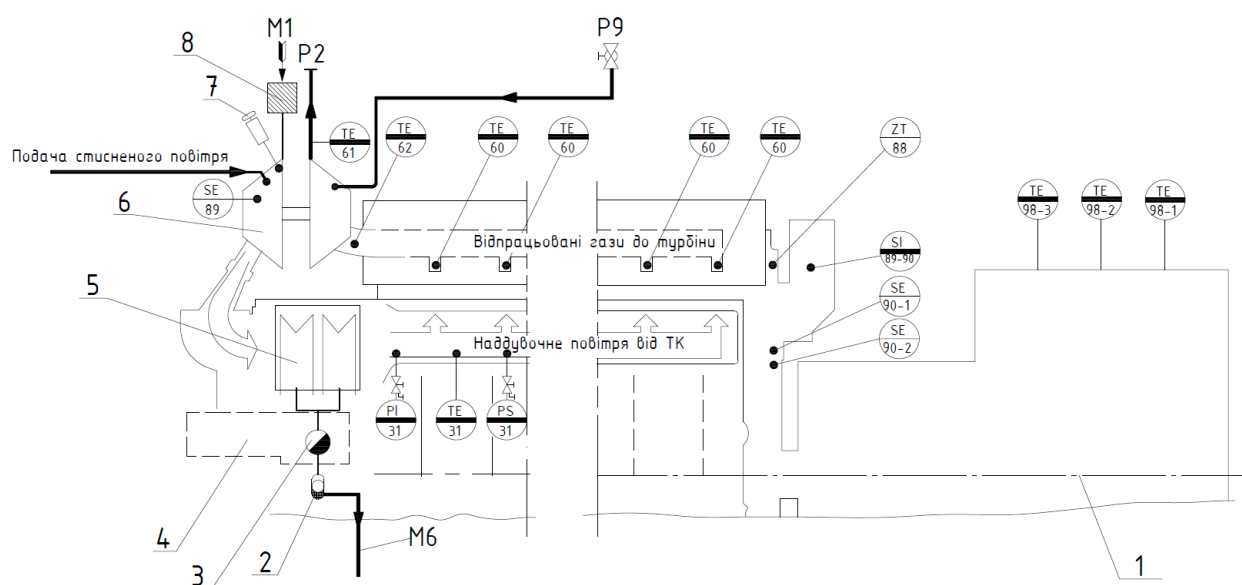


Рисунок 5.9 – Схема системи повітропостачання та газовідводу

Класифікація системи

Класифікація системи повітропостачання

- 1) За числом ступенів стискання повітря:
 - одноступенева;
- 2) За числом компресорів:
 - однокompресорна;

3) За призначенням і числом теплообмінників:

– з охолоджувачами наддувочного повітря (один ОНП 2-х ступеневий);

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.

Складові системи

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

Двигун стандартно оснащений високоефективним турбокомпресором MAN Diesel & Turbo TCR 12 радіального типу, який розташований у верхній частині передньої коробки.

Охолоджувач наддувочного повітря являє собою компактний двоступеневий трубчастий охолоджувач з великою поверхнею охолодження.

Глушник шуму призначений для зниження шкідливої звукової дії відпрацьованих газів на навколишнє середовище.

Глушник встановлений в корпусі компресора турбокомпресора після повітряного фільтра.

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

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

Від випускних клапанів газ надходить до ресивера відпрацьованих газів, де коливання тиску з окремих циліндрів вирівнюється, а загальний об'єм газу направляється далі до турбокомпресора з постійним тиском. Після турбокомпресора газ надходить у вихлопну систему.

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						58
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ресивер відпрацьованих газів складається з литих секцій, по одній для кожного циліндра, з'єднаних між собою за допомогою компенсаторів, щоб запобігти надмірному напруженню внаслідок теплового розширення.

Після кожного циліндра встановлений термодатчик для зчитування температури вихлопних газів.

Щоб уникнути надмірних теплових втрат і забезпечити досить низьку температуру поверхні, ресивер вихлопних газів ізолюваний[1].

Розрахункова частина

№	Параметр	Формула	Значення
1	Площа перерізу газовипускного трубопроводу, м ²	$F_{\text{вп}} = \frac{g_e * N_e * (\alpha * L + 1) * R * T_{\text{вг}}}{3600 * C_{\text{вг}} * P_2}$	0,164
	Коефіцієнт надлишку повітря	α	2,036
	Допустима швидкість руху газів в трубопроводі, м/с	$C_{\text{вг}} = 30...45$ для 4х тактних $25...30$ для 2х тактних	45
	Допустимий тиск в трубопроводі, кПа	$p_2 = 30...40$	40
	Температура випускних газів, К	$T_{\text{вг}} = 573...773$	700
	Питома ефективна витрата пального, кг/кВт*год	g_e	0,2
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	880
	Газова стала, кДж/кг*К	R	0,287
	Кількість повітря теоретична необхідна для згоряння 1 кг палива, кг/кг	L	14,3
2	Діаметр газовипускного трубопроводу, м	$d_{\text{вг}} = \sqrt{\frac{4 * F_{\text{вп}}}{\pi}}$	0,457

РОЗДІЛ 6

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Нормативно-правова та законодавча база охорони праці на суднах

Міжнародна морська організація (англ. *International Maritime Organization*, ІМО) — міжнародна міжурядова організація, є спеціалізованою установою ООН. Діяльність ІМО спрямована на скасування дискримінаційних дій, що зачіпають міжнародне торговельне судноплавство, а також прийняття норм (стандартів) по забезпеченню безпеки на морі і запобіганню забруднення з суден довкілля, в першу чергу, морського.

Міжнародна конвенція з охорони людського життя на морі (СОЛАС, від англ. *International Convention for the Safety of Life at Sea; SOLAS*) суть якої полягає у її документах, що послідовно виходили і є, мабуть, найважливішою з усіх міжнародних угод з безпеки торгових суден. Кожне судно, що здійснює міжнародний рейс і яке підпадає під дію цього нормативного документа (див. Правила 3 і 4 Розділу І), повинно виконувати її вимоги (якщо Вимоги не можуть бути виконані з об'єктивних причин, то на судно повинно бути оформлене Вилучення за згодою морської адміністрації прапора судна). В іншому випадку воно може бути затримане, а за деякими позиціями і не допущене в порт. Чинна версія документа відома як «СОЛАС-74»[7].

Головною метою даного нормативного документа є встановлення мінімальних стандартів, що відповідають вимогам з безпеки при будівництві, обладнанні та експлуатації суден.

До нормативно-технічної бази з охорони праці при роботі у МКВ судна відносяться наступні спеціально розроблені документи[8]:

1. Правила охорони праці на суднах - цей документ встановлює загальні вимоги до охорони праці на суднах, забезпечення безпеки і здоров'я працівників, що працюють на борту МКВ суден.

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2. Інструкції з охорони праці на МКВ суднах - ці документи містять вимоги та інструкції, які регулюють безпеку під час виконання конкретних робіт на борту МКВ судна.

3. Правила внутрішнього розпорядку на борту судна - цей документ регулює правила поведінки та організації життя на борту МКВ судна, зокрема, забезпечення безпеки та гігієни працівників.

4. Технічні правила з охорони праці на суднах - ці документи містять вимоги та інструкції, які стосуються безпечного технічного обслуговування та ремонту обладнання на борту МКВ судна.

5. Інструкції з техніки безпеки на МКВ суднах - ці документи містять вимоги та інструкції, які стосуються безпеки під час експлуатації обладнання на борту МКВ судна.

6. Схеми розміщення обладнання та пристроїв на борту судна - ці документи містять інформацію про розташування обладнання та пристроїв на борту МКВ судна, що допомагає забезпечити безпеку під час їх використання.

ПДМНВ-73/78/95 (International Convention on Standards of Training, Certification and Watchkeeping for Seafarers, STCW-73/78/95) - Міжнародна конвенція про підготовку, дипломування та видачу документів моряка.

Розділ А-VI/1 Кодексу ПДМНВ-95 містить вимоги до підготовки та дипломування капітанів та членів екіпажу суден, які включають:

1. Вимоги до підготовки та дипломування капітанів та членів екіпажу, які займають посади, пов'язані з безпекою навігації та охороною життя на судні.

2. Вимоги до підготовки та дипломування капітанів та членів екіпажу, які займають посади, пов'язані з маневруванням та керуванням судном, включаючи вимоги до пілотів та рулевих.

3. Вимоги до підготовки та дипломування капітанів та членів екіпажу, які займають посади, пов'язані з експлуатацією та обслуговуванням механічного обладнання та систем суден.

4. Вимоги до підготовки та дипломування капітанів та членів екіпажу, які

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						61
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

займають посади, пов'язані з безпекою та охороною життя на судні, включаючи вимоги до пожежної безпеки, безпеки на морі та безпеки на борту.

5. Вимоги до підготовки та дипломування капітанів та членів екіпажу, які займають посади, пов'язані з екологічною безпекою та запобіганням забрудненню навколишнього середовища.

6. Вимоги до підготовки та дипломування капітанів та членів екіпажу, які займають посади, пов'язані з безпекою відпочинку та праці на судні.

Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які мають місце під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування суднового двигуна 8ЧН16/24

Експлуатація, ремонт та технічне обслуговування суднових двигунів пов'язані з високим рівнем небезпеки для здоров'я та життя людей. До небезпечних та шкідливих факторів, які мають місце під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування суднового двигуна можна віднести:

1. Небезпечні речовини. Під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування суднових двигунів може мати місце випаровування небезпечних речовин, таких як мастильні матеріали, палива, розчинники, хімічні речовини тощо. Ці речовини можуть викликати отруєння, опіки, алергічні реакції та інші негативні наслідки для здоров'я людини. Наявність шкідливих речовин в робочій зоні регламентується ДСТУ-Н Б А 3.2-1:2007. Нормативний документ, який регламентує параметри загазованості в приміщеннях є ДСТУ 2456–94.

2. Шум та вібрація. Робота суднових двигунів пов'язана з високим рівнем шуму та вібрації, які можуть викликати розвиток захворювань органів слуху та нервової системи. Припустимий рівень широко-смугового шуму на робочих місцях регламентується ДСТУ 2867-94.

3. Електричний струм. При роботі з електроустаткуванням суднового двигуна може мати місце ризик ураження електричним струмом, що може призвести до смерті або серйозного ушкодження здоров'я. ДСТУ EN 60204-

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						62
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1:2015.

4. Висока температура. Під час роботи суднового двигуна виникає значна кількість тепла, що може призвести до опіків, гострих респіраторних захворювань та інших негативних наслідків для здоров'я. Нормативним документом, що регламентує параметри мікроклімату для робочої зони виробничих приміщень ДСН 3.3.6.042-99.

5. Ризик виникнення пожежі. Робота суднового двигуна пов'язана з використанням палива та мастильних матеріалів, що створює ризик виникнення пожежі під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування. Пожежа на судні може бути особливо небезпечною, оскільки може призвести до швидкого поширення вогню та ускладнення евакуації з судна. Важливим кроком у напрямку забезпечення пожежної безпеки суден був розроблений фахівцями УкрНДІПБ МНС України нормативний акт НАПБ Б 01.010-2007.

6. Ризик утоплення та травмування. Робота на судні пов'язана з використанням різноманітного обладнання та інструментів, що створює ризик утоплення та травмування в разі потрапляння у воду або взаємодії з обладнанням[9].

Для запобігання негативним наслідкам від небезпечних та шкідливих факторів, які мають місце під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування суднового двигуна, необхідно дотримуватись вимог ПДМНВ-78/95 та інших нормативно-правових актів, які регулюють охорону праці на судні. До заходів, які можуть бути вжиті для зменшення ризику виникнення негативних наслідків, можна віднести проведення періодичних медичних оглядів, застосування спеціальних засобів індивідуального захисту, навчання персоналу правилам безпеки робіт та використання відповідного обладнання[10].

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						63
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі проведено розрахунок двигуна типу 8ЧН 16/24.

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.

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. MAN L16/24 engines: Project guide – Marine. MAN Energy Solutions, 86224 Augsburg, Germany, 2010, 500 p
2. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. 332 с.
3. 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.
4. Конспект лекцій до курсу «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згоряння». Мітрофанов А.С. 2022. (Електронна версія).
5. Robert Bosch GmbH: Системи управління дизельними двигунами. 4. Видавництво "За рулем", 2004, [ISBN 3-528-23873-9](#)
6. Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Є., Тимченко І. І. Автомобільні двигуни: Підручник. — К.: Арістей, 2006. — 476 с. — [ISBN 966-8458-26-5](#).
7. International Convention for the Safety of Life at Sea (SOLAS), 1974 на сайті [Міжнародної морської організації](#).
8. Міжнародні конвенції, кодекси, рекомендації ІМО і МАРПОЛ. Одеса, 2008. 80 с.
9. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.
10. Правила безпеки при експлуатації суден та установок морського транспорту: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0477-19#Text>

					КРБ.142.4221.23.01.00.ПЗ	Аркуш
						65
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		