

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: «Проект 4-тактного дизельного двигуна потужністю 5400 кВт з розробкою технологічного процесу складання маслоохолоджувача. Прототип 6ЧН 43/61».

Виконав:
студент групи 44-ЕМ-22

(підпис) **Войтович В.І.**

Керівник роботи:
доцент кафедри ІМ та ТМ, к.т.н., доцент
(посада, науковий ступень, вчене звання)

(підпис) **Познанський А.С.**

Первомайськ - 2024 р.

АНОТАЦІЯ

В дипломному проекті було виконано розрахунок робочого циклу 4-тактного дизельного двигуна 6ЧН 43/61 потужністю 5400 кВт при 500 об/хв колінчатого валу. За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого циклу і побудовано теоретичну індикаторну діаграму. Проведено аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу. Виконано динамічний розрахунок двигуна та побудовані діаграми динаміки. Також виконано розрахунок систем, які обслуговують двигун, а саме – паливної, змащення, охолодження, повітропостачання і газовідводу та системи пуску.

В технологічному розділі дипломної роботи розроблено технологічний процес складання маслоохолоджувача.

В роботі розглянуто основні вимоги до експлуатації двигуна, розроблено заходи з охорони праці та розглянуто питання охорони навколишнього середовища.

Дипломна робота виконана українською мовою на 83 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 11 літературних джерел. Графічна частина представлена на 4 кресленнях формату А1.

ABSTRACT

In the work, the calculation of the working cycle of a 4-stroke six-cylinder diesel engine with supercharging 43/61 with a power of 5400 kW at 500 rpm of the crankshaft was performed. Based on the results of the calculation, the main parameters of the work cycle were obtained and a theoretical indicator diagram was constructed. An analysis of the effective indicators of the designed engine and prototype was carried out. The dynamic calculation of the engine was performed and the dynamics diagrams were constructed. The calculation of the systems that serve the engine, namely fuel, lubrication, cooling, air supply and exhaust, and the starting system, was also performed.

In the technological section of the thesis, the technological process of assembling an oil cooler is developed.

In the work, the main requirements for the operation of the engine were considered, labor protection measures were developed, and the issue of environmental protection was considered.

The thesis is written in Ukrainian on 83 sheets of calculation and explanatory notes. 11 literary sources were used. The graphic part is presented on 4 drawings of A1 format.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА 6ЧН 43/61 НА СУДНІ	7
1.1 Технічна характеристика двигуна	7
1.2 Опис конструкції двигуна 6ЧН 43/61	11
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ ДВИГУНА 6ЧН 43/61	15
2.1 Розрахунок робочого процесу двигуна	15
2.2 Розрахунок індикаторної діаграми	26
2.3 Аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу	28
2.4 Динамічний розрахунок двигуна	30
2.5 Розрахунок систем, які обслуговують двигун	38
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ СКЛАДАННЯ МАСЛООХОЛОДЖУВАЧА	57
3.1 Загальні відомості про маслоохолоджувач	57
3.2 Складання маслоохолоджувача	62
РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	67
4.1 Розробка заходів з охорони праці	67
4.2 Охорона навколишнього середовища	71
ВИСНОВКИ	77
ЛІТЕРАТУРА	78
ДОДАТКИ	79
1. Поперечний переріз двигуна 6ЧН43/61 Ф-А1	
2. Діаграми динаміки Ф-А1	
3. Принципові схеми систем, які обслуговують двигун Ф-А1	
4. Технологічний процес збирання маслоохолоджувача Ф-А1	

					ПННІ НУК 142.44.24.02. ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Розробив		Войтович В.І.			Пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевірів		Познанський А.С.					4	83	
						44-ЕМ-22			
Н. контр.		Познанський А.С.							
Затвердив		Нестеренко В.В.							

ВСТУП

Суднове світове дизелебудування бере свій початок на рубежі XIX і XX століть. Пройдений величезний шлях створення і розвитку суднових дизелів і агрегатів на їх базі. Багато країн взяли участь в цій історичному справі.

Сьогодні дизелі реально витіснили інші типи енергетичних суднових установок завдяки їх важливим перевагам [1]:

- великому діапазону агрегатних потужностей (від декількох кіловат до 68 640);
- високою паливної економічності (до 154 г/кВт×год), яка визначається ефективним коефіцієнтом корисної дії (в перспективі слід очікувати підвищення до 50% і вище);
- постійної готовності до дії, швидкому виведенню двигуна на експлуатаційний режим;
- великим району плавання судна.

В даний час випускається безліч суднових дизелів різноманітних моделей, які забезпечують потреби суднобудування і судноплавства. Їх прийнято ділити на три групи:

- малооборотні дизелі (МОД) з частотою обертання до 250 хв⁻¹;
- середньооборотні дизелі і дизелі підвищеної оборотності (СОД і ПОД-далі позначаються просто СОД) з частотою обертання понад 250 і приблизно до 1000...1200 хв⁻¹;
- високооборотні дизелі (ВОД) з частотою обертання приблизно понад 1200 хв⁻¹.

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

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						5
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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.).

Саме надійна робота, сучасні технічні і економічні показники, послужили для вибору дизельного двигуна 6ЧН43/61 потужністю 5400 кВт в якості прототипу для дипломного проектування.

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						6
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА 6ЧН 43/61 НА СУДНІ

1.1. Технічна характеристика двигуна

Двигун 6ЧН43/61 (МАК М43) поступив в продаж в 1998 році, додавши четверту, найпотужнішу модель до нового покоління середнеобертових двигунів серій М20, М25 і М32. За перші десять років виробництва були продані більше 800 двигунів М43 в конфігураціях з 6, 7, 8, 9, 12 і 16 циліндрами, сукупною вихідною потужністю приблизно 6000 МВт. У 2004 році був представлений модернізований двигун М43С, який також випускається з вихідною потужністю 1000 кВт на циліндр. Сьогодні М 43 є беззастережним лідером ринку для судів місткістю до 1000 контейнерів типу TEU, а також займає міцне положення в інших сегментах ринку, наприклад, на ринках круїзних судів і поромів.

Знаком довіри до двигунів МАК в 2000 році з'явилося те, що власник контейнеровоза "Anke Ehler" (першого судна в серії "Sietas 160A") Хайнц Елер з Оттерндорфа (поблизу Гамбурга) оснастив його новітнім у той час двигуном М43. Після п'яти років і 30000 мотогодин інтенсивної експлуатації в Північному і Балтійському морях компанією Unifeeder перший повний огляд двигуна був вироблений в квітні 2005 року. Результати виявилися чудовими: ущільнення, клапани, поршні мали хороший стан, підшипники не мали ознак кавітації, плями контакту на роliках і кулачках були стабільними. Необхідно було замінити лише звичайні деталі зносу згідно з інструкціями по технічному обслуговуванню двигунів МАК. Поряд з цим багато інших двигунів М43 також виробили 30000 мотогодин до капітального ремонту і показали аналогічні добрі результати, серед них двигуни 9 М43 на перших десяти судах серії Sietas 168. Недавно двигун 8 М 43 на судні "Anke Ehler" виробив 45000 мотогодин до капітального ремонту без яких-небудь проблем і тепер наближається до відмітки 60 000 мотогодин.

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						7
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Поточні проекти з двигунами M43C в сегменті контейнеровозів включають декілька більш крупних суден, які замовлені на верфях в Китаї, Нідерландах і Германії. Компанія Zhejiang Yangfan Ship Group з Джушаня (Китай) працює над виготовленням серії з 29 контейнеровозів категорії, призначеної для перевезення 700 контейнерів типа TEU, на кожному з яких буде встановлений один двигун МАК 7 М 43 С. Компанія Fujian Mawei Shipbuilding також використовує двигуни М 43. Вона поставить 32 судна на 700 контейнерів типа TEU з двигунами 8 М43С, а також 13 судів на 880 контейнерів типа TEU з двигунами 9 М43С. Компанія The Dutch Damen Shipyards Group оснащує двигунами М43С універсальні вантажні судна водотоннажністю 14 000 тонн дедвейту і пороми на 800 контейнерів типа TEU. Компанія IHDA Europe Feeder володітиме 8 контейнеровозами на 800 контейнерів типа TEU кожен, які будуть побудовані на різних верфях і оснащені двигунами 8 М43С і 9 М43С. На верфях компанії Volharding будують 8 судів на 900 контейнерів типа TEU з тяговими двигунами 8 М43С. Як і на верфях компанії Sietas, інші верфі Німеччини, такі як Detlef Hegemann Rolandwerft, SSW Schichau Seebeck, Cassens and Peters Schiffbau, також встановлюють значну кількість двигунів М43С на контейнеровози, що будуються.

За перші десять років двигуни серії МАК М43 показали чудові експлуатаційні якості і стали користуватися широким визнанням на ринку. Поставка судна "Aidadiva" в 2005 році також ознаменувало вихід компанії Caterpillar Marine Power Systems (CMPS) на ринок великих круїзних суден. Aidadiva і п'ять майбутніх суден цієї серії оснащуються дизель-електричною тяговою системою з чотирма двигунами МАК 9М43С, що розвивають сукупну потужність 36000 кВт. Їх низька токсичність відпрацьованих газів, плавна робота і низька витрата палива високо цінуються як пасажирями, так і судновласниками. В той же час журнал замовлень двигунів для круїзних судів в компанії CMPS вже містить 66 двигунів серії М43С в рядній і V-

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						8
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

образній конфігураціях сукупною потужністю приблизно 700 МВт. Отже, коли сьогодні судновласникам і верфям доводиться вирішувати, який двигун встановити на нове судно, будь то контейнеровоз або розкішний лайнер, двигун МАК М43С однозначно входить в їх список.

Основні характеристики головного двигуна типу 6ЧН 43/61

Циліндрова потужність, кВт (максимальна тривала)	5400
Частота обертання колінчатого вала, хв ⁻¹	500
Діаметр циліндра/хід поршня, мм	430/610
Середня швидкість поршня, м/с	10,2
Число циліндрів, од	9
Середній ефективний тиск, МПа	2,44
Максимальний тиск згоряння, МПа	19,0
Тиск стиску, МПа	17,0
Тиск наддувочного повітря (надлишкове), МПа	0,41
Питома витрата повітря, м ³ /год	38900
Питома ефективна витрата палива, г/(кВт×год.)	176
Питома витрата масла, г/(кВт×год.)	0,6
Температура охолоджуючої води на виході, °С	80-90
Висота двигуна, мм	6566
Довжина двигуна, мм	8981
Ширина двигуна, мм	2904

Загальний вигляд двигуна марки 6ЧН43/61, що розглянуто у даному дипломному проекті показано на рис. 1.1.

При створенні двигуна особливе значення надавалося підвищенню ефективності його використання по наступних аспектах:

- експлуатаційній надійності (завдяки запобіганню корозії, зменшенню механічного зносу, числу з'єднань і, тим самим, зниженню можливості виникнення дефектів);

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						9
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

– низьким експлуатаційним витратам (що досягається унаслідок невеликої витрати палива, можливості використання важкого палива, малої витрати масла на чад, тривалого терміну служби деталей, простоти установки і нескладних штекерних з'єднань, зменшення трудовитрат при обслуговуванні, простих і добре доступних місць з'єднань);

– оптимальному екологічному режиму відповідно до розпоряджень міжнародних стандартів (за рахунок таких конструктивних заходів, як оптимізація камери згорання, наддуву, уприскування палива і великого ходу поршня).

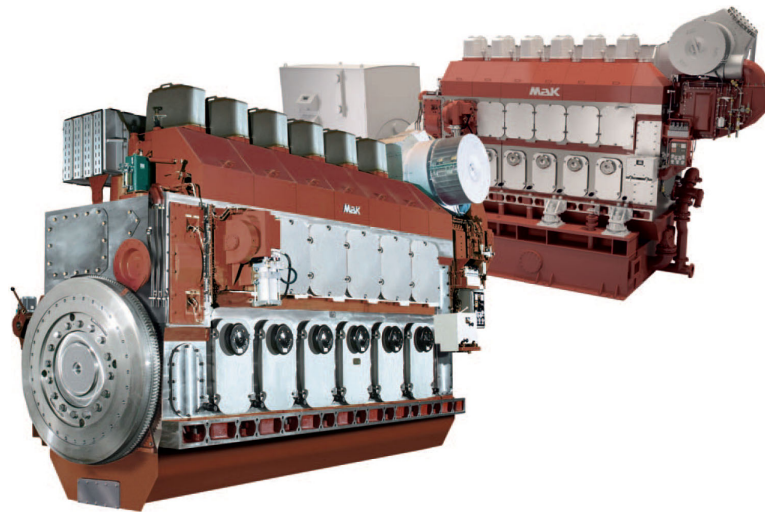


Рис. 1.1 – Загальний вигляд двигуна ЧН 43/61 (МАК М43)

Технічна концепція. Головний принцип конструкції двигуна М43 - надійність і простота. Двигун проектували з таким розрахунком, щоб на базі наявних технологій можна було перейти до подальшого форсування по середньому ефективному тиску і підвищенню циліндрових і агрегатних потужностей без зміни розмірів підшипників, товщини стінок, діаметрів валів, шестерень і так далі. Принцип «інтелігентна простота» найвиразніше виявляється в скороченні числа вузлів. Завдяки високій функціональній інтеграції в окремі вузли відпадає необхідність (в порівнянні з традиційними двигунами) приблизно в 40 % деталей, зокрема частин трубопроводів.

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		10

1.2. Опис конструкції двигуна 6ЧН 43/61

Блок-картер жорсткої конструкції, виконаний з чавуну з кулевидним графітом. Поперечні з'єднання різьбленням між блоком-картером і кришками підшипників забезпечують додаткову жорсткість. Блок-картер не містить води, що охолоджує, тому корозійні пошкодження виключені.

Циліндрова втулка охолоджується лише там, де це найбільш необхідно: у верхній частині довкола камери згорання. Канал наддувочного повітря вбудований в блок-картер. Наддувочне повітря поступає по каналах блоку-картера і сорочки водяного охолодження в кришці циліндра до впускних клапанів. При проведенні робіт на кришці циліндра відпадає необхідність в монтажі або демонтажі трубопроводу наддувочного повітря, отже, виключаються яка-небудь нещільність в з'єднанні трубопроводу або його руйнування.

Розподільний вал також вбудований в блок-картер. Для зменшення тертя і зносу штовхальники клапанів і ПНВТ приводяться в дію проміжним важелем. Для зміни за часом відкриття клапанів або зсуву моменту уприскування палива ці важелі легко регулюються шляхом їх установки на валу з ексцентриком (або введенням елементів електронного управління).

Маховик і привідна шестерня розподільного валу встановлені за допомогою конусної посадки на колінчастому валу методом гарячої запресовки. Шестерня кулачкового валу приводиться в дію проміжною шестернею. Витримані точно міжосьові відстані забезпечують простоту монтажу без установки зазору між зубами. Всі шестерні управляючого приводу загартовані. В складеного поршня верхня частина сталева, а нижня чавунна з кулевидним графітом, щоб забезпечити надійну передачу сил і тиску газів до 19 МПа і вище (максимальний тиск згорання). Канавки у верхній частині поршня для двох ущільнювачих і одного маслозємного кілець проходять індукційне гартування. Робоча поверхня верхнього кільця покрита спеціальним шаром і має відшліфовану сферичну форму. Таке

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		11

виконання канавок і кілець забезпечує тривалий термін служби і низьку витрату масла.

Циліндрова втулка завдяки жорсткому бурту стійка до деформації, вона забезпечена калібрувальною вставкою, що запобігає відкладенням коксу на втулці, що також збільшує термін служби і забезпечує низьку витрату масла на чад. Порожнини для розміщення приводу, на стороні муфти і демпфера крутильних коливань на стороні, протилежній муфті, утворені в блоці-картері і, таким чином, зменшують число вузлів двигуна і трудовитрати при монтажі.

Циліндрова втулка завдяки жорсткому буртику стійка до деформації, вона забезпечена калібрувальною вставкою, що запобігає відкладенням коксу на втулці, що також збільшує термін служби і забезпечує низьку витрату масла на чад. Порожнини для розміщення приводу, на стороні муфти і демпфера крутильних коливань на стороні, протилежній муфті, утворені в блоці-картері і, таким чином, зменшують число вузлів двигуна і трудовитрати при монтажі.

Оскільки інтеграція дає переваги при монтажі і технічному обслуговуванні, в процесі розробки двигуна М43 пошук вівся не лише у напрямі спрощення або розширення вже реалізованих рішень, але і для здійснення нових ідей. Подальше спрощення було досягнуте, зокрема, на кришці, що замикає порожнину зубчастої передачі, де масляний трубопровід був замінений на канавки в кришці, що дозволило виключити нещільність в масляних трубопроводах і їх руйнування. На панелі навішуються також насоси, які просто вставляються в них і затягуються кріпильними болтами. При цьому контролювати зазор між зубами не потрібно. Двигуни М43 відрізняються простотою і зручністю при монтажі на судні.

Всі робочі середовища: паливо, змащувальне масло і вода – підводяться з боку, де розміщується муфта, і їх трубопроводи досяжні. Паливні і масляні

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						12
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

фільтри навішуються прямо на двигун. ПНВТ «знають», в якій фазі чотиритактного циклу знаходиться зараз циліндр. Тому логічно, щоб функцію подачі пускового повітря виконував ПНВТ відповідного циліндра. Це реалізовується геометрично і конструктивно. Вбудовування золотникового розподільника в насос означає відмову від розподільника пускового повітря і повітряних трубопроводів, а отже зменшення об'єму монтажних робіт.

Найбільш багатофункціональним вузлом двигуна М43 є кришка (голівка) циліндра. Вона також виготовляється з чавуну з кулевидним графітом і завдяки подвійному днищу володіє високою жорсткістю, обумовленою формою.

Камера згорання і випускні клапани піддаються інтенсивному охолодженню. Це профілактична міра проти високотемпературної корозії. Два впускні і два випускні клапани кінетично зв'язані загальним коромислом, що полегшує установку зазору в приводі.

Щоб уникнути зайвих витрат при монтажі трубопроводів, передбачено поєднане підведення масла, води і повернення витоків палива. Прості штекерні з'єднання для підведення цих середовищ значно полегшують монтажні роботи.

Передбачені в достатній кількості радіальні входи для води в штекерні з'єднання, для її виходу і входу наддувочного повітря дозволяють демонтувати кришку циліндра не більше ніж за 30 хв. При монтажі кришка циліндра просто насаджується на сорочку водяного охолодження і центрується нею. Кришку затягують чотирма болтами за допомогою гідравлічного інструменту. Фірма МАК при конструюванні дизеля М43 провела необхідні розрахунки методом кінцевих елементів при різних навантаженнях (по частоті обертання, потужності і температурі) і вважає гарантією міцності і надійності конструкції, починаючи з таких відносно простих вузлів, як коромисло, і кінчаючи складними, як кришка циліндра

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						13
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

або блок-картер. Двигун М43 призначений для експлуатації в тропічних умовах і роботи на важкому паливі, тому його піддають спеціальним тропічним випробуванням.

При розробці трибологічної системи «циліндрова втулка - поршень - поршневе кільце» МАК застосовує ізотопний вимір зносу по методу тонких плівок. Поблизу ВМТ верхнього поршневого кільця, тобто в місці, де виникає найбільший знос, матеріал циліндрової втулки в машині за рахунок радіоактивного опромінення набуває радіоактивності. За допомогою детектора на працюючому двигуні вимірюють і оцінюють рівень активності. Вже через 100 ч можна отримати достовірні дані по очікуваному зносу. Таким чином, весь комплекс розроблених фірмою МАК конструкторських рішень направлений на реалізацію концепції: надійність і простота.

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						14
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ ДВИГУНА 6ЧН 43/61

2.1 Розрахунок робочого процесу двигуна

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках, особливо на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації [4]. Припустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

Зниження токсичності парів палива й мастила забезпечується надійною конструкцією паливної і масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску впливає на рівень надійності двигуна.

При конструюванні варто забезпечити, легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через циліндр.

Двигун не повинний бути захищений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити дизель, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог.

Застосування двигуна в складі дизельної електростанції обумовлює такі параметри, як частота обертання і потужність, вимоги до системи регулювання частоти обертання, особливо жорсткі, тому що необхідно забезпечити згоджену роботу на всіх режимах експлуатації.

Методика розрахунку робочого циклу двигуна

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

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		15

внутрішнього згоряння змінюється кількість робочого тіла, його склад і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догоряння 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 проєкті 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 [5].

На його основі можливо:

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

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						16
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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 [6].

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

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

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,1013$ МПа (стандартні атмосферні умови).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для СОД $\varepsilon = 11 \dots 15$. Приймаємо $\varepsilon = 15$.

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 [2]. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення $П_k$. З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,36$.

Показник адіабати повітря $k_s = 1,4$.

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

Адiabатний ККД турбіни $\eta_{m.ad} = 0,82$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. У СОД $\gamma_r = 0,02 - 0,08$. Приймаємо $\gamma_r = 0,025$.

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						17
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначити після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для МОД і СОД $\xi_z=0,75-0,94$; $\xi_b=0,86-0,98$. Приймаємо $\xi_z = 0,92$; $\xi_b = 0,95$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = 1,3 \dots 2,0$. Для МОД $\lambda = 1,05-1,35$. 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 $\Delta T_a = 15$ К.

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

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

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах 600...900 К. Приймаємо $T_r = 800$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться для двигуна, який працює на НФО (heavy fuel oil) – важкому паливі. Масовий склад пального [7]:

Вуглець – С = 0,87 кг;

Водень – Н = 0,126 кг;

Сірка – S = 0 кг;

Кисень – О = 0,004 кг.

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

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

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		18

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 заданою отриманої в результаті розрахунку потужності не перевищувала 0,5%. Для двигунів, що мають вільний газотурбінний наддув, при розрахунку циклу двигуна необхідно забезпечити баланс потужності турбіни і компресора турбокомпресора.

Забезпечення необхідного балансу отримувалось шляхом підбору таких значень коефіцієнта надлишку повітря α і тиск повітря за компресором турбокомпресора P_k , при якому потужність газової турбіни була рівній потужності компресора, насадженого на загальний з турбіною вал турбокомпресора. При цьому різниця між підбраним і дійсним значенням P_k (отриманим в результаті розрахунку циклу) не перевищувала 0,5%. В якості прикладу, представимо повний розрахунок номінального режиму роботи двигуна.

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,41}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,81} \right] = 470,825$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 470,825 - 0,8 \times (470,825 - 293) = 328,565$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$\text{Тиск пові: } T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{328,565 + 15 + 0,025 \times 800}{1 + 0,025} = 354,698$$

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,41 - 0,004 = 0,406$$

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						19
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,97 \times P_s = 0,97 \times 0,406 = 0,394$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{15}{15 - 1} \times \frac{0,394}{0,406} \times \frac{328,565}{354,698} \times \frac{1}{1 + 0,025} \times (1 - 0) = 0,939$$

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, згоряння 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_l величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі.

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

$$n_l = 1,361$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_l} = 0,394 \times 15^{1,361} = 15,702$$

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						20
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1-1} = 354,698 \times 15^{1,361-1} = 942,816$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,36}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,167$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,167} = 1,027$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,027 + 0,025}{1 + 0,025} = 1,026$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,92}{0,95} = 0,968$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,027 - 1}{1 + 0,025} \right) \times 0,968 = 1,026$$

Максимальна температура згоряння, К

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

$$T_z = \frac{C}{A \times T_c + B}$$
$$A = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times b_z$$

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

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

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						21
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$T_z = 1823$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,2 \times 15,702 = 18,843$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,026}{1,2} \times \frac{1823,359}{942,816} = 1,653$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1,653} = 9,075$$

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

$$n_2 = 1,284$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1823,359 \times \frac{1}{9,075^{1,284-1}} = 974,636$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						22
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{18,843}{9,075^{1,284}} = 1,11$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$= \frac{15,702}{15 - 1} \times \left[1,2 \times (1,653 - 1) + \frac{1,2 \times 1,653}{1,284 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{9,073^{1,284 - 1}} \right) - \frac{1}{1,361 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{15^{1,361 - 1}} \right) \right] = 2,587$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2,587 \times 0,99 \times (1 - 0) = 2,561$$

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

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,406 \times 0,939}{2,36 \times 0,495 \times 328,565 \times 2,561} = 0,168$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,168 \times 42700} = 0,502$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 2,561 \times 0,95 = 2,433$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,502 \times 0,95 = 0,477$$

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

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						23
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,168}{0,95} = 0,177$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,43^2 \times 0,61 \times 0,5 \times 2,433 \times 500 \times 6 = 5403,595$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{5403,595 - 5400}{5403,595} = +0,067\%$$

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

Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

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

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

$$= \left(\frac{3,14 \times 0,43^2}{4} \right) \times 0,61 \times \left(\frac{0,406 \times 10^6}{287 \times 328,565} \right) \times 0,939 \times 6 \times 0,5 \times \left(\frac{500}{60} \right) \times 1 = 8,956$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 8,956 + 0,177 \times \frac{8105,39}{3600} = 9,221$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

Температура газу перед $P_r = \tilde{\psi}_t \times P_k = 0,805 \times 0,41 = 0,33$

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2 - 1}{n_2}} = 974,636 \times \left(\frac{0,33}{1,11} \right)^{\frac{1,284 - 1}{1,284}} = 745,332$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0] + (0,79 \times \alpha \times L_0) =$$

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		24

$$= \left(\frac{0,87}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + [0,21 \times (2,36 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 2,36 \times 0,495) = 1,2$$

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

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \times M_s \times 189} + \frac{H}{2 \times M_s \times 461,6} + \frac{0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0}{M_s \times 259,8} + \frac{0,79 \times \alpha \times L_0}{M_s \times 296,8}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{0,87}{12 \times 1,2 \times 189} + \frac{0,126}{2 \times 1,2 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (2,36 - 1) \times 0,495}{1,2 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 2,36 \times 0,495}{1,2 \times 296,8}} = 287,457$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,791 + 0,003 \times 745,332) + 8,314}{19,791 + 0,003 \times 745,332} = 1,377$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

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

$$= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,377}{1,377 - 1} \right) \times 287,457 \times 745,332 \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,33}{0,101} \right)^{\frac{1,377 - 1}{1,377}}} \right] \times 0,98 \times 0,82 \times 9,221}{8,956 \times 287 \times 293 \times \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \times \frac{1}{0,81}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 4,059$$

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						25
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Дійсний тиск надуву, МПа

$$P_{kd} = \Pi_{\kappa} \times P_0 = 4,059 \times 0,101 = 0,411$$

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,411 - 0,41}{0,411} = 0,2\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданим і отриманим в результаті розрахунку тиском надуву не перевищує 0,5%.

2.2 Розрахунок 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:

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

– для процесу розширення:

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

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

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані, які приведені в табл. 2.1, результати розрахунків наведено в табл. 2.2.

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						26
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.1 – Основні дані для побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,361
Показник політропи розширення n_2	1,284
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	15,702
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	18,843
Ступінь попереднього розширення ρ	1,653
Ступінь стиснення ε	15

Таблиця 2.2 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	18,84	
1,00	15,70	18,84
1,65	7,92	18,84
2,32	4,99	12,19
2,99	3,54	8,81
3,66	2,69	6,80
4,32	2,14	5,48
4,99	1,76	4,56
5,66	1,48	3,88
6,32	1,28	3,36
6,99	1,11	2,96
7,66	0,98	2,63
8,33	0,88	2,36
8,99	0,79	2,14
9,66	0,72	1,95
10,33	0,65	1,79
11,00	0,60	1,65
11,66	0,55	1,53

12,33	0,51	1,43
13,00	0,48	1,33
13,67	0,45	1,25
14,33	0,42	1,18
15,00	0,39	1,11
15,00		0,39

Індикаторна діаграма двигуна представлена на рис. 2.1.

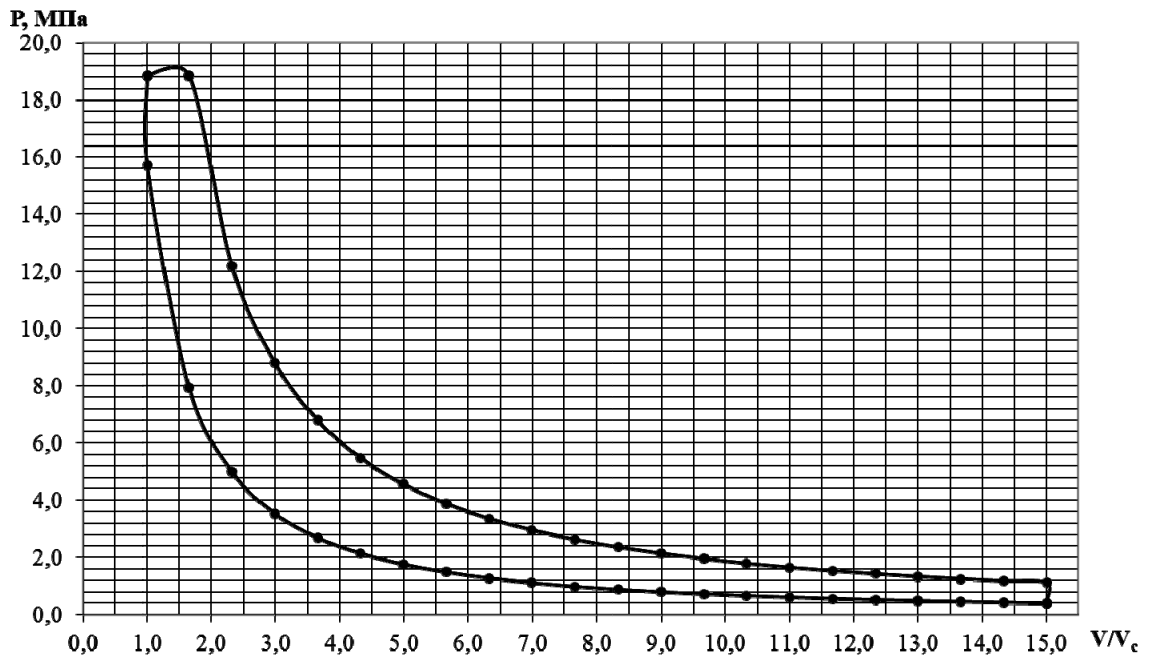


Рис. 2.1 – Індикаторна діаграма

2.3 Аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу

В результаті розрахунків отримана математична модель циклу двигуна типу 6ЧН43/61, який має основні параметри, що надаються у табл. 2.3.

Згідно з значенням тиску наддуву ($P_k = 4,0$) двигун належить до машин с високим тиском наддуву [3].

Згідно з середнім ефективним тиском ($P_e = 2,433$ МПа) двигун має високе значення форсування по цьому параметру.

Згідно з значенням ($\eta_e = 0,477$ двигун відповідає високому рівню економічності, йому ж відповідає отримане значення ($g_e = 0,177$ кг/кВт•год).

Таблиця 2.3 – Основні параметри двигуна типу 6ЧН43/61

Ефективна потужність	N_e	кВт	5400
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	2,433
Тиск робочого тіла в точці z	P_z	МПа	18,843
Тиск газів перед турбіною	P_t	МПа	0,33
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,41
Температура повітря в ресивері	T_s	К	328,565
Температура робочого тіла в точці z	T_z	К	1823
Температура газів перед турбіною	T_t	К	745
Коефіцієнт надлишку повітря	α		2,36
Питома витрата палива	g_e	кг/кВт·час	0,177
Ефективний ККД	η_e		0,477

По величині максимального тиску при згорянні ($P_z = 18,843$ МПа) двигун відповідає високому рівню цього параметра для двигунів великого форсування по P_k та P_e , тож його конструкція відповідає умові працездатності.

По величині максимальної температури циклу ($T_z = 1823$ К) двигун задовольняє умовам екологічності та термічної стійкості звичайної конструкції.

По величині температури газів перед турбіною (745 К) конструкція відповідає умовам нормальної роботи турбіни для таких двигунів.

Таким чином, робочий цикл двигуна характеризується середнім рівнем форсування по наддуву і середньому ефективному тиску, двигун відповідає вимогам щодо економічності та екологічності, він задовольняє вимогам до працездатності конструкції [11].

2.4 Динамічний розрахунок двигуна

При вивченні динамічних явищ у ДВЗ у першу чергу розглядають сили від тиску газів P_r і сили інерції P_j . Сумарна сила є рушійна сила [8]:

$$P_{руш} = P_r + P_j.$$

При повороті колінчастого валу сумарна сила може бути розкладена на складові (рис. 2.2).

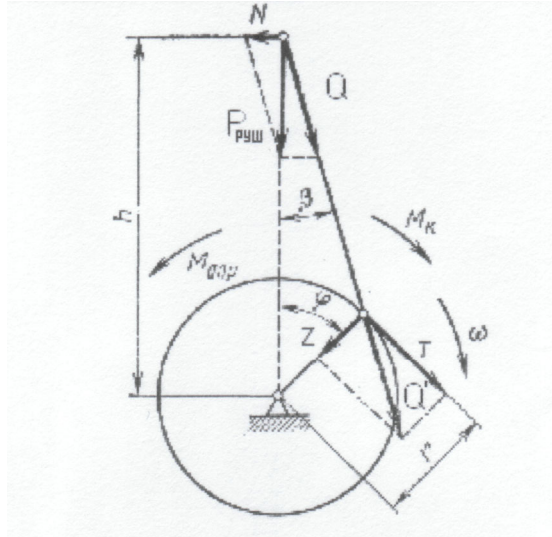


Рис. 2.2 – Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Сили інерції зворотно-поступальних рухомих мас обчислюють за формулою:

$$P_j = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

Сила інерції обертових мас діє по радіусу кривошипа і визначається по формулі:

$$P_r = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r$$

Сили тиску газів в циліндрі двигуна залежно від ходу поршня визначають по індикаторній діаграмі, побудованій за даними теплового розрахунку або отриманій експериментально.

Сила тиску газів на поршень, яка діє по осі циліндра, дорівнює:

$$P_r^x = (P_x - P_0) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

Сила, яка діє по осі кривошипа, дорівнює:

$$Z = P_w \cdot \cos(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \cos(\varphi + \beta)$$

Дотична сила визначається формулою:

$$T = P_w \cdot \sin(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

Добуток сили T на радіус r називають крутним моментом двигуна:

$$M_k = T \cdot r = r \cdot \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

У табл. 2.4 представлені необхідні параметри для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок виконаний за допомогою програми Excel і представлений в табл. 2.5 – 2.6. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 2.3 – 2.5.

На рис. 2.3 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. 2.4 N – нормальна сила, яка притискує поршень до втулки; Z – сила, що діє по осі кривошипа; T – дотична сила.

На рис. 2.5 T_E – сумарні дотичні сили, T_{cpE} – середнє значення сумарних дотичних сил.

Таблиця 2.4 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,43
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	500
Максимальний тиск згоряння	МПа	P _z	18,843
Тиск на початку стиску	МПа	P _a	0,394
Тиск наддуву	МПа	P _k	0,41
Тиск залишкових газів	МПа	P _г	0,6
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,236
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	425

Радіус кривошипа	м	r	0,305
Ступінь стиснення		ε	15
Показник політропи стиснення		n_1	1,361
Показник політропи розширення		n_2	1,284
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,653
Кількість циліндрів		i	6

Таблиця 2.5 – Результати динамічного розрахунку

φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	0,4100	-3,0231	-2,6131	0,0000	-2,6131	0,0000
20	0,4100	-2,7406	-2,3306	-0,1885	-2,1256	-0,9743
40	0,4100	-1,9739	-1,5639	-0,2391	-1,0443	-1,1884
60	0,4100	-0,9343	-0,5243	-0,1087	-0,1680	-0,5084
80	0,4100	0,1177	0,5277	0,1249	-0,0314	0,5414
100	0,4100	0,9671	1,3771	0,3260	-0,5601	1,2996
120	0,5267	1,5116	2,0382	0,4225	-1,3850	1,5539
140	0,4456	1,7734	2,2190	0,3392	-1,9179	1,1665
160	0,4059	1,8562	2,2622	0,1830	-2,1883	0,6017
180	0,3940	1,8687	2,2627	0,0000	-2,2627	0,0000
200	0,4059	1,8562	2,2622	-0,1830	-2,1883	-0,6017
220	0,4456	1,7734	2,2190	-0,3392	-1,9179	-1,1665
240	0,5267	1,5116	2,0382	-0,4225	-1,3850	-1,5539
260	0,6826	0,9671	1,6498	-0,3905	-0,6710	-1,5569
280	0,9965	0,1177	1,1142	-0,2637	-0,0662	-1,1431
300	1,7018	-0,9343	0,7674	-0,1591	0,2460	-0,7441
320	3,5559	-1,9739	1,5820	-0,2418	1,0564	-1,2022
340	8,8950	-2,7406	6,1544	-0,4978	5,6129	-2,5727
360	15,7093	-3,0231	12,6862	0,0000	12,6862	0,0000

380	18,8430	-2,7406	16,1024	1,3026	14,6858	6,7314
400	8,8453	-1,9739	6,8714	1,0504	4,5886	5,2215
420	4,4133	-0,9343	3,4790	0,7211	1,1150	3,3734
440	2,6638	0,1177	2,7815	0,6584	-0,1654	2,8536
460	1,8642	0,9671	2,8313	0,6702	-1,1516	2,6719
480	1,4595	1,5116	2,9711	0,6158	-2,0189	2,2651
500	1,2466	1,7734	3,0200	0,4617	-2,6102	1,5876
520	1,1417	1,8562	2,9979	0,2425	-2,9000	0,7975
540	1,1100	1,8687	2,9786	0,0000	-2,9786	0,0000
560	1,1417	1,8562	2,9979	-0,2425	-2,9000	-0,7975
580	1,2466	1,7734	3,0200	-0,4617	-2,6102	-1,5876
600	1,4595	1,5116	2,9711	-0,6158	-2,0189	-2,2651
620	0,6000	0,9671	1,5671	-0,3709	-0,6374	-1,4789
640	0,6000	0,1177	0,7177	-0,1699	-0,0427	-0,7363
660	0,6000	-0,9343	-0,3343	0,0693	-0,1072	0,3242
680	0,6000	-1,9739	-1,3739	0,2100	-0,9175	1,0440
700	0,6000	-2,7406	-2,1406	0,1732	-1,9523	0,8948
720	0,6000	-3,0231	-2,4231	0,0000	-2,4231	0,0000

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

			Кут заклинки		φ_3°	120		
φ°	T_E						T_E	T_{cp}
	Номер циліндра							
	1	2	3	4	5	6		
0	0,000	1,465	-1,554	0,000	2,265	-1,610	0,566	2,281
10	-0,544	1,351	-1,614	3,401	1,951	-1,621	2,925	2,281
20	-0,974	1,148	-1,557	6,731	1,588	-1,479	5,457	2,281
30	-1,203	0,890	-1,388	6,680	1,197	-1,177	4,998	2,281
40	-1,188	0,603	-1,143	5,222	0,797	-0,736	3,554	2,281
50	-0,938	0,303	-0,894	4,078	0,398	-0,209	2,738	2,281
60	-0,508	0,000	-0,744	3,373	0,000	0,324	2,445	2,281
70	0,016	-0,302	-0,814	3,012	-0,329	0,770	2,355	2,281
80	0,541	-0,602	-1,202	2,854	-0,653	1,044	1,982	2,281
90	0,987	-0,895	-1,902	2,770	-0,965	1,089	1,085	2,281
100	1,300	-1,166	-2,573	2,672	-1,248	0,895	-0,121	2,281
110	1,457	-1,396	-2,211	2,509	-1,474	0,503	-0,612	2,281
120	1,465	-1,554	0,000	2,265	-1,610	0,000	0,566	2,281
							27,372	

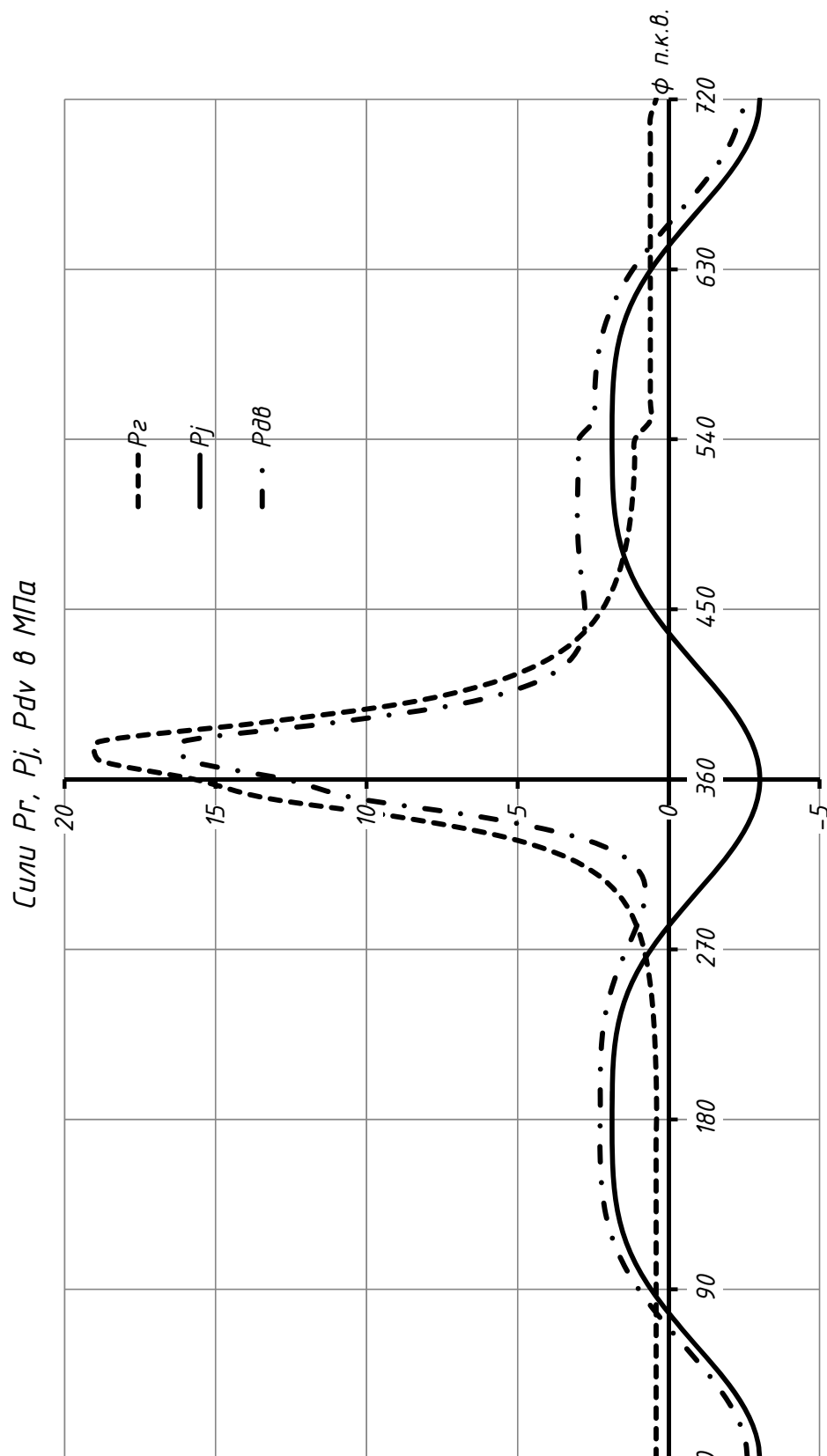


Рис. 2.3 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ

Аркуш

35

Сили N , Z , T в МПа.

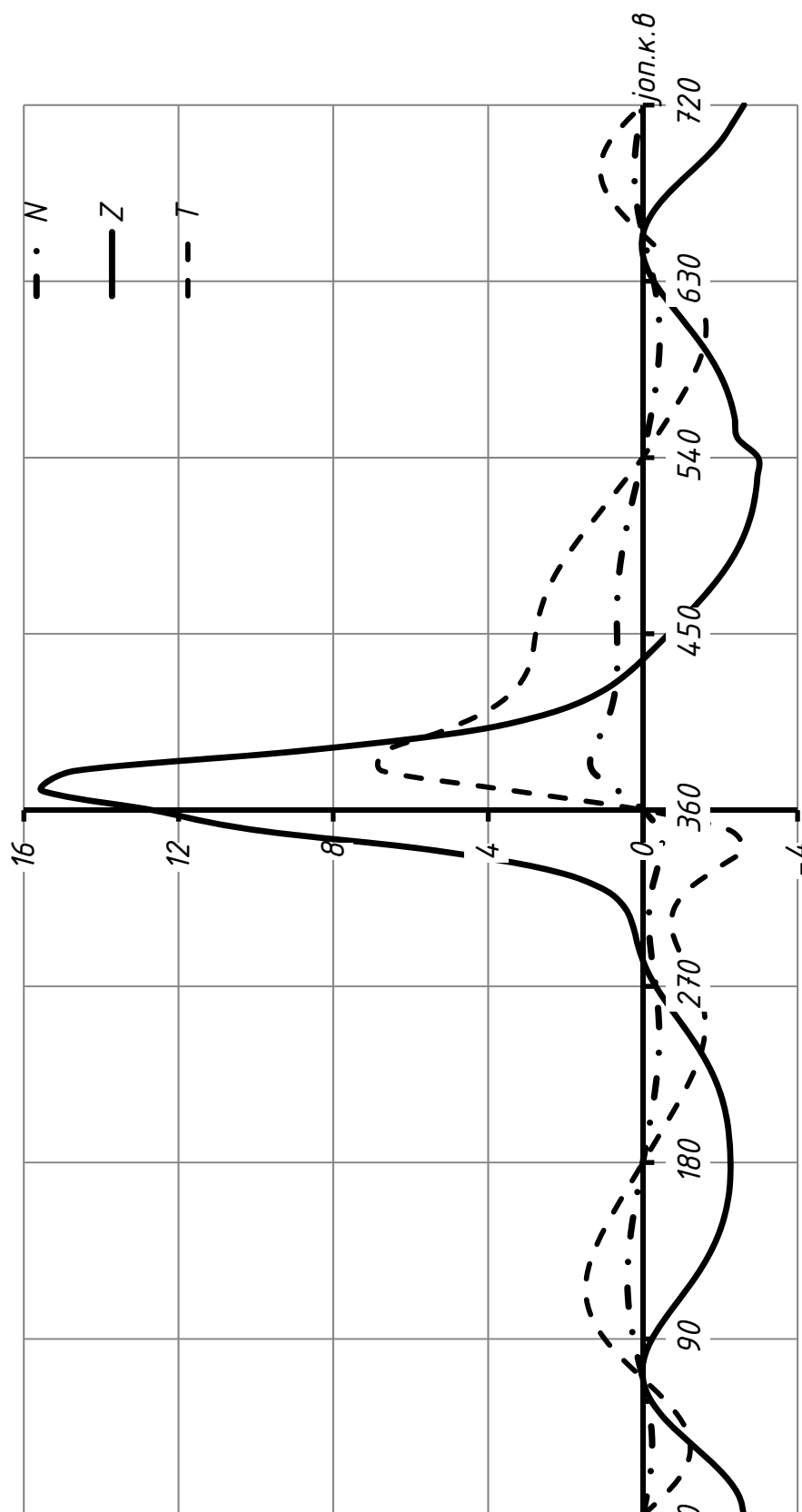


Рис. 2.4 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ

Аркуш

36

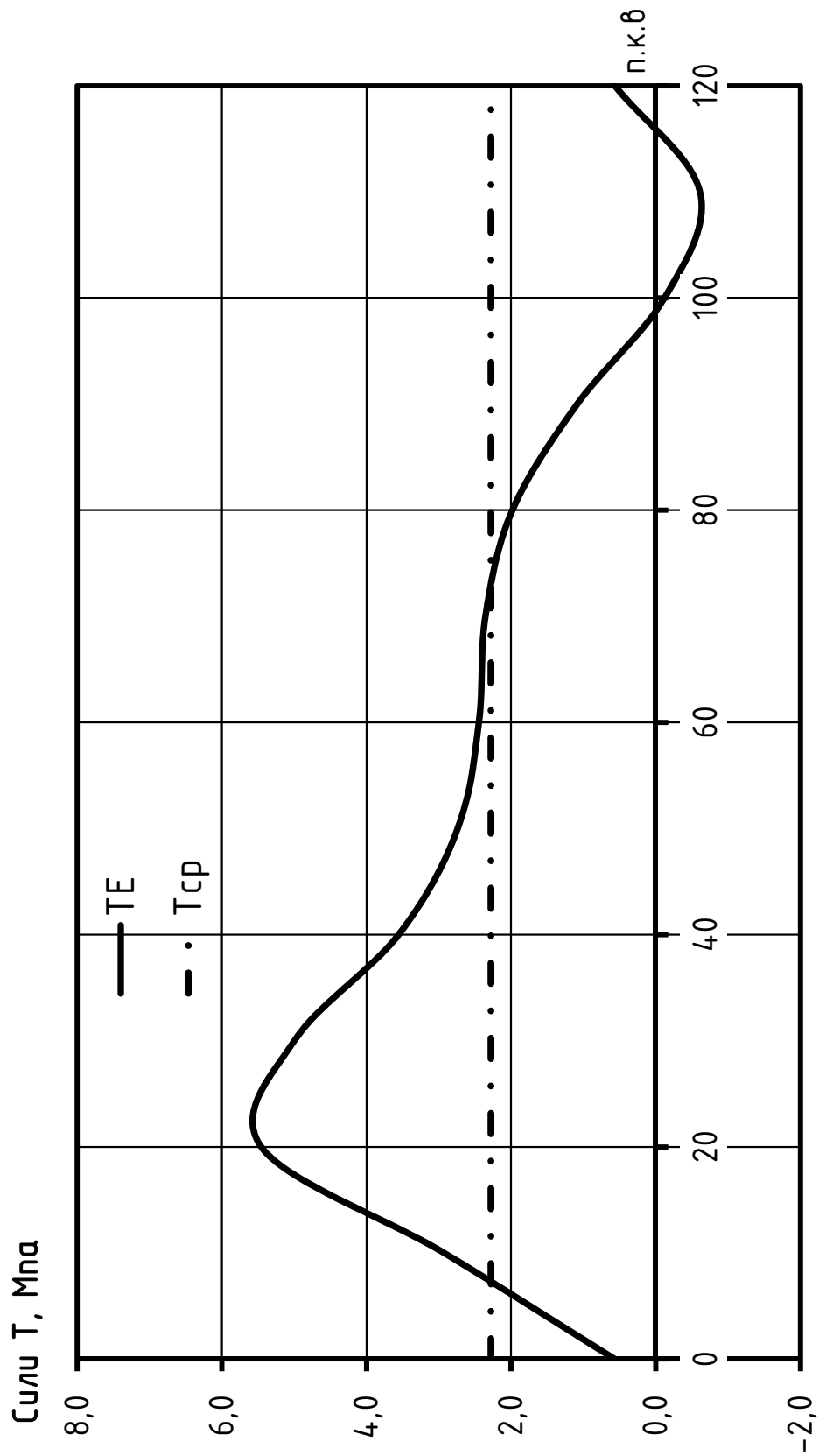


Рис. 2.5 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

2.5 Розрахунок систем, які обслуговують двигун

Паливна система

Паливна система (рис. 2.6) призначена для прийому, зберігання, перекачки, очистки і подачі палива, призначеного для двигуна.

На двигуні 6ЧН 43/61 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).

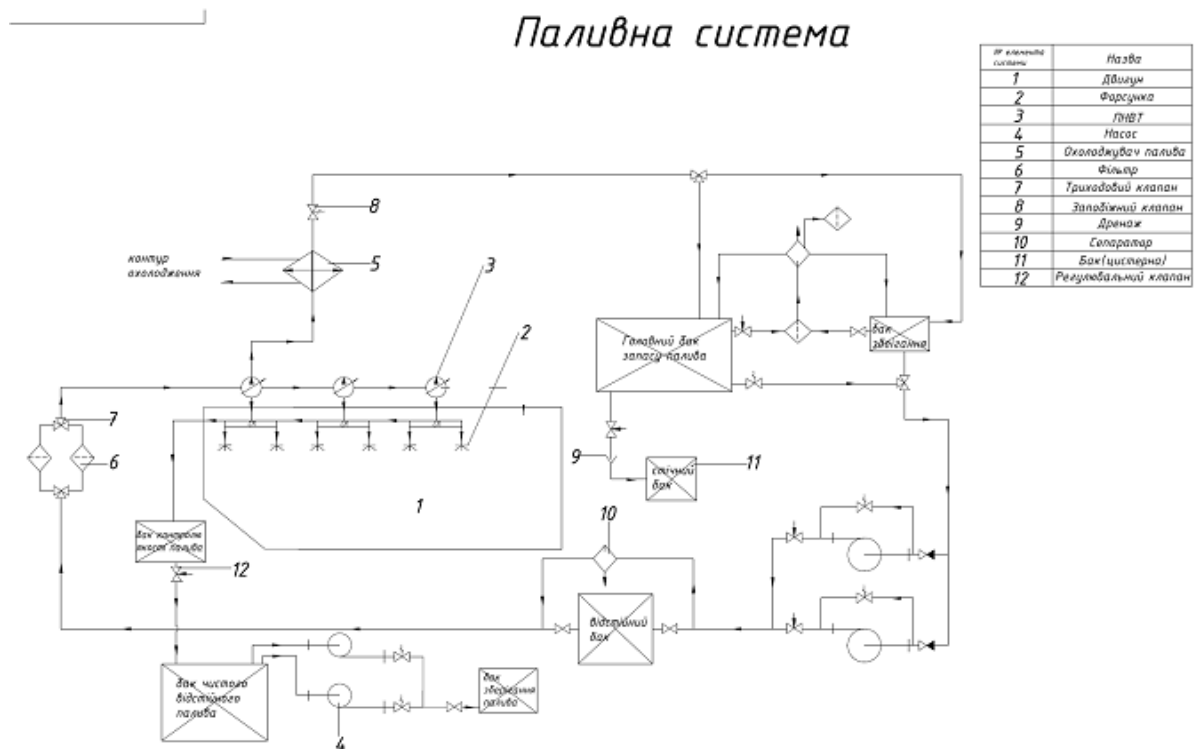


Рис. 2.6 – Паливна система двигуна

Розрахункова частина

Циклова подача палива:

$$g_{\text{ц}} = \frac{g_e \cdot N_e}{i \cdot 60 \cdot n_{\text{дв}} \cdot z}, \text{ кг/цикл}$$

де $g_e = 0,177 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$ – питома витрата пального;

$N_e = 5400$ кВт – потужність двигуна;

$z = 0,5$ коефіцієнт тактності;

$n_{\text{дв}} = 500$ об/хв. – частота обертанні двигуна;

$i = 6$ – кількість циліндрів.

$$g_u = 0,01448 \text{ кг/цикл}$$

Запас палива:

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

де $K_{\text{м}} = 1,1 - 1,2$ – коефіцієнт морського запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива із-за обростання корпусу, зміни курсу, вітру і т.д.;

τ_x – час ходового режиму, год.

Час ходового режиму визначаємо за формулою:

$$\tau_x = \frac{L}{V}, \text{ год}$$

де $L = 15000$ миль – дальність плавання;

$V = 15$ вузлів – швидкість хода, вузлів;

$$\tau_x = \frac{15000}{15} = 1000 \text{ год}$$

$$G_{\text{п}} = 3823 \text{ т}$$

Місткість всіх цистерн запасу палива, м³:

$$\Sigma V_{\text{п}} = \frac{G_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}}} \cdot K_1 \cdot K_2$$

де $\rho_{\text{п}}$ – густина палива (приймається $\rho_{\text{п}} = 0,85 \text{ т / м}^3$);

K_1 – коефіцієнт загромодження, враховуючий загромодження відсіків або цистерн елементами конструкції (приймається $K_1 = 1,02 - 1,05$);

K_2 – коефіцієнт, враховуючий «мертвий» об'єм цистерни (приймається $K_2 = 1,05$).

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						39
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Sigma V_{\Pi} = \frac{3823}{0,95} \cdot 1,02 \cdot 1,05 = 4310 \text{ м}^3$$

Продуктивність паливонідкачувального насоса:

$$W_{\Pi\Pi\Pi} = K \cdot \frac{N_e \cdot g_e}{\rho_{\Pi}}, \text{ м}^3/\text{ч}$$

де K – коефіцієнт запасу подачі (приймається $K = 2 - 3$ із умови зносу в експлуатації, забезпечення рециркуляції палива через насос високого тиску, якщо така передбачена, і забезпечення перепуску палива для підтримання необхідного тиску перед насосами високого тиску).

$$W_{\Pi\Pi\Pi} = 8177 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Потужність приводу паливонідкачувального насосу, кВт:

$$N_{\Pi\Pi\Pi} = 0,272 \cdot \frac{W_{\Pi\Pi\Pi} \cdot H \cdot \rho_{\Pi\Pi}}{\eta_{\Pi}} \cdot 10^{-5},$$

де H – напор насосу, м (приймається $H = 30 - 60$ м);

η_{Π} – ККД насосу (для шестерневих насосів, $\eta_{\Pi} = 0,70 - 0,75$).

$$N_{\Pi\Pi\Pi} = 0,272 \cdot \frac{8177 \cdot 30 \cdot 0,85}{0,75} \cdot 10^{-5} = 0,75 \text{ кВт}$$

Площа поверхні фільтруючих елементів, м²:

$$F_{\Phi} = \frac{W_{\Pi\Pi\Pi}}{3600 \cdot K_{\text{жп}} \cdot v},$$

где $K_{\text{жп}} \approx 0,2 - 0,3$ – коефіцієнт живого перетину;

$v = 0,02 - 0,05$ – допустима швидкість фільтрації, м/с;

$$F_{\Phi\text{го}} = \frac{8177}{3600 \cdot 0,3 \cdot 0,05} = 151 \text{ м}^2$$

Пропускна здатність сепаратора, м³/год:

$$W_{\Pi.3} = \frac{B_{\text{д}}}{\rho_{\Pi} \cdot n \cdot \tau},$$

де $B_{\text{д}}$ – добова витрата пального, кг/добу;

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						40
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

n – кількість сепараторів;

$\tau = 8 - 12$ год – час роботи сепаратора.

$$B_d = 24 \cdot g_e \cdot N_e,$$

$$B_o = 83405 \text{ кг/добу}$$

$$W_{п.з} = \frac{83405}{850 \cdot 1 \cdot 12} = 8,177 \text{ м}^3/\text{год}$$

Параметри плунжера ПНВТ:

Хід плунжера:

$$h_r = \frac{c_m \cdot \varphi_r}{6 \cdot n} \cdot 10^2, \text{ см}$$

де c_m – середня швидкість плунжера, яка складає:

$$c_m = 0,7 - 1,5 \text{ м/сек}$$

$\varphi_r = 15^\circ$ – геометрична тривалість впорскування палива.

$$h_r = \frac{1,2 \cdot 15}{6 \cdot 500} \cdot 10^3 = 6 \text{ см}$$

Діаметр плунжера:

$$d_n = 1,13 \sqrt{\frac{g_u}{h_r \cdot \gamma_n \cdot \eta_v}}$$

де $\gamma_n = 0,85 \text{ г/см}^3$ – питома вага палива;

$\eta_v = 0,7 - 0,9$ – коефіцієнт подачі, приймаємо $\eta_r = 0,85$

$$d_n = 1,13 \sqrt{\frac{0,01448 \cdot 10^3}{0,6 \cdot 0,85 \cdot 0,85}} = 6,5 \text{ см}$$

Основні розміри форсунок:

Основні розміри і кількість соплових отворів розпилювача залежать від кількості палива, що подається за цикл, тривалості подачі і тиску впорскування:

Найбільша циклова подача палива, г/цикл:

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						41
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$g_{\text{цmax}} = 1,35 \frac{g_e \cdot N_{e\text{ц}}}{60 \cdot n_{\text{дв}} \cdot z}, \text{ кг/цикл}$$

де

$$g_{\text{цmax}} = 1,35 \frac{0,177 \cdot 1200}{60 \cdot 428 \cdot 0,5} = 0,01955 \text{ кг/цикл}$$

Час впорскування палива, с:

$$\tau_{\text{вп}} = \frac{\varphi_{\text{д}}}{6 \cdot n_{\text{дв}}}$$

де $\varphi_{\text{д}} = 15 - 35^\circ$ – дісна тривалість впорскування;

$$\tau_{\text{вп}} = \frac{15}{6 \cdot 500} = 0,005 \text{ с}$$

Середня умовна швидкість впорскування, м/с:

$$v_{\text{вп}} = \mu_c \cdot 10^2 \sqrt{2 \frac{p_{\text{ф}} - p_{\text{ц}}}{\gamma_{\text{п}}}}$$

де $p_{\text{ф}}, p_{\text{ц}}$ – середні тиски палива і газів у циліндрі МПа;

μ_c – коефіцієнт витікання із соплових отворів. Лежить в діапазоні

$\mu_c = 0,6 \dots 0,9$. Приймаємо $\mu_c = 0,9$

$$v_{\text{вп}} = 0,9 \cdot 10^2 \sqrt{2 \frac{16 - 2,65}{0,85}} = 504 \text{ м/с}$$

Сумарна площа соплових отворів, м²:

$$f_c = \frac{g_{\text{max}}}{v_{\text{п}} \cdot \tau \cdot 10^2} = \frac{0,01955}{504 \cdot 0,005 \cdot 10^2} = 7,76 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

Діаметр одного соплового отвору, мм;

$$d_c = 1,13 \sqrt{\frac{f_c}{i_c}} = 1,13 \sqrt{\frac{7,76 \cdot 10^{-5}}{6}} \cdot 10^3 = 4,06 \text{ мм}$$

де i_c – кількість соплових отворів;

Довжина соплового отвору: $\varphi_{\text{д}} = (3 \dots 4) \cdot d_c = 3 \cdot 4,06 = 12,18 \text{ мм}$.

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						42
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Система змащення

Система змащення (рис. 2.7) 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 охолоджуваний простір поршня.

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

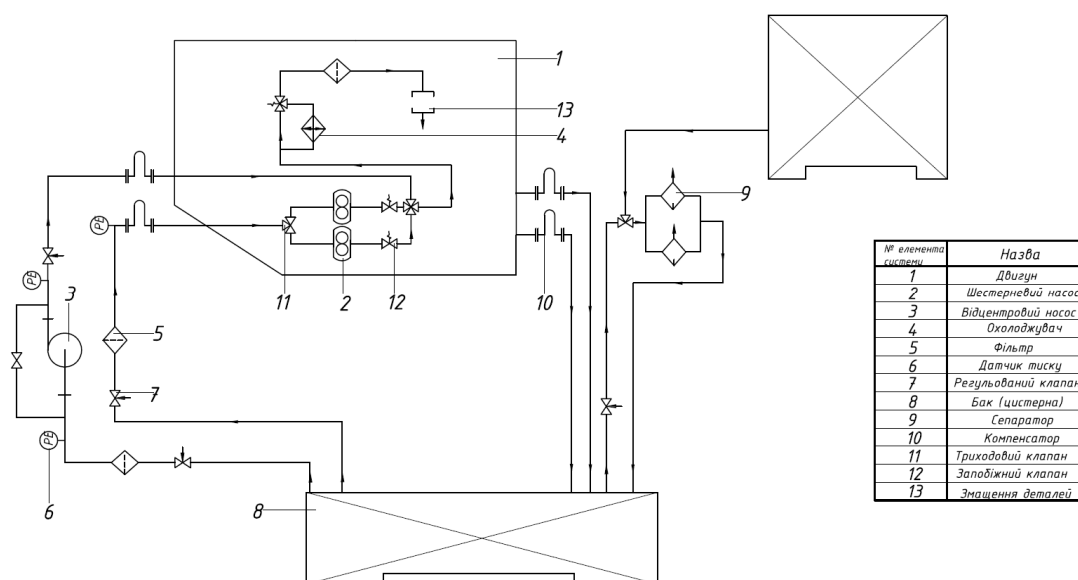


Рис. 2.7 – Система змащення

Розрахункова частина

Розрахунок основного запасу масла:

$$G_{\text{цм}}^{\text{д}} = K_{\text{м}} [g_{\text{м}} \cdot N_{\text{е}} \cdot \tau_{\text{х}} + G_{\text{сц}} \cdot (K + 1)] \cdot 10^{-3}, \text{ т}$$

де $K_{\text{м}} = 1,1 - 1,2$ – коефіцієнт морського запасу;

$g_{\text{м}}$ – питома витрата масла головного двигуна, г/(кВт·год);

$N_{\text{е}}$ – потужність головного двигуна, кВт;

$G_{\text{сц}}$ – кількість масла в циркуляційній системі двигуна, кг;

K – кількість змін масла в системі за рейс; при $\tau_{\text{х}} / \tau_{\text{м}} \leq 1$ приймають

$K = 1,0$; при $\tau_{\text{х}} / \tau_{\text{м}} > 1$ значення K округлюють до ближчого більшого числа;

$\tau_{\text{х}}$ – ходовий час, год;

$\tau_{\text{м}}$ – термін служби масла згідно ТУ, год ($\tau_{\text{м}} = 10000$ год);

$$\tau_{\text{х}} / \tau_{\text{м}} = \frac{1000}{10000} = 0,1$$

тоді $K = 1,0$

$$G_{\text{цм}}^{\text{д}} = 126 \text{ т}$$

Ємкість цистерни основного запасу, м³:

$$V_{\text{оз}} = \frac{G_{\text{цм}}^{\text{д}}}{\rho_{\text{м}}} \cdot K_1 \cdot K_2,$$

де $\rho_{\text{м}}$ – густина масла ($\rho_{\text{м}} = 0,87 \text{ т / м}^3$);

K_1 – коефіцієнт загромодження цистерни ($K_1 = 1,02 - 1,05$);

K_2 – коефіцієнт «мертвого» об'єму цистерни ($K_2 = 1,05$).

$$V_{\text{оз}} = \frac{126}{0,87} \cdot 1,02 \cdot 1,05 = 155 \text{ м}^3$$

Розрахунок продуктивності масляного насоса, м³/год:

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						44
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W_{\text{пн}} = K_v \cdot (W_1 + W_2)$$

де $K_v = 1,2 \dots 1,5$ – коефіцієнт запасу подачі. Приймаємо $K_v = 1,5$.

$$W_1 = \frac{Q_{\text{тр}}}{c_m \rho_m \Delta t_m}, \text{ м}^3/\text{год} - \text{протік масла для відводу } Q_{\text{тр}};$$

$$W_2 = \frac{Q_{\text{п}}}{c_m \rho_m \Delta t_n}, \text{ м}^3/\text{год} - \text{протік масла через поршні.}$$

$$Q_{\text{тр}} = 3600 \cdot N_e \cdot \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \cdot \alpha_{\text{тр}} = 2413 \cdot 10^3 \text{ кДж/год},$$

де $\eta_m = 0,928$ – механічний ККД двигуна.

$\alpha_{\text{тр}} = 0,4 \dots 0,45$ – доля теплоти, що сприймає масло;

$$Q_{\text{п}} = \alpha_{\text{п}} \cdot g_{\varepsilon} \cdot N_{\varepsilon} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 7420 \cdot 10^3 \text{ кДж/год},$$

де $\alpha_{\text{тр}} = 0,04 \dots 0,05$ – доля теплоти, що сприймає масло при охолодженні поршнів;

де $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 42700 \text{ кДж/кг}$ – нижча теплота згоряння палива.

$c_m = 1,67 \dots 2,01$ – доля теплоти, що сприймає масло, кДж/(кг·К);

$\Delta t_m = t_{2m} - t_{1m} = 5 \dots 8 \text{ К}$ – різниця температур вихідного і вхідного масла в двигун.

$\Delta t_{\text{п}} \approx 15 \text{ К}$ – перепад температур масла;

Тоді отримуємо:

$$W_1 = \frac{2413 \cdot 10^3}{1,7 \cdot 870 \cdot 7} = 233,07 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$W_2 = \frac{7420 \cdot 10^3}{1,7 \cdot 870 \cdot 15} = 334,46 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$W_{\text{пн}} = 1,5 \cdot (233,07 + 334,46) = 851,3 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Розрахунок площі фільтруючого елемента $F_{\text{фго}}, \text{ м}^2$:

$$F_{\text{фго}} = \frac{W_{\text{пн}}}{3600 \cdot K_{\text{жп}} \cdot v_m}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						45
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

де $v_m = 0,02 \dots 0,02 \text{ м/с}$ – допустима швидкість масла для сітчатих фільтрів.

$K_{жп} \approx 0,2 - 0,3$ – коефіцієнт живого перетину;

$$F_{фго} = \frac{851,3}{3600 \cdot 0,2 \cdot 0,02} = 59 \text{ м}^2$$

Розрахунок площі фільтруючого елемента $F_{фго}, \text{ м}^2$:

$$F_{фго} = \frac{W_{пн}}{g_{\phi}}$$

де $g_{\phi} = 1,5 \dots 2,0 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$ – питома пропускна здатність матеріалу для фільтруючого елемента;

$$F_{фго} = \frac{851,3}{2} = 426 \text{ м}^2$$

Розрахунок теплообмінного апарату:

$$F_m = \frac{Q_{тр} + Q_{п}}{k \cdot \Delta t} \cdot k_3, \text{ м}^2$$

де $k = 800 \dots 1100 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопередачі для трубок діаметром 10 – 15 мм;

$k_3 = 1,2 \dots 1,3$ – коефіцієнт запасу;

$$\Delta t = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_1^3 + t_2^3}{2} - \text{температурний напір:}$$

де $t_1 = 363 \text{ К}$ – температура масла на вході в теплообмінник;

$t_2 = 357 \text{ К}$ – температура масла на виході з теплообмінника;

$t_1^3 = 305 \text{ К}$ – температура заборотної води на вході в теплообмінник;

$t_2^3 = 315 \text{ К}$ – температура заборотної води на вході в теплообмінник;

$$\Delta t = \frac{363 + 357}{2} - \frac{305 + 315}{2} = 50 \text{ К}$$

$$F_m = \frac{2413 \cdot 10^3 + 7420 \cdot 10^3}{1100 \cdot 50} \cdot 1,2 = 214,5 \text{ м}^2$$

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						46
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Система охолодження

Система охолодження (рис. 2.8) представляє собою групу систем, призначених для подачі робочої рідини на охолодження деталей механізмів, приборів, приладів і робочих середовищ (води, масла, повітря, пару, газа, 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.

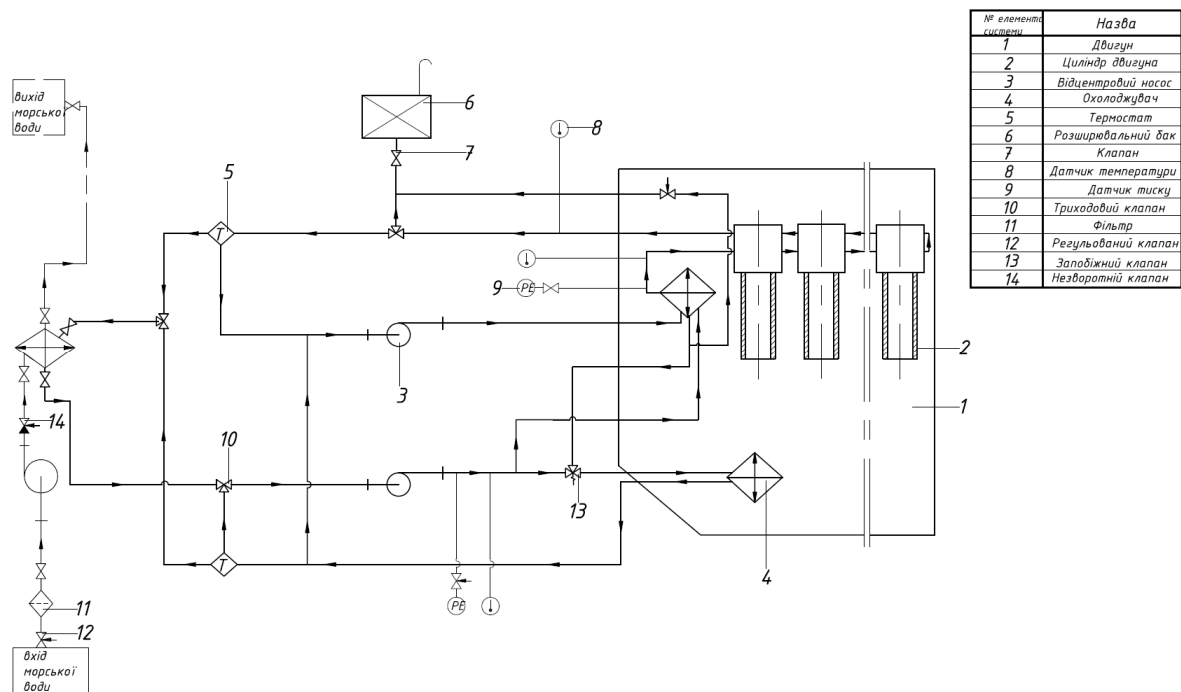


Рис. 2.8 – Система охолодження двигуна

Розрахункова частина

Об'єм розширювальної цистерни, м^3 :

$$V_{\text{рц}} = 2 \cdot V_{\text{в}} \cdot \beta_t \cdot \Delta t$$

де $V_{\text{в}} = 15,36 \text{ м}^3$ – загальна кількість прісної води в системі;

$\beta_t = 0,000430$ – коефіцієнт температурного розширення води;

$\Delta t = 50 - 70 \text{ }^\circ\text{C}$ – приріст температури при роботі двигуна;

$$V_{\text{рц}} = 2 \cdot 15,36 \cdot 0,00043 \cdot 65 = 0,86 \text{ м}^3$$

Продуктивність циркуляційного насоса, $\text{м}^3/\text{год}$:

$$W_{\text{пв}} = K_{\text{п}} \cdot (W_{\text{ц}} + W_{\text{п}})$$

де $K_{\text{п}} = 1,1 - 1,15$ – коефіцієнт запасу подачі насосу;

$W_{\text{ц}}$ – кількість прісної води, необхідної для охолодження циліндрів, $\text{м}^3/\text{год}$:

$$W_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{ц}}}{c_{\text{п}} \cdot \Delta t_{\text{ц}} \cdot \rho_{\text{п}}}$$

де $c_{\text{п}} = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – теплоємність прісної води;

$\rho_{\text{п}} = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$ – густина прісної води;

$\Delta t_{\text{ц}} = 8 - 10 \text{ }^\circ\text{C}$ – перепад температур при охолодженні циліндрів;

$Q_{\text{ц}}$ – кількість теплоти, що відводиться прісною водою від циліндрів, та обчислюється за формулою:

$$Q_{\text{ц}} = \alpha_{\text{wl}} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_n^p = 17807 \cdot 10^3 \text{ кДж}/\text{год},$$

де $\alpha_{\text{wl}} = 0,12 - 0,14$ – доля теплоти, яка відводиться в охолоджуючу воду від циліндрів;

$$W_{\text{ц}} = \frac{17807 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (10 + 273) \cdot 1000} = 15,02 \text{ м}^3/\text{год}.$$

$W_{\text{п}}$ – кількість прісної води, необхідної для охолодження поршнів, $\text{м}^3/\text{год}$;

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						48
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W_{\Pi} = \frac{Q_{\Pi}}{c_{\Pi} \cdot \Delta t_{\Pi} \cdot \rho_{\Pi}}$$

де $\Delta t_{\Pi} = 5 - 8^{\circ}\text{C}$ – перепад температур при охолодженні поршнів;

Q_{Π} – кількість теплоти, що відводиться прісною водою від поршнів, та обчислюється за формулою:

$$Q_{\Pi} = \alpha_{w2} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_n^p = 5935,6 \cdot 10^3 \text{ кДж/год},$$

де $\alpha_{w2} = 0,04 - 0,05$ – доля теплоти, яка відводиться в охолоджуючу воду від поршнів;

$$W_{\Pi} = \frac{5935,6 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (8 + 273) \cdot 1000} = 5,04 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Тоді отримуємо:

$$W_{\Pi\text{в}} = 1,1 \cdot (15,02 + 5,04) = 22,066 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Площа поверхні теплообміну водо-водяного охолоджувача, м^2 :

$$F_{\text{в}} = \frac{Q_{\Pi} + Q_{\Pi}}{K_{\text{в}} \cdot \Delta t_{\text{ср}}}$$

де $K_{\text{в}} = 5000 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопередачі для трубок діаметром 10 – 15 мм;

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_1^{\Pi} + t_2^{\Pi}}{2} - \frac{t_1^3 + t_2^3}{2} - \text{середня різниця температур між}$$

забортною і прісною водою;

де $t_1^{\Pi} = 353 \text{ К}$ – температура прісної води на вході в теплообмінник;

$t_2^{\Pi} = 345 \text{ К}$ – температура прісної води на виході з теплообмінника;

$t_1^3 = 305 \text{ К}$ – температура забортної води на вході в теплообмінник;

$t_2^3 = 315 \text{ К}$ – температура забортної води на виході в теплообмінник;

$$\Delta t = \frac{353 + 345}{2} - \frac{305 + 315}{2} = 39 \text{ К}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						49
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_{\text{в}} = \frac{17807 \cdot 10^3 + 5935,6 \cdot 10^3}{5000 \cdot 39} = 121,7 \text{ м}^2$$

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. Система повітропостачання та газовипуску двигуна представлена на рис. 2.9.

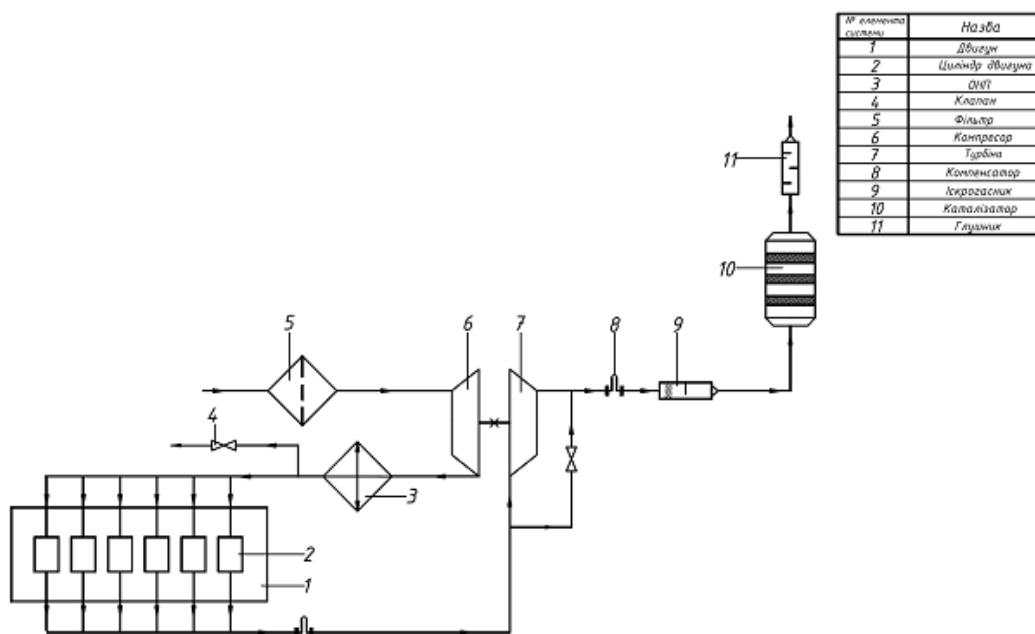


Рис. 2.9 – Система повітропостачання та газовипуску двигуна

Розрахункова частина

Продуктивність компресора знайдемо з умови витрати повітря через двигун, кг/с:

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

де $D_{\text{ц}}$ – діаметр циліндра, м³;

$S_{\text{ц}}$ – хід поршня, м;

$i_{\text{ц}}$ – кількість циліндрів;

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

$\chi = 2$ – коефіцієнт тактності;

n – частота обертання колінчатого валу, об/хв;

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

$\psi = 0$ – доля ходу поршня витрачена на продувку;

$P_s = 0,98 \cdot P_0 \cdot \Pi_{\kappa}$ – тиск повітря в ресивері, МПа;

$T_s = T_{\kappa} - \eta_{\text{ох}} \cdot (T_{\kappa} - T_{\text{wl}})$ – температура повітря в ресивері, К;

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

$$G = 16,15 \text{ кг/с}$$

Розрахунок діаметру газовідвідної труби, м:

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

де $g_e = 0,177$ кг/(кВт·год) – питома витрата пального;

$N_e = 5400$ кВт – потужність двигуна;

$\alpha_{\Sigma} = 2,09$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря;

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

$T_r = 800$ К – температура відпрацьованих газів;

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						51
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$p_r = 0,103 - 0,107$ МПа – тиск в газоході при допустимій швидкості газу $v_r = 40 \dots 50$ м/с ;

$$d_z = 1,42 \text{ м}$$

Розрахунок ізоляції газоходу:

$$d_{iz} = x \cdot d_n, \text{ м}$$

де d_n – зовнішній діаметр газоходу, м;

x знайдемо із рівняння:

$$y = x \ln x = \frac{2 \lambda_{iz}}{\alpha_2 \cdot d_n} \cdot \frac{t_n - t_{iz}}{t_{iz} - t_{пов}}$$

де $\lambda_{iz} \approx 0,5 \cdot 10^{-3}$ кДж/(м·год·К) – коефіцієнт теплопровідності скорлуп із совелита або вермикуліта при $t_{cp} \approx 573$ К;

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

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

$t_{пов} = 293$ К – температура повітря;

$t_n \approx 573$ К – температура потоку газу;

$$y = x \ln x = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3}}{3,6 \cdot 10^{-3} \cdot (1,42 + 0,08)} \cdot \frac{573 - 333}{333 - 313} = 1,28$$

Отримуємо:

$$d_{iz} = 1,28 \cdot (1,42 + 0,08) = 1,92 \text{ м}$$

Система пуску

Система пуску призначена для запуску двигуна, забезпечення стиснутим повітрям необхідного тиску для нього, також для роботи пневматичних систем автоматики і керування, роботу приборів звукової сигналізації судна (сирени, тифона), продувку кінгстонів, роботу пневматичного інструменту і інші загально судові і спеціальні потреби.

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						52
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Система пуску двигуна (рис. 2.10), має три компресори, один з яких допоміжний, а також три балони стиснутого повітря, один з яких теж допоміжний. Тому працюють зазвичай тільки два компресори.

В склад системи пускового повітря входять: компресори для виробництва стиснутого повітря, балони для його зберігання, вологомасловіддільники, повітропроводи, головний пусковий клапан, розподілювач пускового повітря (із числом робочих золотників по числу циліндрів двигуна) і пускові клапани.

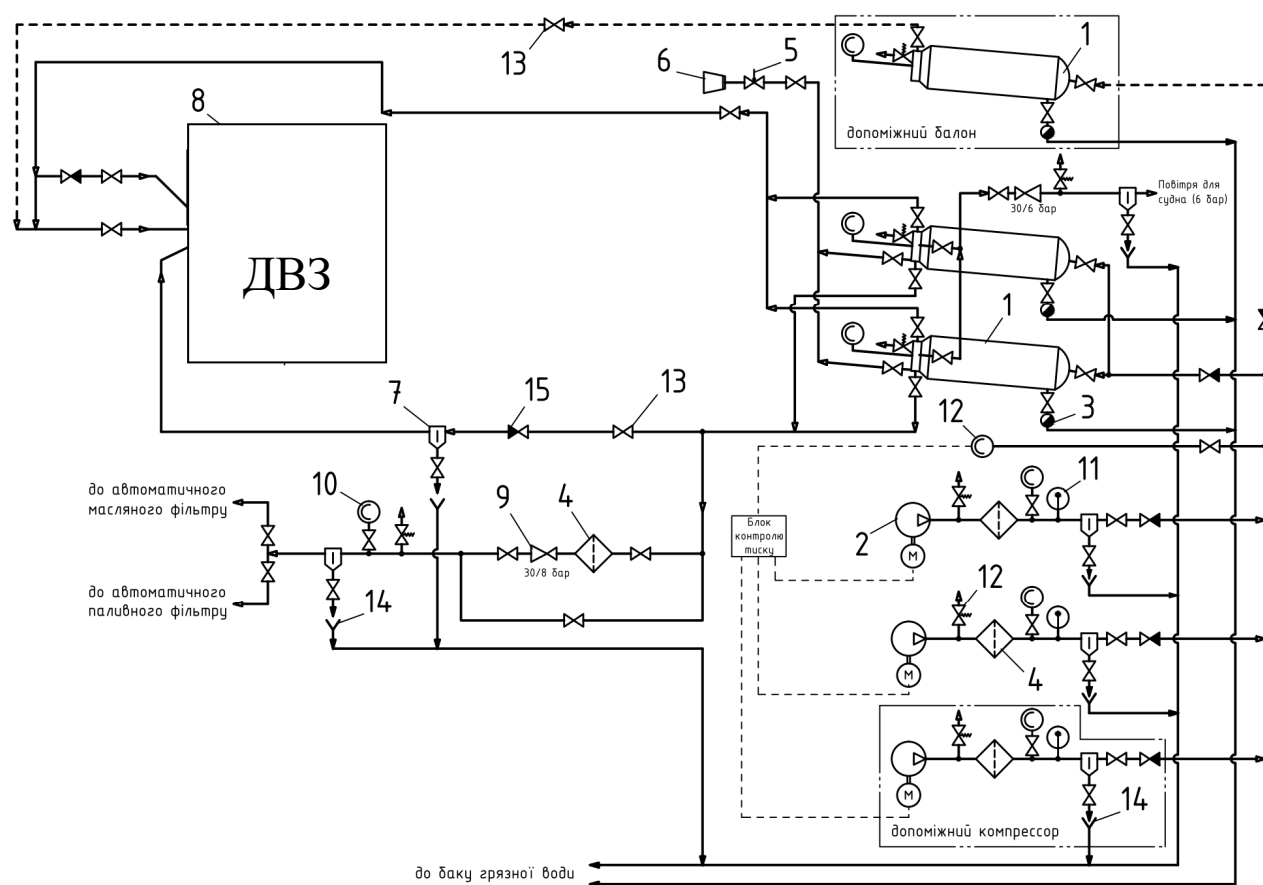


Рис. 2.10 – Система запуску стиснутим повітрям двигуна:

1 – пусковий балон; 2 – компресор; 3 – конденсаційний горшок;
4 – фільтр; 5 – клапан з дистанційним керуванням; 6 – тифон; 7 –
конденсатозбірник; 8 – головний двигун; 9 – редукційний клапан; 10 –
манометр пружинний; 11 – термометр; 12 – запобіжний клапан; 13 – клапан
запінний прохідний; 14 – воронка спускна; 15 – клапан зворотний прохідний

Розрахункова частина

Необхідний запас запускового повітря на судні для головного двигуна (при нормальних умовах), м^3 :

$$V = [v_x + (z_{\text{п}} - 1) \cdot v_r] \cdot \Sigma V_s \cdot 10^{-3},$$

де v_x – питома витрата повітря (на 1 л робочого об'єму циліндра) на запуск холодного двигуна (приблизно приймається $v_x = 10 - 12 \text{ л/л}$);

v_r – питома витрата повітря на запуск прогрітого двигуна (приблизно приймається $v_r = 3 - 8 \text{ л/л}$);

ΣV_s – сумарний робочий об'єм всіх циліндрів двигуна, л;

$z_{\text{п}}$ – число запусків двигуна (для головних з ВРШ $z_{\text{п}} \geq 6$).

Сумарний робочий об'єм всіх циліндрів визначаємо за формулою:

$$\Sigma V_s = \frac{\pi \cdot D_{\text{ц}}^2}{4} \cdot S_{\text{ц}} \cdot i_{\text{ц}},$$

де $D_{\text{ц}}$ – діаметр циліндра, м;

$S_{\text{ц}}$ – хід поршня, м;

$i_{\text{ц}}$ – кількість циліндрів.

$$\Sigma V_s = 1736,3 \text{ л}$$

тоді отримуємо:

$$V = [10 + (11 - 1) \cdot 5] \cdot 1736,3 \cdot 10^{-3} = 104,18 \text{ м}^3$$

Загальна місткість пускових балонів головного двигуна, м^3 :

$$\Sigma V_6 = \frac{V \cdot p_0}{p_p - p_{\text{min}}},$$

де $p_0 = 0,101 \text{ МПа}$ – атмосферний тиск;

p_p – робочий тиск в балонах, МПа ($p_p = 2,5 - 3 \text{ МПа}$);

p_{min} – мінімальний тиск в балонах (при якому ще можливий запуск двигуна); зазвичай $p_{\text{min}} = 1,0 - 1,5 \text{ МПа}$).

$$\Sigma V_6 = \frac{104,18 \cdot 0,101}{3,0 - 1,1} = 5,54 \text{ м}^3$$

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						54
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Сумарна подача повітря компресорами, м³/год:

$$W_{\kappa} = \frac{\Sigma V_{\text{б}} \cdot (p_{\text{р}} - p_0)}{\tau \cdot p_{\text{р}}},$$

де $\tau = 1$ год – час роботи компресора.

$$W_{\kappa} = \frac{5,54 \cdot (3,0 - 0,101)}{1 \cdot 0,101} = 159 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Потужність, привода багатоступеневого компресора, м³/год:

$$N_{\kappa} = 0,287 \cdot \frac{\varphi}{\eta_{\text{м}}} \cdot W_{\kappa} \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \frac{p_0}{T_0} \left\{ T_0 \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] + T_1' \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \right\}, \text{ де}$$

$\varphi \approx 1,1 - 1,15$ год – коефіцієнт, який враховує гідравлічні втрати між ступеннями компресора.

$\eta_{\text{м}} = 0,7 - 0,8$ – механічний ККД компресора;

W_{κ} – подача компресора, м³/год;

n – середній показник політропи стискання в ступені;

$p_0 = 0,101$ МПа – атмосферний тиск;

$T_0 = 298$ К – температура навколишнього середовища;

$T_1' = T_1 - \Delta T_1$ – температура повітря після повітроохолоджувача першого ступеня;

$T_1 = T_0 \cdot \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}}$ – температура повітря до повітроохолоджувача першого ступеня;

$\Delta T_1 \approx 110 - 120$ К – зниження температури повітря в повітроохолоджувачі після першого ступеня;

$\frac{p_1}{p_2}$ – ступінь підвищення тиску в першому ступені;

$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_{\kappa}}{p_{\kappa-1}} = \sqrt[m]{\frac{p_{\kappa}}{p_0}}$$

m – число ступенів в компресорі;

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						55
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{p_2}{p_1} = \sqrt[2]{\frac{3,0}{0,101}} = 5,45$$

$$T_1 = 298 \cdot (5,45)^{\frac{1,27-1}{1,27}} = 427 \text{ K},$$

$$T_1' = 427 - 115 = 312 \text{ K},$$

$$N_{\kappa} = 0,287 \cdot \frac{1,15}{0,8} \cdot 159 \cdot \frac{1,27}{1,27-1} \cdot \frac{0,101}{298} \left\{ 298 \cdot \left[(5,45)^{\frac{1,27-1}{1,27}} \right] + 312 \cdot \left[(5,45)^{\frac{1,27-1}{1,27}} - 1 \right] \right\} = 58,8 \text{ кВТ}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						56
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ СКЛАДАННЯ МАСЛООХОЛОДЖУВАЧА

3.1. Загальні відомості про маслоохолоджувач

Серійний охолоджувачі масла системи охолодження двигуна 6ЧН43/61 виконаний у вигляді кожухотрубного водомасляного охолоджувача (рис. 3.1). Корпус такого теплообмінника виготовляється у вигляді труби великого діаметру, в якому розміщується трубний пучок з труб малого діаметру (рис. 3.2). Кінці труб кріпляться в трубних дошках.

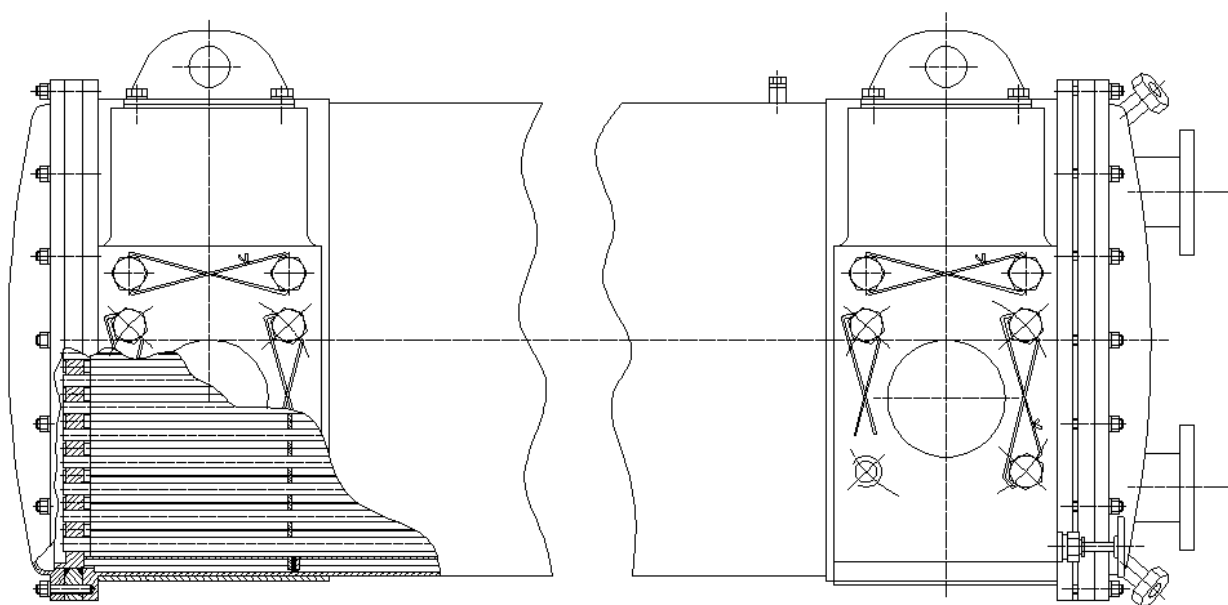


Рис. 3.1 – Загальний вид кожухотрубного маслоохолоджувача

Охолоджувач масла виконаний на базі шахового пучка труб з накатним оребренням. При однаковому зовнішньому діаметрі оребрених труб кроки труб у пучку МО виконані спеціальним чином (рис. 3.3.).

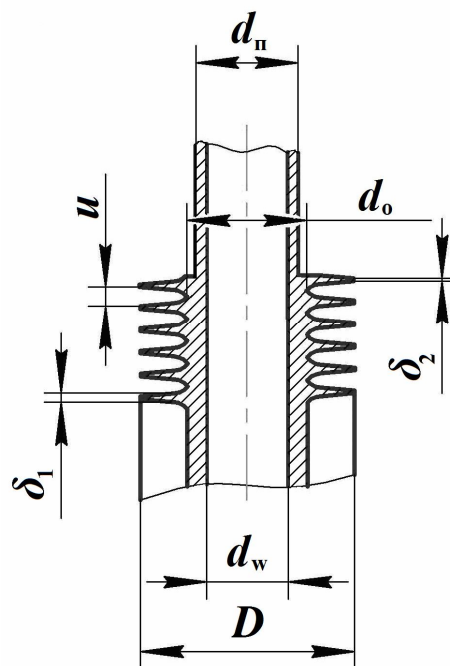


Рис. 3.2 – Трубка з накатним оребренням

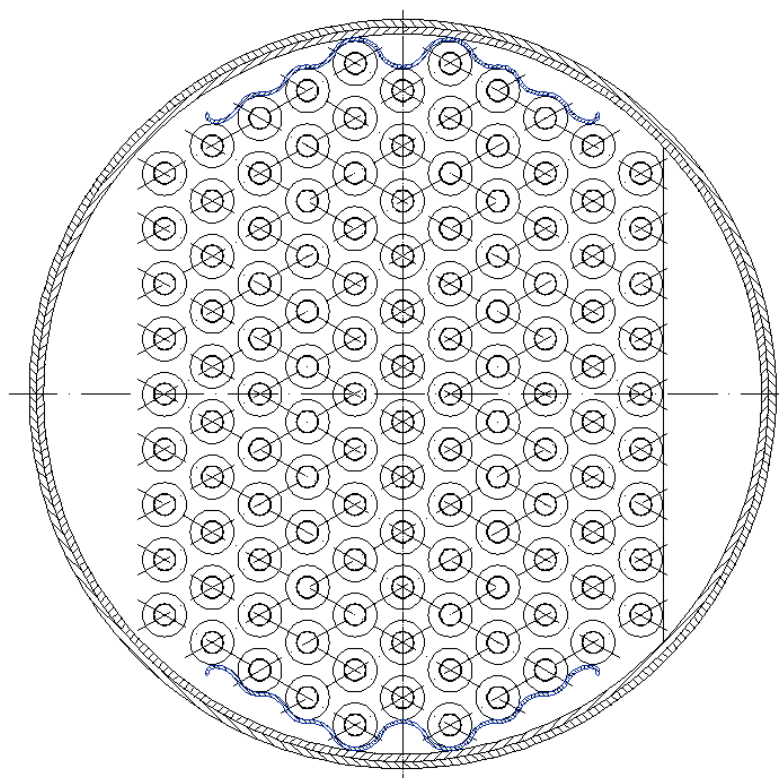


Рис. 3.3 – Схема розміщення труб в пучку

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ

Аркуш

58

У МО організований реверсивний рух теплоносіїв.

МО, який використовується характеризується наступними теплотехнічними і массогабаритними показниками:

- опір руху потоку масла $\Delta P_m = 28,75$ кПа;
- температура масла за МО $t_{m2} = 84,7$ °С;
- опір руху потоку води $\Delta P_w = 75,94$ кПа;
- ККД теплообмінника 0,197;
- маса пучка $M_n = 275,94$ кг;

МО виконаний на базі ПТ з наступними геометричними характеристиками, геометричні розміри пучка труб наведено в табл. 3.1:

Таблиця 3.1 – Геометричні розміри пучка труб

№ п/п	Найменування	Параметр	Значення
1	Зовнішній діаметр оребрення	D , м	0,0245
2	Діаметр несучої трубки	d_0 , м	0,0156
3	Внутрішній діаметр трубки	d_w , м	0,01
4	Крок між ребрами	u , м	0,003
5	Товщина ребра у основи	δ_1 , м	0,0007
6	Товщина ребра у вершини	δ_2 , м	0,0003
7	Крок між трубками в поперечному ряду	S_1 , м	0,027
8	Крок між поперечними рядами трубок	S_2 , м	0,0234

Зовнішній огляд маслоохолоджувача

Зовнішній огляд кожухотрубного маслоохолоджувача виконують щодня.

Візуально виявляють, насамперед, протікання робочих середовищ у з'єднаннях з трубами, між кришками і корпусом. Їх причинами можуть бути ослаблення обтіску болтів, знос прокладки або ущільнювальних поверхонь. Якщо виникаючі течі усунути

обтисненням з'єднання не вдається, замінюють прокладку. При цьому оглядають поверхні ущільнювачів фланців. Пошкодження на них закладають полімерними матеріалами, з подальшим шабренням для забезпечення площинності.

Щоб попередити раптове виникнення течії в з'єднаннях, рекомендується періодично виконувати їх контрольну обтяжку зусиллям і за схемою, рекомендованої заводом-виробником. Тим самим збільшується тривалість служби прокладок.

Контролюють герметичність ущільнення "плаваючою" трубної дошки. При роботі теплообмінника і підвищенні температури трубного елемента його довжина збільшується. Оскільки одна трубна дошка жорстко кріпиться до корпусу, то інша повинна мати можливість переміщатися в ньому. Для її ущільнення застосовують різні конструкції, одна з яких показана на рис. 3.4.

Кришка 1 кріпиться до плаваючої трубної дошки 7 болтами 2. Гумове ущільнююче кільце 6 вставляється в проточку фланця корпусу 5 і підтискається прижимним кільцем 3 за допомогою болтів 4. При цьому воно роздається, притискається до циліндричних поверхонь трубної дошки і фланця корпусу і, тим самим, ущільнює їх. При протічках у вказаному з'єднанні підтискають спочатку нажимне кільце, ще більше роздаючи ущільнююче кільце і щільніше притискаючи його до поверхонь трубної дошки і фланця корпусу. Якщо текти не припиняється, теплообмінник виводять з дії, віддають нажимне кільце і видаляють ущільнююче кільце. Зачищають поверхні ущільнювачів і при необхідності відновлюють їх полімерним матеріалом.

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						60
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

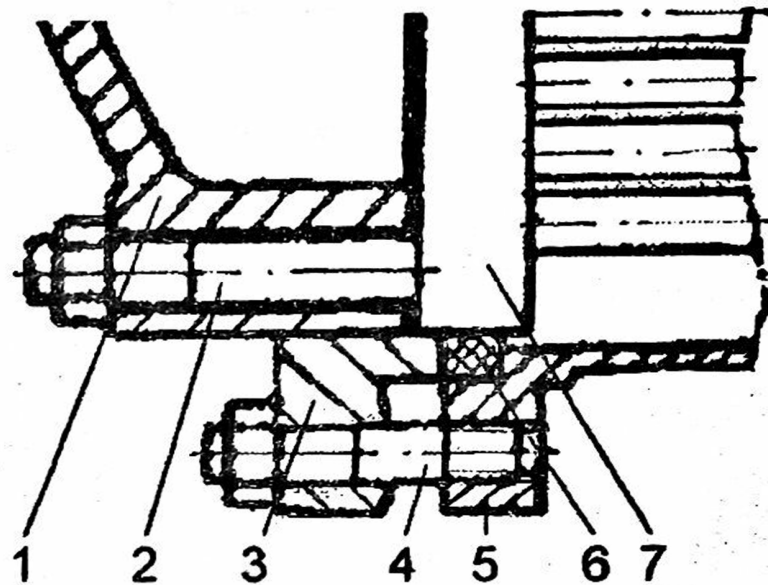


Рис. 3.4 – Ущільнення плаваючої трубої дошки:

1 – кришка; 2,4 – болт; 3 – прижимне кільце; 5 – фланець корпусу; 6 – ущільнююче кільце; 7 – трубова дошка

Вставляють нове кільце ущільнювача і обжимають нажимне кільце.

Виявляють і усувають пошкодження ізоляції і фарбування корпусів і деталей теплообмінників.

При зовнішньому огляді обов'язково контролюють:

- ступінь забруднення теплопередаючих поверхонь по температурах робочих середовищ і непрямими ознаками;
- герметичність порожнин робочих середовищ за непрямими ознаками.

У охолоджувачах і конденсаторах не рідше одного разу на три-шість місяців оглядають цинкові протектори, доступ до яких можливий без розтину теплообмінника (рис. 3.5).

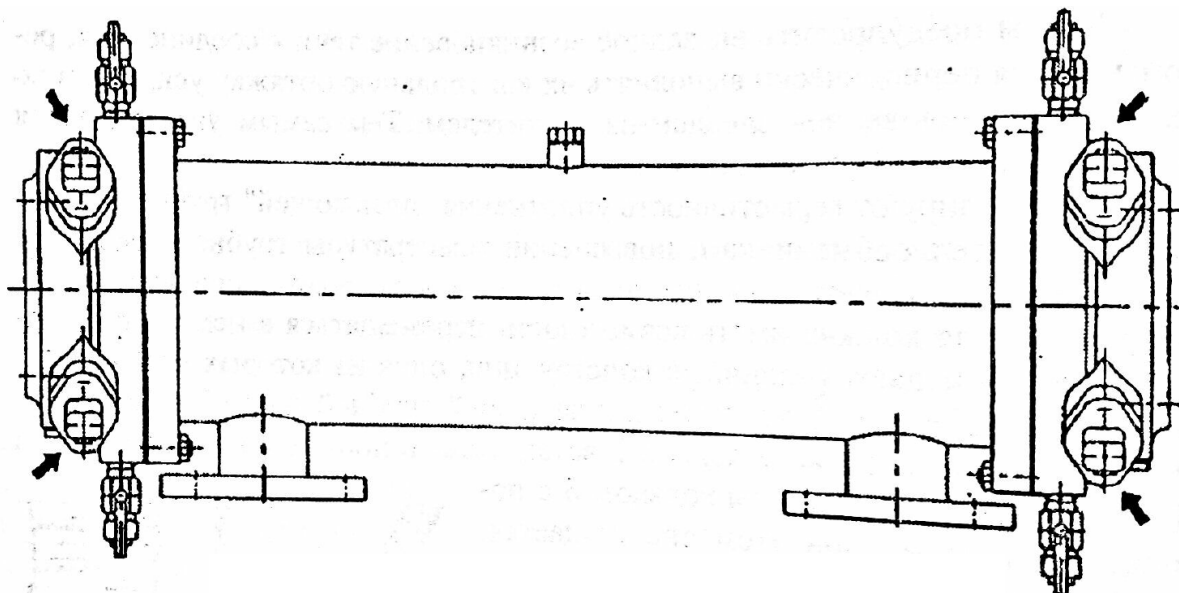


Рис. 3.5 – Протектори МО, які необхідно оглянути.

3.2. Складання маслоохолоджувача

Перед і при розбиранні кожухотрубного теплообмінного апарату виконують загальні вимоги техніки безпеки.

Порядок і технологія розбирання конкретного кожухотрубного теплообмінника повинна відповідати рекомендаціям заводу-виготовлювача.

Кожухотрубні теплообмінники зазвичай розбирають частково, тільки з боку внутрішньої поверхні трубок. Обсяг їх розбирання повинен бути мінімальним, тільки для виконання необхідних робіт.

Якщо розбирання виконується для інспектування чистоти поверхні трубної дошки і внутрішньої поверхні трубок, то обмежуються демонтажем труб підведення і відведення робочого середовища до кришок, зняттям (за наявності) оглядових лючків.

Якщо необхідний повний доступ до трубних дошках і трубками, спочатку знімають труби підведення і відведення робочих середовищ до кришки. Далі знімають кришку. На великих теплообмінниках відводять її убік, щоб стала доступною трубна дошка. На малих - укладають на пайоли внутрішньою поверхнею вгору для подальшого очищення і огляду. Знімають прокладки, очищають поверхні ущільнювачів. Кришку з іншого

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		62

боку демонтують для обпресування трубного елемента або відновлення його герметичності. Для очищення обмежуються розкриттям лючків.

Демонтаж трубного елемента виконують для його очищення або заміни. Щоб не пошкодити прокладки, за допомогою віджимних болтів страгиваються трубний елемент і талями виймають його з корпусу. Знімають прокладки. Оглядають поверхні ущільнювачів. Маслоохолоджувач встановлений на двигуні 6ЧН 43/61 представлений на рис. 3.6.

Загальні технічні вимоги при розбиранні маслоохолоджувача:

1. Порожнини охолодження опресувати гідравлічним тиском:

а) Масляну 1,2 МПа $\pm$ 0,05МПа при закритому вентилі та 0,8 МПа $\pm$ 0,05 МПа при відкритому вентилі;

б) водяну 0,6 МПа $\pm$ 0,05.

Тривалість однієї опресовки не менше 300 с. Підтікання і запотівання не допускається.

2. Покриття зовнішніх поверхонь, крім поверхні Р - емаль ПФ - 115 темно-сіра 894.V.6/1 100 °С. Для тропічного виконання - емаль ПФ - 115 темно-сіра 894.V.T26/1 100 °С.

3. Перед зборкою різьбу та опорні поверхні деталей позиція 16, 17, 19, 29 змастити маслом ГОСТ 12337 - 84, яке використовується в дизелі.

4. Шпильки позиція 16, 17, 19 завернути в корпус позиція 1 моментом 40 Н·м +10 Н·м, викрутити, після вивертання повторно затягнути моментом 30 Н·м +10 Н·м.

5. Затяжку кріплення позиція 3 та 4 проводити моментом 100 Н·м + 10 Н·м.

6. Маркувати позначення охолоджувача, рік та місяць виготовлення, порядковий номер. Висота шрифту - 5 мм.

7. Клеймити кінцевий проріз.

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						63
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

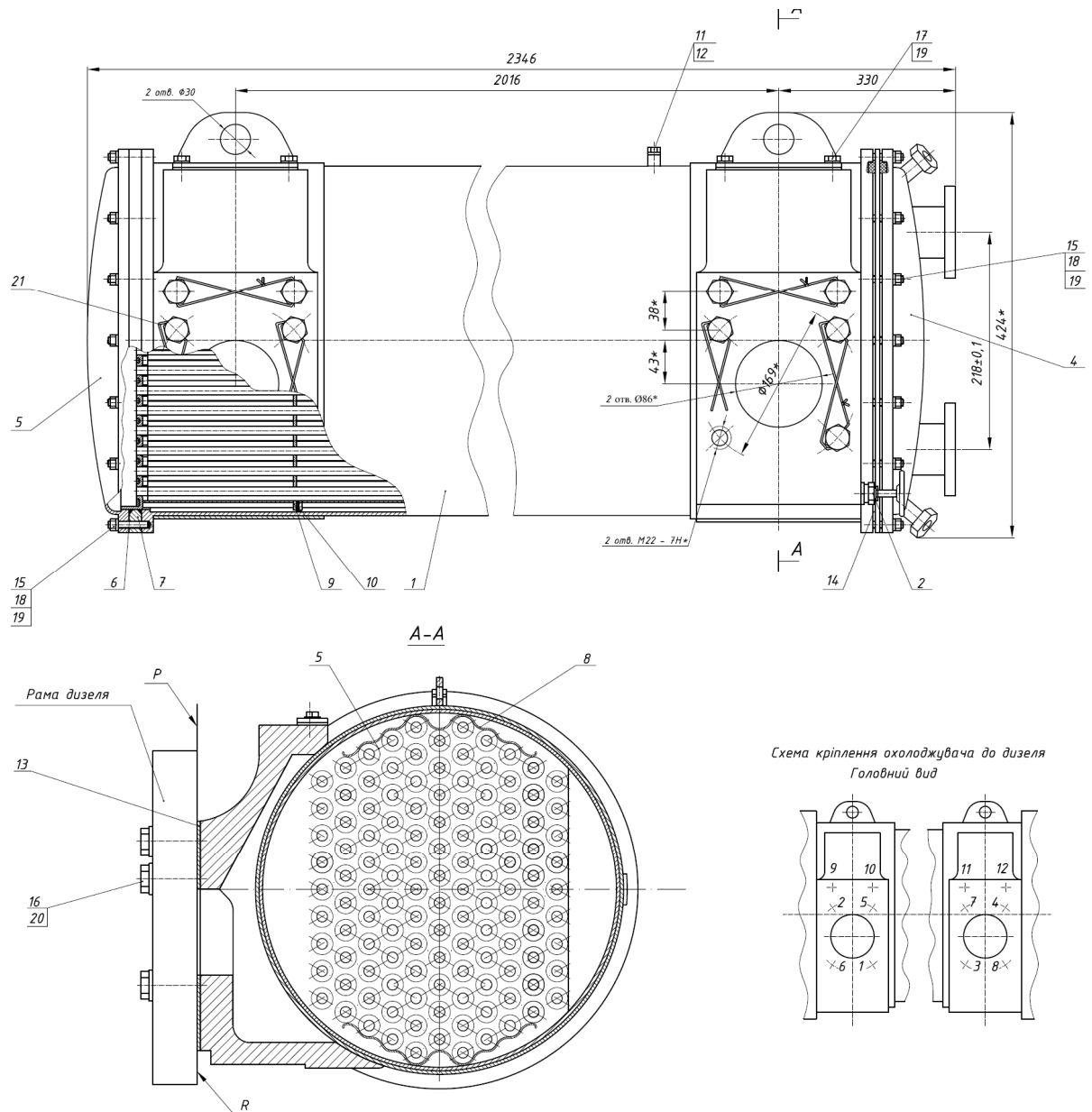


Рис. 3.6 – Маслоохолоджувач двигуна 6ЧН43/61:

1 – корпус; 2 – вентиль; 3 – кришка ліва; 4 – кришка права; 5 – трубний пучок; 6 – ущільнююче кільце; 7 – проміжне кільце; 8 – витиснювач; 9 – діафрагма; 10 – прокладка діафрагми; 11 – пробка; 12 – прокладка пробки; 13 – прокладка корпусу; 14 – прокладка правої кришки; 15 – шпилька; 16 – болт кріплення до корпусу; 17 – болт; 18 – гайка кріплення кришок; 19 – шайба кріплення кришок; 20 – шайба кріплення до корпусу; 21 – проволока

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ

Аркуш

64

8. При встановленні охолоджувача на раму дизеля:

а) на двох болтах Т та Щ без прокладки позиція 18 перевірити прилягання стикуючих поверхонь Р та R. Зазор не більше 0,1 мм;

б) затяжку болтів позиція 28 - виконувати в три етапи згідно схеми кріплення охолоджувача до рами дизеля.

Схема збирання маслоохолоджувача представлена на рис. 3.7.

Порядок операцій наступний:

1. У паз корпусу 1 вложити прокладку 12.

2. Трубний пучок 5 заводимо в корпус, щоб трубна дошка нерухомим кінцем прилягла до прокладки 12.

3. Встановити на дошку трубну кільце проміжне 7 і ущільнюваче кільце 6.

4. Підготувати кришки 3 і 4.

5. Установити кришку 4 з прокладкою 12 на шпильки 16 в корпусі, покласти 16 шайб 20, загорнути 16 гайок 19. Затиснути рівномірно. Затискати по черзі протилежні гайки.

6. Встановити в корпус 1 вентиль 2. Затиснути.

7. Заглушити отвори входу і виходу води в кришках.

8. Заглушити отвори входу і виходу масла в корпусі.

У з'єднаннях деталей, нависання одних зовнішніх контурів над іншими допускається не більше 3 мм.

Виступ решт шпильок і болтів з гайок повинен бути в межах 1...3 кроку різьби (без урахування фаски).

В одному з'єднанні різниця виступів не більше 2 мм. Не допускається виступ і розім'яття неметалічних прокладок за контури з'єднуються деталей. Ущільнення неметалічних прокладок допускається не більше 1 мм.

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						65
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

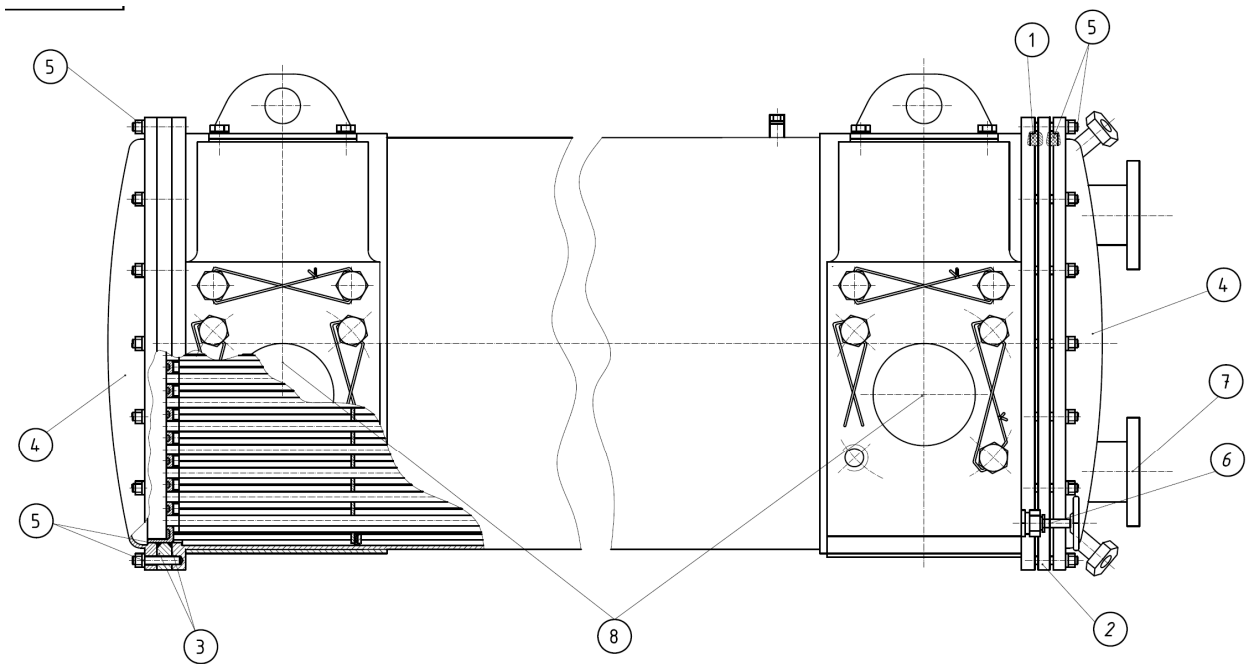


Схема збирання водомасляного охолоджувача

Корпус		Трубний пучок		Кришка права		Кришка ліва		Вентиль		Охолоджувач водомасляний	
1	1	5	1	4	1	3	1	2	1		
Прокладка		Кольце проміжне		Ущільнююче кільце		Шпилька		Прокладка		Шайба	
12	1	7	1	6	1	16	16	12	1	20	16
Шпилька		Ущільнююче кільце		Шпилька		Гайка		Шпилька		Ущільнююче кільце	
16	16	6	1	16	16	19	16	16	16	6	1
Прокладка		Шайба		Гайка		Шпилька		Ущільнююче кільце		Шайба	
12	1	20	16	19	16	16	16	6	1	20	16
Шпилька		Гайка		Шпилька		Ущільнююче кільце		Шайба		Гайка	
16	16	19	16	16	16	6	1	20	16	19	16

Рис. 3.7 – Схема розбирання маслоохолоджувача

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Розробка заходів з охорони праці

Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально – економічних, організаційних, технічних і санітарно – гігієнічних заходів.

Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів [9].

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання чи зниженню працездатності.

Між небезпечним і шкідливим факторами не завжди можна провести чітку границю. Той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці.

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТУ 12.0.003 – 83.

Пари палива та мастила

Пари палива та мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів.

За ДСТ 12.1.005 – 88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й мастила.

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						67
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

По БудНіПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації окси-ду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека

Причиною пожеж є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрانتя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

Електробезпечність

Проходячи через тіло, струм впливає:

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

Вентиляція

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна можуть з'являтися токсичні сполуки (CO; SO₂; CH). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення.

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм БудНіП .

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		68

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

1. Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.
3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

Шум

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається втома слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху.

Вібрація

Вібрація виникає через динамічну невідновленість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища.

Рівень шуму має припустимі значення. Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						69
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошоломів і касок у сукупності з проб-ками, звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15 – 20 Дб.

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

Більшість нещасних випадків при експлуатації, технічному обслуговуванні та ремонті двигуна викликані недотриманням основних правил і пересторіг техніки безпеки. Часто нещасного випадку можна уникнути, розпізнаючи можливу небезпеку до того, як відбудеться аварія. Будьте готові до можливої небезпеки . Крім того, слід мати необхідну підготовку, навички і засоби для безпечного ведення всіх робіт.

Крім того, при роботі з двигуном, обслуговуванні або ремонті виникають небезпеки пов'язані з відкритими рухомими деталями, високими температурами від двигуна та висока шумність. Задля нормальної безпечної праці, необхідно дотримуватись правил, затвердженні чинним законодавством про охорону праці.

Недотримання нормативного порядку експлуатації, змащування, технічного обслуговування або ремонту цього виробу може становити небезпеку і приводити до нещасних випадків, в тому числі і зі смертельним результатом.

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						70
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Небезпека позначається "попереджувальним знаком", супроводжуванім "попередженням", наприклад словами "НЕБЕЗПЕЧНО", "ОБЕРЕЖНО" або "ПОПЕРЕДЖЕННЯ".

4.2 Охорона навколишнього середовища

Охорона навколишнього середовища – це система законодавчих актів, що забезпечує нормальне функціонування біосфери при впливі на неї природних або антропогенних факторів.

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень [10].

Запобігання впливу таких шкідливих виробничих факторів як газ, пара, пил, надлишкова температура і вологість і створення здорового повітряного простору є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з вирішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру і з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони впливають на організм людини.

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

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

У першу групу входять речовини, що не роблять безпосереднього шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						71
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

До другої групи відноситься CO – окис вуглецю чи чадний газ – безбарвний газ, без запаху і смаку, легше повітря (щільність складає 0,97 стосовно повітря). Практично нерозчинний у воді. Горючий (утворює з повітрям вибухові суміші). Потрапляючи в легені людини, а відтіля в кров, витісняє з крові кисень, оскільки має в 200 разів більшу, ніж кисень, розчинність у ній (зниження змісту кисню в крові приводить до удушья). Шкідливий вплив окису вуглецю на організм людини пояснюють також тим, що червоні кров'яні тільца – еритроцити, захоплюють CO і втрачають здатність брати участь у газообміні організму. У результаті в людини настає кисневе голодування, зв'язаний з ним розлад центральної нервової системи, а у важких випадках смерть. При невеликих концентраціях у повітрі приведе до запаморочення і нудоти. Оскільки оксид вуглецю практично має ту ж щільність, що і повітря (28 проти 28,7), то самотійно випаровується з приміщень дуже погано.

Вплив окису вуглецю залежить від його концентрації в атмосфері. До 0,0016 % по обсязі концентрація нешкідлива, при 0,01 – хронічне отруєння при тривалому перебуванні, 0,05 – легке отруєння через 1 годину, 1,0 % – утрата свідомості після декількох вдихів і смерть, якщо людини не винести з повітряного обсягу з такою концентрацією окису вуглецю і не надати йому необхідну допомогу.

У третю групу входять окисли азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (диоксид) азоту NO_2 . Оксид азоту NO – безбарвний газ, погано розчинний у воді, на повітрі окисляється до NO_2 . Диоксид азоту NO_2 – газ червонясто – бурого кольору з характерним різким запахом, важчий за повітря. При рівних кількостях окисли азоту значно токсичніші, ніж CO . Потрапляючи в організм людини і вступаючи в реакцію з водою, вони утворюють у дихальних шляхах азотну й азотисту кислоти і їхні з'єднання, що руйнують легеневу тканину, викликаючи хронічні захворювання, необоротні зміни в сердечно – судинній системі. Вони також викликають

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		72

захворювання слизоватих оболонок верхніх дихальних шляхів, хронічні бронхіти, нервові розлади. У з'єднанні з вуглеводнями утворюють токсичні *нитроолефіни*. Наслідки отруєння мають схований період, коли отруєний відчуває себе добре, але потім важко занедужує.

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

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		73

містить у 200 разів більше цієї речовини. Однак самої сажі в газах дизелів, що відробили, міститься значно більше, ніж у газах бензинових двигунів.

До складу газів дизелів, що відробили, при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, що представляють собою з'єднання сірки. Вони мають різкий запах, викликають роздратування верхніх дихальних шляхів, порушення білкового обміну в організмі. В основному це сірчистий ангідрид SO_2 і сірководень H_2S . Сірчистий ангідрид – безбарвний газ з гострим запахом, важче повітря (питома вага по повітрю 2,264), добре розчиняється у воді, утворює сірчисту кислоту. Вплив SO_2 на організм людини в залежності від об'ємного змісту його в повітрі, %, викликає такі наслідки: 0,0007 – 0,001 – роздратування в горлі; 0,0017 – роздратування очей, кашель; 0,04 – отруєння через 3 хв; 0,01 – отруєння через 1 хв.

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

Основними шкідливими компонентами вихлопних газів дизельних двигунів є *окисли азоту, сажа, а також сірчисті з'єднання*.

Для бензинових двигунів такими є *окис вуглецю, вуглеводні, окисли азоту, а також з'єднання свинцю (для етильованих бензинів)*. Вуглеводні, виділювані в повітря бензиновими двигунами, попадають туди як з вихлопними газами так і з картерними газами, а також у виді випарів з карбюратора і бензобака. Для дизелів виділення вуглеводнів звичайно зв'язують тільки з виходом що відробили (вихлопних) газів. У бензинових двигунах загальна кількість токсинів в ВГ у середньому більш високе, чим у

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		74

дизельних двигунах. При цьому має місце й інша пропорція між основними токсинами в ВГ бензинових двигунів і дизелів.

Крім шкідливих речовин до складу ВГ входить азот як баласт, що міститься у вихідних і відповідно в кінцевих продуктах згоряння, і вуглекислий газ CO_2 . Щодо азоту можна відзначити, що при власній нешкідливості для людини, він є джерелом утворення шкідливих окислів у циліндрі двигуна.

Диоксид вуглецю не створює відчутної шкоди людині в умовах відкритих провітрюваних приміщень. Він до останнього часу не вважався шкідливим компонентом ВГ двигунів. У той же час утворення вуглекислого газу з викопних вуглецевих палив веде до збільшення кількості цього газу в атмосфері. Вуглекислий газ входить у число так званих парникових газів атмосфери. Парникові гази здатні уловлювати довгохвильове теплове випромінювання Землі, що не затримується іншими компонентами атмосфери. До парникових газів відносяться водяна пара, метан, фреони і деякі інші з'єднання. Молекули парникових газів сприймають кванти енергії довгохвильового випромінювання, збуджуються, і самі випромінюють. Це випромінювання спрямоване в усі сторони, у результаті половина енергії направляється в космос, а половина повертається на Землю. Дія парникових газів забезпечує підтримку в атмосфері Землі і на її поверхні визначених рівноважних температур (для атмосфери середня річна температура приземного шару $+14\text{ }^{\circ}\text{C}$), що є результуючими теплового балансу в системі Сонце – Земля – Космос. Збільшення кількості вуглекислого газу веде до збільшення так називаного парникового ефекту, що може вплинути на зміну клімату планети. При існуючому темпі зростання кількості цього газу в атмосфері (а його масова частка зросла від 0,00012 у 1912р. до 0,00038 до початку нового століття) можливе підвищення середньої річної температури приземних шарів атмосфери на 2 – 4 К в найближчі 100 – 200 років. Це грозить інтенсивним таненням льодовиків планети, підвищенням рівня

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						75
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

світового океану на 6 – 16 м і поруч супутніх катаклізмів кліматичного характеру.

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

Розрізняють три основних типи смогу:

- *смог крижани (аляскинського типу)* – сполучення газоподібних забруднювачів, пилових часток і кристалів льоду, що виникають при замерзанні крапель тумана і пари опалювальних систем;
- *просто смог (лондонського типу)* – сполучення газоподібних забруднювачів (в основному сірчистого ангідриду), пилових часток і крапель тумана;
- *смог фотохімічний (лос – анжельського типу, сухий)* – вторинне забруднення повітря, що виникає в результаті розкладання забруднюючих речовин під впливом сонячних променів, особливо ультрафіолетових.

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

Усі зазначені речовини (крім сажі) при досягненні визначеної концентрації в повітрі можуть привести до смертельного результату. Хоча, звичайно, ступінь шкідливості цих речовин різна і відповідно різна припустима концентрація їх у повітрі. Їхній постійний вплив на людину, тварин і рослини може привести до мутацій на генетичному рівні і до різкої спадкоємної зміни організмів, що змінює їхні морфологічні (зовнішня і внутрішня будівля) і (чи) фізіолого – поведінкові ознаки.

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		76

ВИСНОВКИ

В дипломному проекті було виконано розрахунок робочого циклу 4-тактного дизельного двигуна 6ЧН 43/61 потужністю 5400 кВт при 500 об/хв колінчатого валу. За результатами розрахунку отримано основні параметри робочого циклу і побудовано теоретичну індикаторну діаграму та діаграми динаміки.

В конструкторському розділі дипломного проекту окрім розрахунку робочого циклу виконано розрахунок систем, які обслуговують двигун.

В технологічному розділі дипломного проекту розроблено технологічний процес складання маслоохолоджувача.

В роботі розглянуто основні вимоги до експлуатації двигуна, розроблено заходи з охорони праці та розглянуто питання охорони навколишнього середовища.

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						77
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

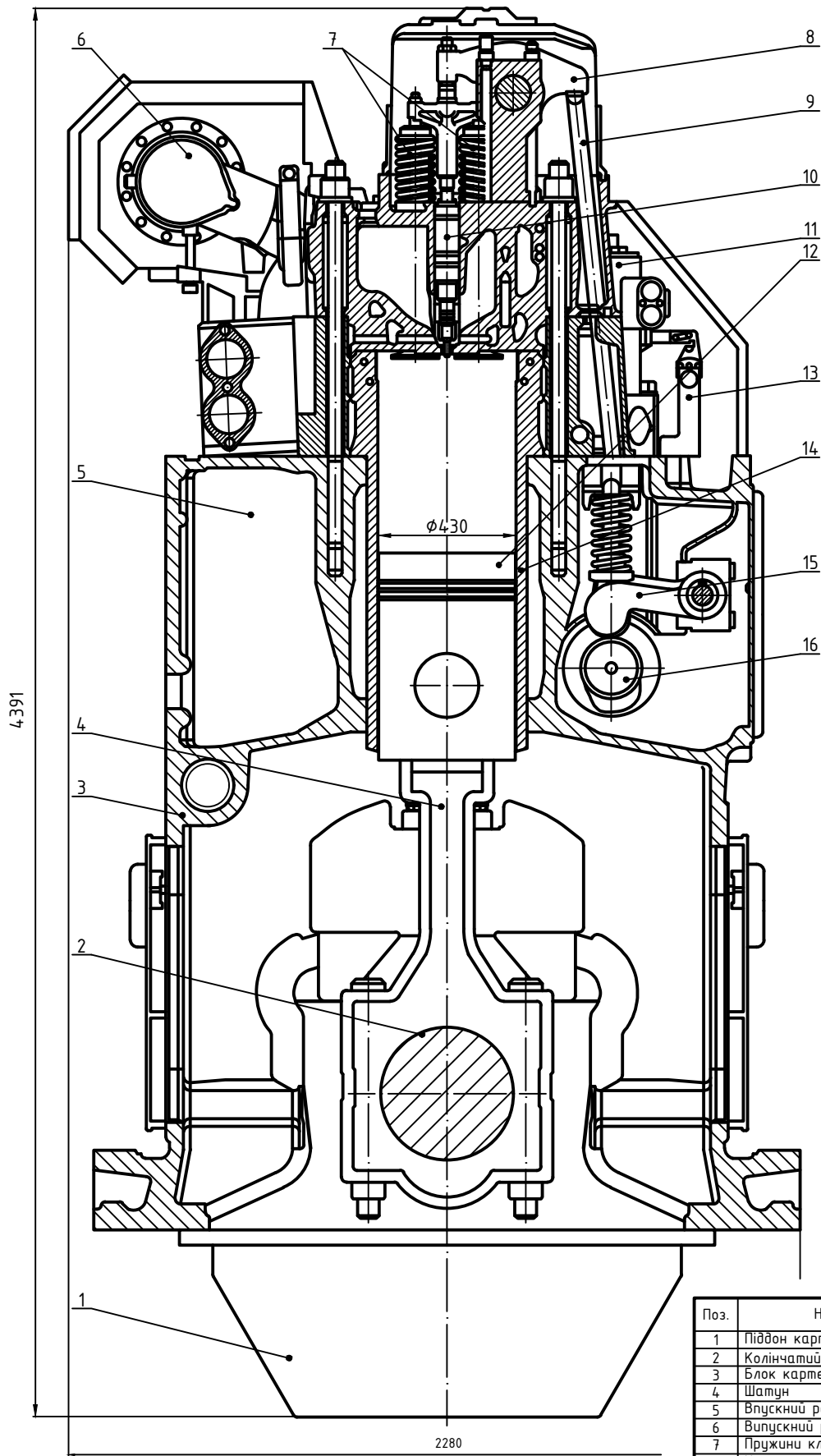
ЛІТЕРАТУРА

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник / В.С.Наливайко, Б.Г.Тимошевський, С.Г.Ткаченко. – Миколаїв: 2015. - 332с.
2. Марченко А.П., Парсаданов І.В., ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л.Л., ШЕХОВЦОВ А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння. Т.5 «Екологізація ДВЗ». – Харків: «Прапор», 2004.
3. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. С.79–86.
4. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння» Доценко С.М. – Первомайськ ППІ НУК, 2014.
5. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія [Текст]: Підручник / В.Г. Дяченко. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.
6. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППІ НУК, 2012. – 40с.
7. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003.-328с.
8. Говорун А.Г. Конструкція та динаміка двигунів : навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл., які навч. за напрямом «Інженерна механіка» / А.Г. Говорун, А.О. Корпач. – К. : НТУ, 2007. – 124 с. ISBN 966-632-081-9.
9. Голубченко Г.А. “Розрахунок рівня шуму в суднових приміщеннях”.
10. Білявський Г.О. Основи загальної екології : підручник / Г.О. Білявський, М.М. Падун, Р.С. Фурдуй. – 2-е вид. зі змінами. – К. : Либідь, 1995. – 368 с.
11. Гутаревич Ю.Ф. Випробування двигунів внутрішнього згорання: навчальний посібник / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, А.Г. Говорун. – К. : НТУ, 2013. – 249 с.

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		78

ДОДАТКИ

					ПННІ НУК 142.44.24.02.ПЗ	Аркуш
						79
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		



Поз.	Найменування	Кіл.	Примітки
1	Піддон картеру	1	
2	Колінчастий вал	1	
3	Блок картеру	1	
4	Шатун	6	
5	Впускний ресивер	1	
6	Випускний ресивер	1	
7	Пружини клапанів	24	
8	Коромисло приводу клапанів	24	
9	Штанга приводу клапанів	24	
10	Форсунка	6	
11	ПНВТ	6	
12	Поршень	6	
13	Привод рейок ПНВТ	6	
14	Втулка циліндру	6	
15	Штовхач клапану	24	
16	Розподільчий вал	1	

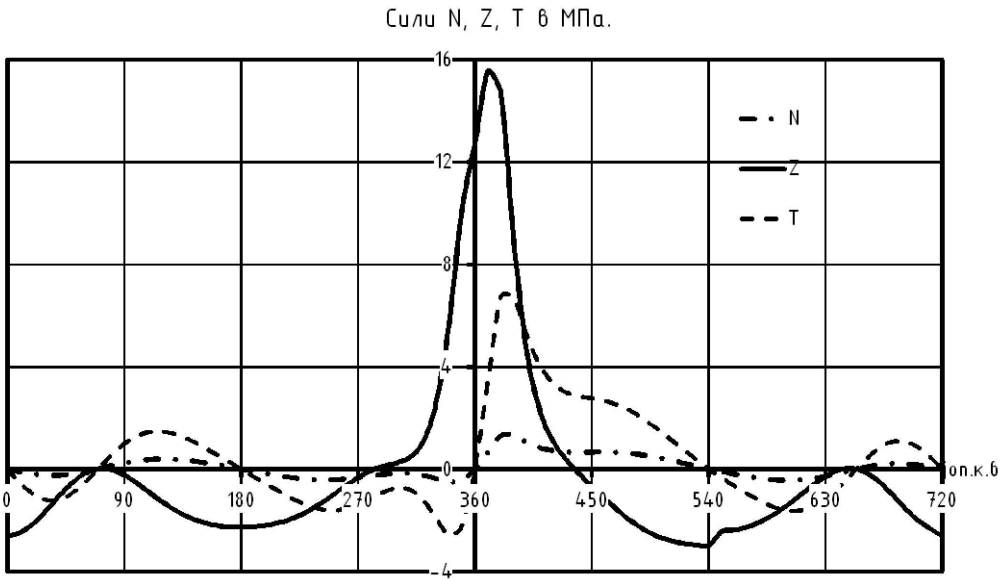
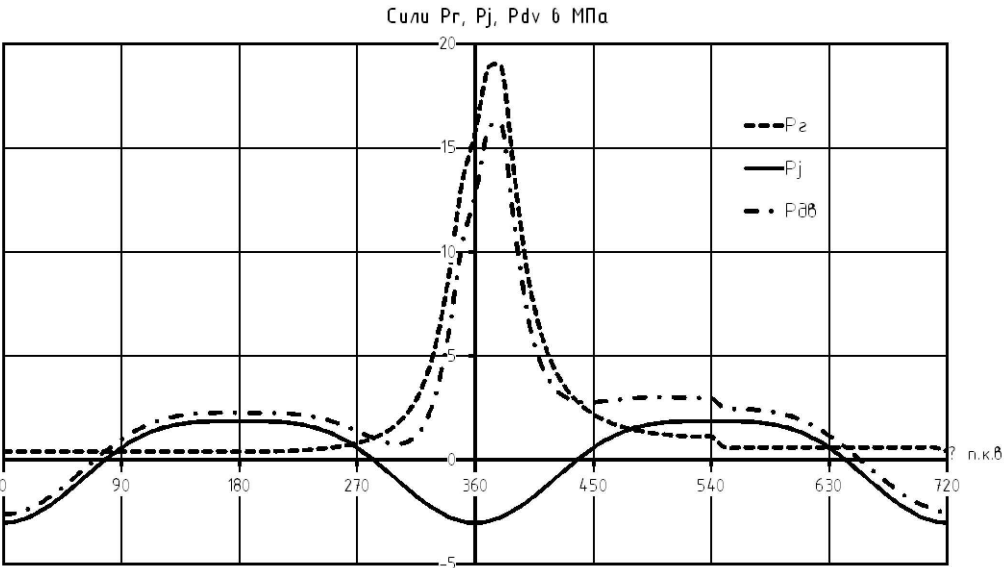
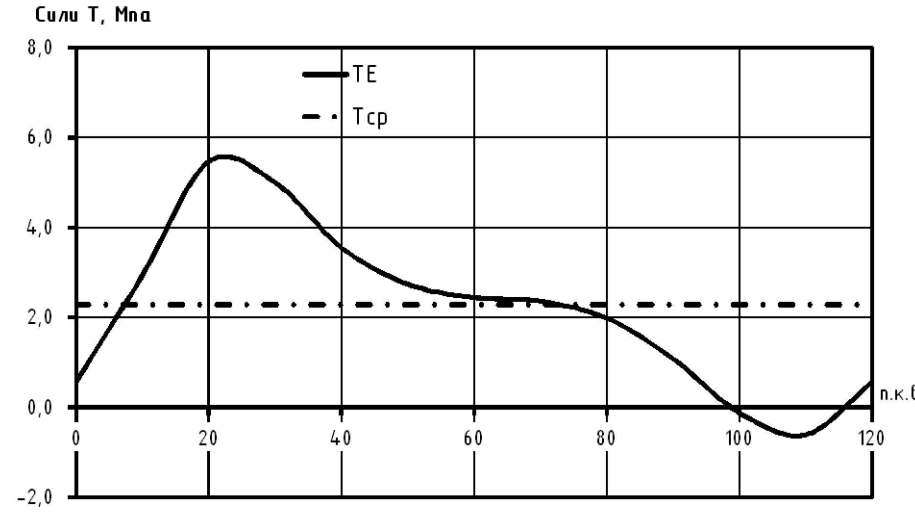
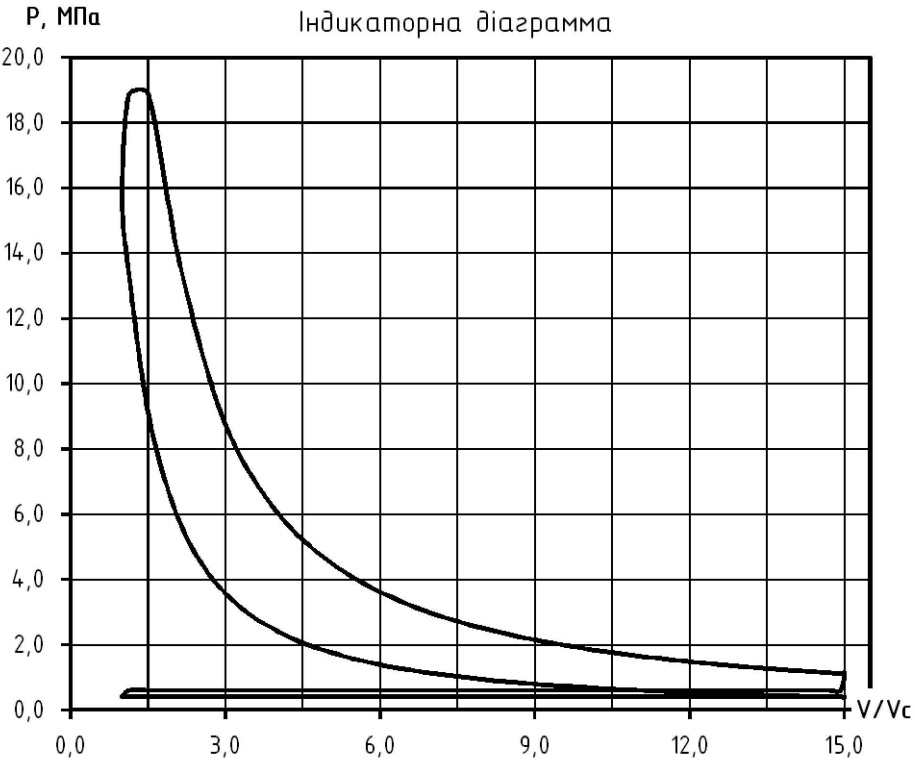
Потужність, кВт5400

Частота обертання колінчастого валу, хв⁻¹500

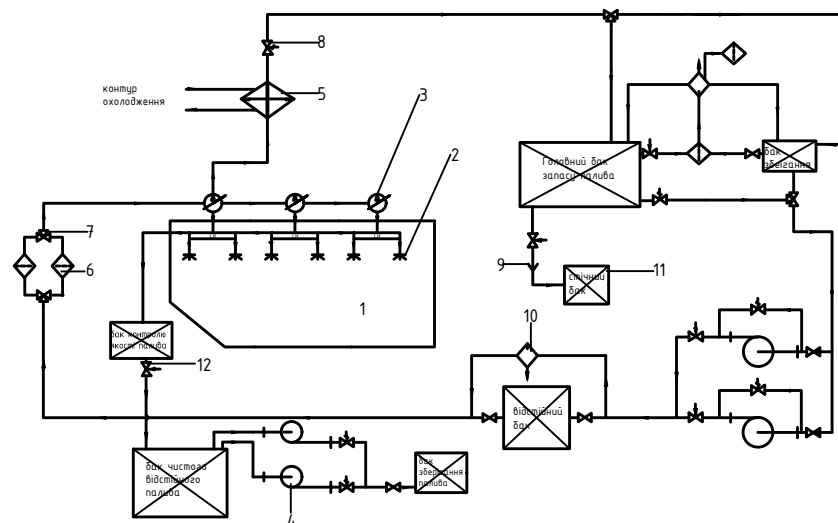
Середній ефективний тиск, МПа2,433

Питома ефективна витрата важкого палива, кг/(кВтхгод)0,177

				ПННІ НУК 142.44.24.02.01		
Зм. Клас	№ докум.	Підпис	Візит	Поперечний переріз		
Розробка	Виконав В.І.			вдвигуна 6ЧН43/61		
Перевірив	Технічний А.І.			Лист 1:5		
Н. монт.	Технічний А.І.			Лист 44-ЕМ-22		
Замовив	Технічний В.В.					

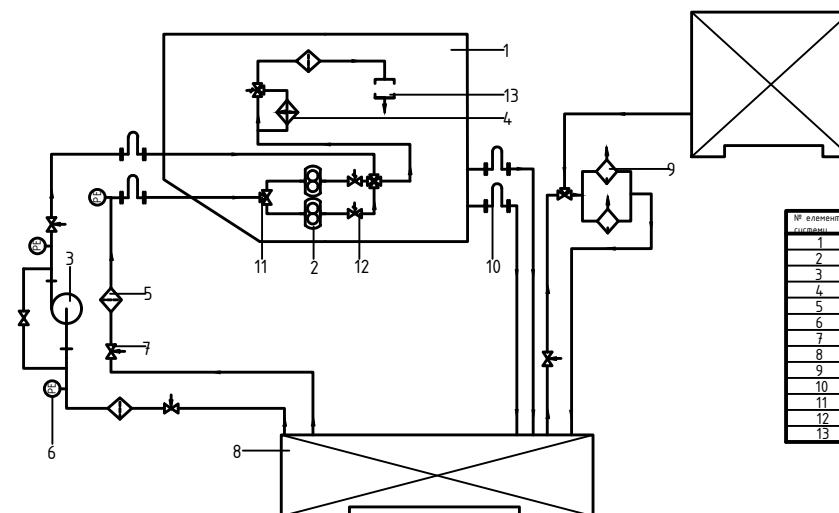


Паливна система



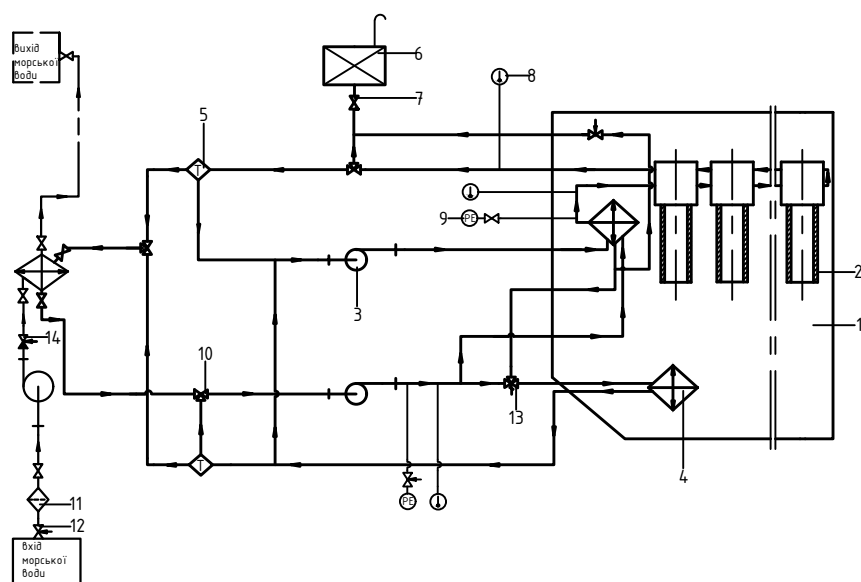
№ элемента системы	Назва
1	Двигун
2	Форсунка
3	ПНВТ
4	Насос
5	Охолоджувач палива
6	Фільтр
7	Трихобовий клапан
8	Залобіжний клапан
9	Дренаж
10	Сепаратор
11	Бақыцестерна
12	Регуляцыйный клапан

Система змащення



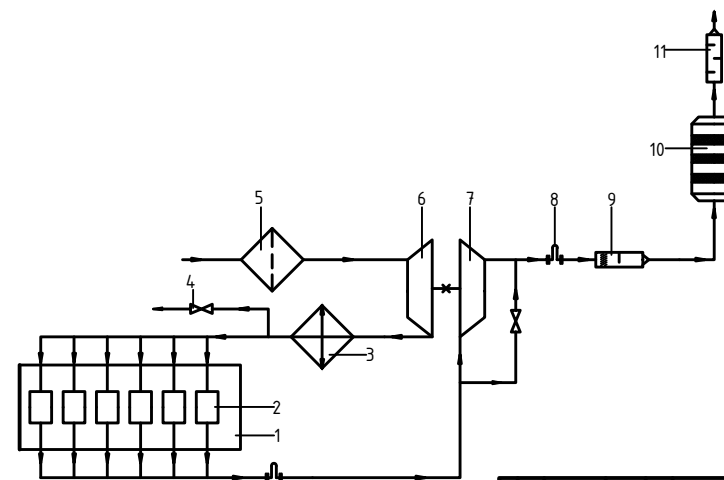
№ елемента системи	Назва
1	Двигун
2	Шестерневий насос
3	Відцентровий насос
4	Охолоджувач
5	Фільтр
6	Датчик тиску
7	Результуючий клапан
8	Бак (цистерна)
9	Сепаратор
10	Компенсатор
11	Триходовий клапан
12	Запобіжний клапан
13	Змешувач теплоносій

Система охолодження



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

Система зазодміну



№ елемента системи	Назва
1	Двигун
2	Цилиндр двигуна
3	ОНП
4	Клапан
5	Фільтр
6	Компресор
7	Турбіна
8	Компенсатор
9	Іскрогасник
10	Каталізатор
11	Газлищик

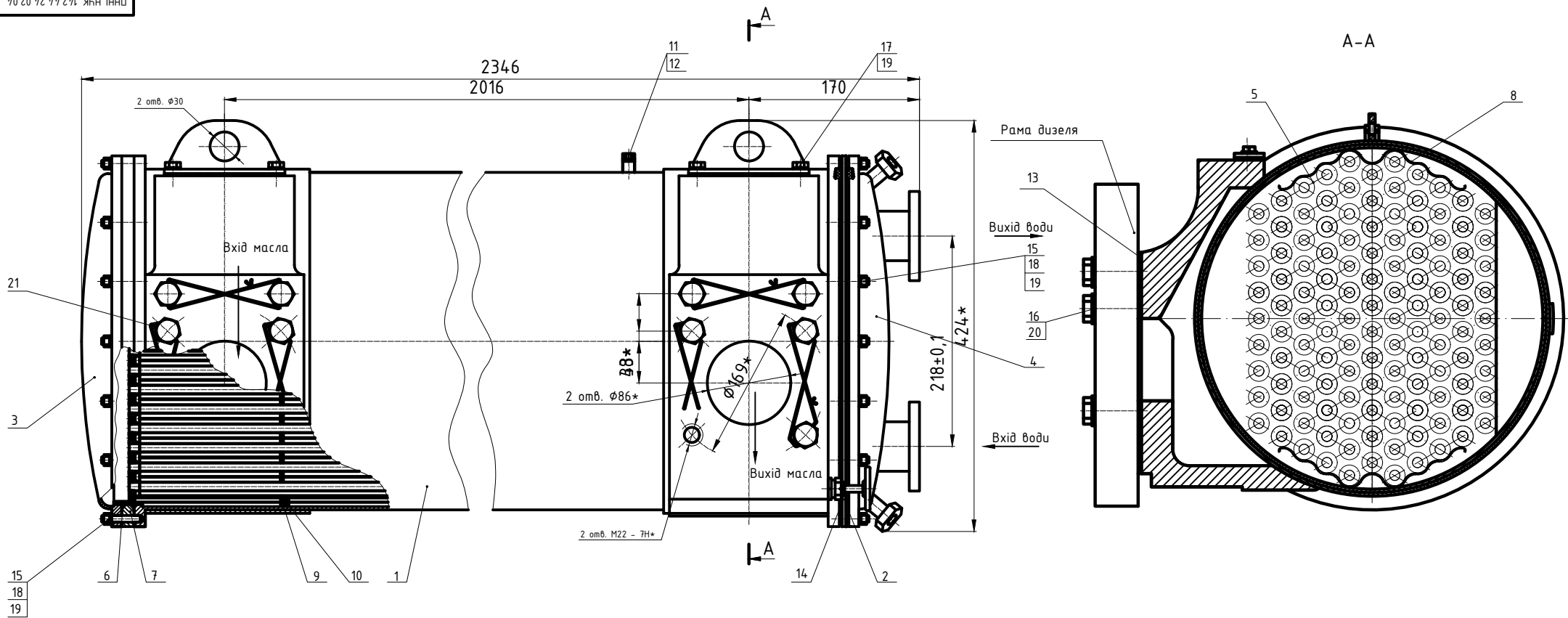
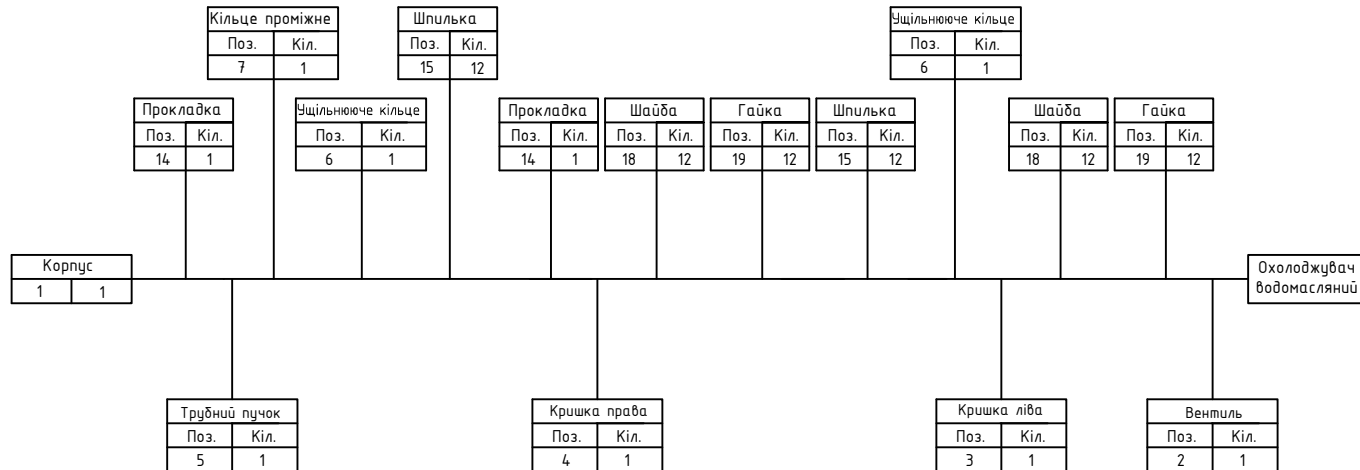


Схема збирання водомасляного охолоджувача



Поз.	Найменування	Кіл.	Примітка
1	Корпус	1	
2	Вентиль	1	
3	Кришка ліва	1	
4	Кришка права	1	
5	Трубний пучок	1	
6	Ущільнююче кільце	2	
7	Проміжне кільце	1	
8	Витиснювач	2	
9	Діафрагма	11	
10	Прокладка діафрагми	11	
11	Пробка	1	
12	Прокладка пробки	1	
13	Прокладка корпусу	2	
14	Прокладка правої кришки	2	
15	Шпилька	24	
16	Болт кріплення до корпусу	12	
17	Болт	8	
18	Гайка кріплення кришок	24	
19	Шайба кріплення кришок	32	
20	Шайба кріплення до корпусу	12	
21	Проволока	1	

ПННІ НУК 142.44.24.02.04				Технологічний процес збирання маслоохолоджувача			
Від	Лист	№ докум.	Підпис	Печат	Від	Маса	Масштаб
Розробив	Виконав	Ві			н		δ/м
Перевірив	Прийняв	А.С.			Лист	Листів	
Н. мейер	Прийняв	А.С.			44-ЕМ-22		
Замовив	Виконав	В.В.					