

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: Розробка конструкції теплообмінника 4-тактного суднового аварійного дизель-генератора потужністю 300 кВт.
Прототип 6ЧН18/22.

Виконав:

студент групи 44-ЕМ-22

_____ **Танасюк П. В.**

(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ЕМ, к.т.н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ **Нестеренко В.В.**

(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання, спроектовано дизельний двигун з наддувом потужністю 300 кВт на базі прототипу 300 кВт та удосконалено конструкцію системи охолодження.

Виконано опис вузлів та систем спроектованого двигуна, в які входять: опис конструкції дизельного двигуна, систем двигуна, а також принцип роботи вузлів та систем.

Проведено конструкторський розрахунок в який входить: розрахунок робочого процесу дизельного двигуна з перевірочними розрахунками, тепловий розрахунок, побудована індикаторна діаграма, а також динамічний розрахунок з побудовою графіків.

Була поставлена та виконана задача розробки конструкції радіатора та вентилятора системи охолодження.

Визначені заходи по охороні праці на електростанції, положення про охорону праці, проведені розробки заходів з охорони праці та навколишнього середовища.

До проекту додаються 4 аркушів креслення формату А1.

Annotation

In the qualification work, in accordance with the assignment, a 300 kW supercharged diesel engine was designed on the basis of a 300 kW prototype and the design of the cooling system was improved.

A description of the components and systems of the designed engine was made, which includes: a description of the design of the diesel engine, engine systems, as well as the principle of operation of components and systems.

A design calculation was carried out, which includes: calculation of the diesel engine's working process with verification calculations, thermal calculation, an indicator diagram, and a dynamic calculation with graphing.

The task of developing the design of the radiator and fan of the cooling system was set and completed.

The measures for labor protection at the power plant, labor protection regulations were determined, and labor and environmental protection measures were developed.

The project includes 4 sheets of A1 drawings.

3MICT

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1. Інформація про об’єкт використання двигуна	7
1.2. Опис конструкції базового двигуна	9
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	
2.1 Вимоги до проектового двигуна	14
2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна	15
2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна	28
2.4 Розрахунок індикаторної діаграми	35
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	42
2.6 Аналіз ефективних показників проектового двигуна та двигуна-прототипу	49
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА	
3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів.	50
3.2 Опис системи охолодження базового двигуна.	56
3.3 Розрахунок системи охолодження.	58
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1. Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні дизеля	64
4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації..	68
ВИСНОВКИ	73
ЛІТЕРАТУРА	74

					ПННІ НУК 142.44.24.19 ПЗ								
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата									
Розробив	Танасюк П.В.				Пояснювальна записка				Літера		Лист	Листів	
Перевірів	Нестеренко В.В								н		3	75	
									44-ЕМ-22				
Н. контр	Нестеренко В.В												
Затвердив	Нестеренко В.В												

ДОДАТКИ:

Додаток 1 Специфікації складальних креслень

Додаток 2 Двигун 6ЧН18/22 – поперечний переріз

Додаток 3 Двигун 6ЧН18/22 – поздовжній переріз

Додаток 4 Радіатор системи охолодження

Додаток 5 Індикаторна діаграма та графіки сил, що діють в КШМ

Додаток 6 Складальне креслення вентилятора

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Сучасна суднова енергетична установка являє собою складний комплекс механізмів, агрегатів і пристроїв, об'єднаних системами в єдину структуру, покликану забезпечити ефективну, надійну, безаварійну (в тому числі з точки зору екології) і комфортну експлуатацію і функціонування судна. Як впливає із самої назви, головним призначенням суднової енергетичної установки є забезпечення судна енергією, у всіх затребуваних видах (теплової, електричної, механічної). Всі види енергії, необхідні для функціонування судна генеруються в автономному режимі з бортових запасів палива в тепловій машині (двигуні внутрішнього згоряння, паровому або термомасильному котлі, паровій або газовій турбіні). При цьому найпоширенішим типом суднового головного двигуна є дизелі, що мають, в порівнянні з іншими типами двигунів, найменшу питому витрату палива і найбільший коефіцієнт корисної дії.

Двигун 6ЧН18/22 використовувався як судновий дизель-генератор, тому має сертифікат Регістра судноплавства та всі його системи пристосовані до морських умов експлуатації. Аварійні дизель-генератори мають працювати в специфічних умовах, коли судно потерпає аварію, тому для дизеля пред'явлені додаткові умови: рівень автоматизації управління, захисту і регулювання повинен відповідати четвертому ступеню (ГОСТ 14228 – 80). Але була необхідність встановити двигун більшої потужності на зазначеній моделі судна. З цією метою було запропоновано значно форсувати дизель по тиску наддуву. При збільшенні тиску наддуву потрібно змінювати охолоджувач надувного повітря, оскільки змінюється як кількість повітря, яке проходить крізь охолоджувач, так і його температура.

Згідно Українського Регістра Судноплавства, Lloyd та інших аварійні дизель-генератори повинні розташовуватись вище верхньої палуби, таким чином на віддалені від ватерлінії судна. У зв'язку з особливістю розташування аварійних дизель-генераторів на судах в дипломному проекті було запропоновано змінити систему охолодження двигуна.

					<i>ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ</i>	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В даній кваліфікаційній роботі реалізовано завдання розробки системи охолодження для дизеля в складі аварійного дизель-генератора потужністю 300 кВт на базі двигуна внутрішнього згоряння типу 6ЧН18/22.

					<i>ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ</i>	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна

В кваліфікаційній роботі розглянуто можливість використання двигуна 6ЧН 18/22 в якості аварійного дизель-генератора на танкері «St. Marino».

Танкер «Nicos» було побудовано в 2000 році на Чорноморському судно-будівному заводі для іноземного замовника. Танкер призначений для транспортування нафти та нафтопродуктів. Екіпаж складає 20 чоловік.

Тепловий стан дизеля (по воді і маслу) на всіх режимах експлуатації повинен бути стабільним, а рівень діагностування у відповідності з ГОСТ 2041 – 75 як для дизеля в цілому, так і основних змінних агрегатів і деталей. Дизель повинен надійно працювати в різних умовах при температурах навколишнього повітря ± 40 °С, вологості до 100% та температурі забортної води від 0 до 32 °С.

При тривалих кренах до 45° та диферентах 22° (звісно що при роботі при таких кренах та диферентах значно зменшується моторесурс двигуна, але для аварійного дизель-генератора головне надійність роботи).

Дизель повинен мати дистанційне керування; безвідмовний пуск в хід з будь-якого положення, як в гарячому, так і холодному стані. Для зниження рівня шуму і вібрації у відповідності з ГОСТ 12.1.003 – 83 необхідно забезпечити максимально можливе врівноваження всіх мас, що обертаються і поступально рухаються. Для дизеля слід забезпечити відсутність заборонених критичних зон частоти обертання на експлуатаційних режимах роботи шляхом застосування пристроїв що демпфують, а також установки дизеля на ізолюючих вібрацію амортизаторах.

У зв'язку з проблемою захисту навколишнього середовища важливе значення матимуть вимоги до мінімізації токсичності (ГОСТ 24585 – 81) і задимленості випускних газів (ГОСТ 24028 – 80).

Аварійний дизель-генератор повинен забезпечити подачу струму на:

- аварійне освітлення;
- роботу навігаційного обладнання;

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						7
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- роботу засобів зв'язку;
- роботу насосів що осушують;
- роботу пожарних насосів;
- роботу насосів для перекачки нафти.

На судні встановлено аварійний дизель-генератор фірми «Caterpillar», електричною потужністю 280 кВт.

Дизель-прототип, який розглядається як можлива заміна, має потужність 225 кВт, електрична потужність дизель-генератора на базі такого дизеля буде складати близько 215 кВт. Тому потрібно збільшити потужність двигуна 6ЧН18/22 мінімум до 300 кВт.

Особливості розташування судових аварійних дизель-генераторів такі, що вони знаходяться вище верхньої палуби судна, щоби коли судно тоне, вони до останніх хвилин подавали живлення на засоби зв'язку та аварійне освітлення. Тому охолодження двигуна аварійного дизель-генератора морською водою проблематичне.

Зазвичай в приміщенні аварійного дизель-генератора встановлюють велику корпусну цистерну з запасом морської води, яка охолоджує внутрішній контур системи охолодження двигуна протягом якогось часу, поки не перегрівається. Чим більше часу буде працювати дизель-генератор, тим більшого об'єму потрібна цистерна з запасом води.

Ця схема має ряд недоліків, а саме:

- робота аварійного дизель-генератора обмежена за часом;
- потрібно встановлювати окрему систему, можливо навіть окремий насос, для заповнення цистерни забортною водою;
- періодично треба замінювати воду в цистерні;
- високе розташування (вище верхньої палуби) великої маси води погано впливає на остійність судна в цілому.

Тому цілком логічно змінити систему охолодження двигуна. В якості зовнішнього контуру використовувати не забортну воду, а повітря.

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						8
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Більш детальний опис існуючої на двигуні системи охолодження і запропонованої розглянуто в третьому розділі кваліфікаційної роботи.

1.2 Опис конструкції базового двигуна

6ЧН 18/22 - поширений тип суднових дизельних двигунів, що випускалися з 1950-х років до 2006 року. Застосовуються головним чином в якості основного або допоміжного суднового двигуна.

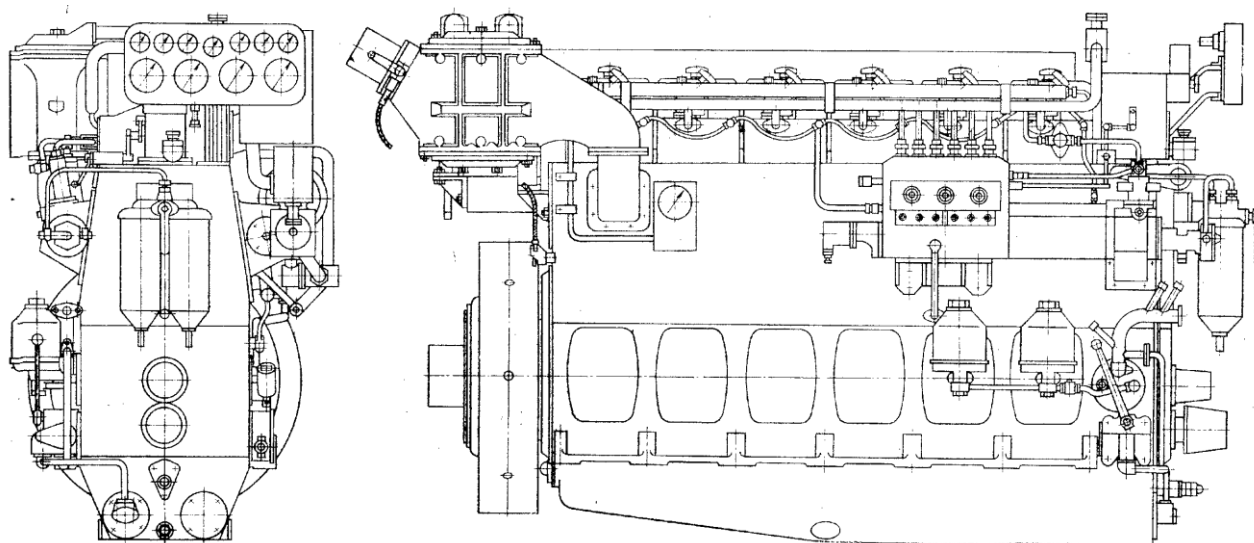


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд дизеля 6ЧН18/22

Особливістю двигуна є його автономність. На ньому установлені всі допоміжні агрегати, необхідні для роботи двигуна й установки в цілому, крім фільтра тонкого очищення масла, пневмонасосу передпускового прокачування масла, охолоджувачів води й масла. Дизель також обладнаний системою захисту, контролю й аварійно-попереджувальної сигналізації, що забезпечує місцевий і дистанційний контроль за режимом роботи дизельної установки.

Дизелі ряду 6Ч 18/22 чотиритактні, простого дії, вертикальні, однорядні з напіврозділеною камерою згоряння (камера в поршні), нереверсивні випускаються

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

декількох модифікацій. Залежно від призначення дизелі мають деякі конструктивні відмінності: дизелі без наддуву – 6Ч 18/22, з наддувом - 6ЧН 18/22 для привода генератора потужністю відповідно 155 і 225 кВт.

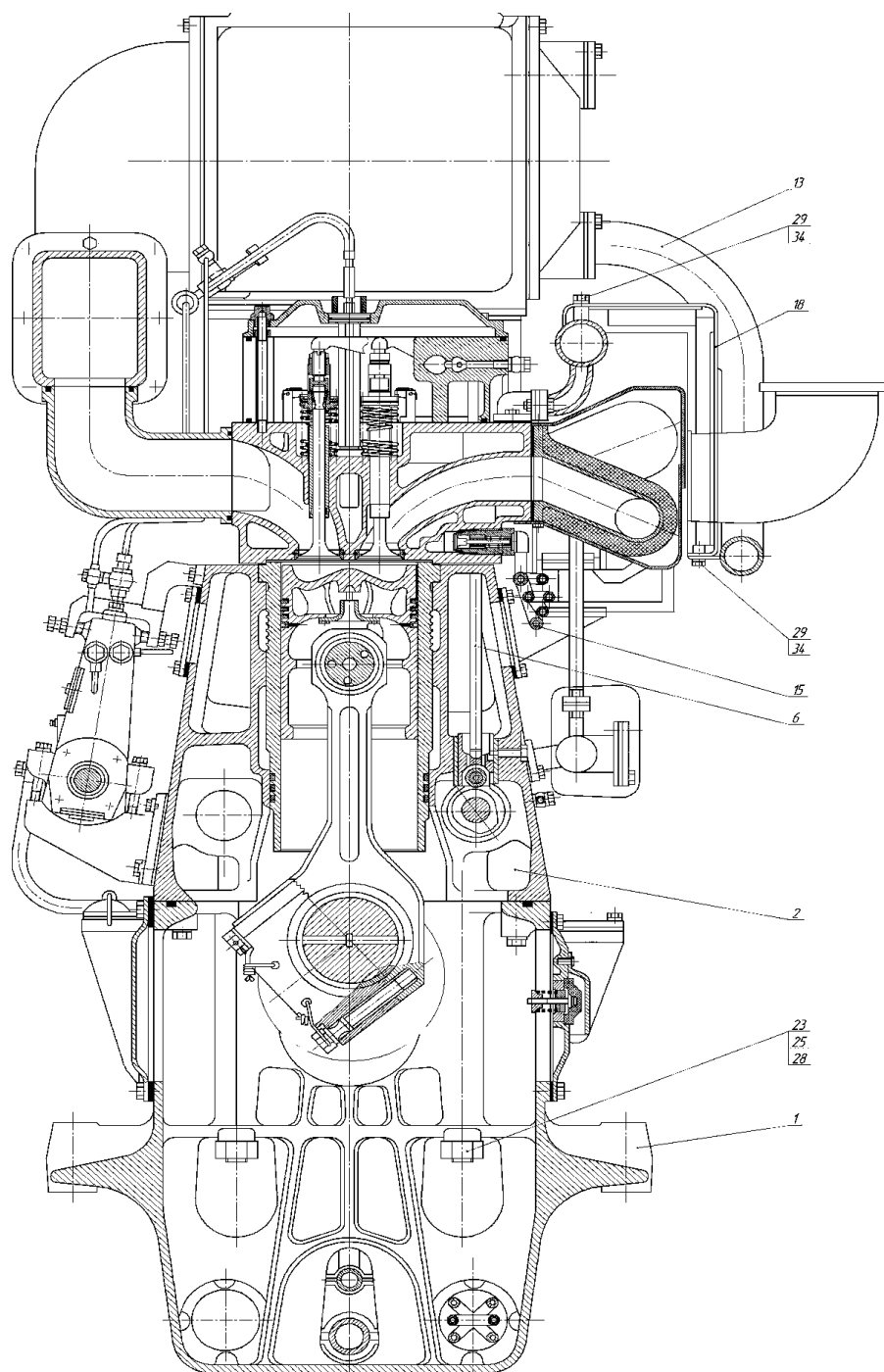


Рисунок 1.2 – Поперечний переріз дизеля 6ЧН 18/22

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	10

ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ

Фундаментна рама дизеля лита, із чавуну, коробчастої форми. Рама має поперечні перегородки з розточеними постелями для нижніх вкладишів корінних підшипників. Корінних підшипників сім, причому останній підшипник розширений для прийняття додаткового навантаження від ваги маховика.

Нижня частина рами є збірником і резервуаром масла. У нижній частині передньої торцевої стінки рами розташована пробка для зливу масла, а на передній стінці, крім того, є два люки із фланцем для підключення усмоктувального трубопроводу резервного масляного насоса й для підключення нагнітального трубопроводу резервного масляного насоса.

На бічних стінках фундаментної рами є два отвори, заглушені фланцями, для відкачки масла з дизеля. Усередині середньої нижньої частини рами на бобишках кріпиться масляний фільтр, якому можна виймати для чищення через оглядовий люк.

На зовнішніх бічних поверхнях уздовж рами є опорні лабети для кріплення дизеля до фундаменту й різьбові отвори під віджимні болти для центрування дизеля при монтажі. На верхній площині рами є канавки, у які покладений гумовий шнур, що забезпечує ущільнення між рамою й блоком циліндрів.

Вентиляція картера незалежна, здійснюється в атмосферу через шостий оглядовий лючок, розташований з боку вихлопу. Лючок має фланець для приєднання вентиляційного трубопроводу. Вентиляційні труби повинні виводитися на верхню відкриту палубу й мати вогневі запобіжники й пристрої, що не допускають влучення води в дизель. Об'єднання вентиляційних труб декількох дизелів не допускається.

Блок циліндрів цільний, відлитий із чавуну. Він кріпиться до фундаментної рами чотирнадцятьма силовими шпильками й двадцятьма шістьома болтами по краях для ущільнення стику. Шість циліндрових втулок - вставні, відлиті із чавуну із присадкою нікелю й хрому. Ущільнення водяної порожнини в місцях запресовування втулок досягається у верхній частині притисненням притертого буртика втулки до блоку, унизу - трьома ущільнювальними гумовими кільцями,

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

покладеними в канавки втулок. Простір між циліндровими втулками й стінками блоку є сорочкою для охолодної води.

Кришки циліндрів відлиті із чавуну. Кришка циліндрів має нагнітальні та вихлопні клапани однакової конструкції, виготовлені з жаростійкої сталі. Клапани переміщуються в напрямних втулках, запресованих у кришку циліндра. Сідла клапанів також запресовані в кришку.

Повітрозбирач із автоматичною повітряною заслінкою змонтований на алюмінієвій плиті. Автоматична повітряна заслінка виконує роль граничного вимикача й забезпечує захист дизеля від розносу.

Випускний колектор зварної конструкції, ізольований, неохолоджуваний. Випускний колектор обгороджений захисним кожухом для запобігання обслуговуючого персоналу від опіків.

Колінчатий вал з маховиком сталевий, цільнокований, має шість шатунних і сім корінних шийок. Коліна валу розташовані під кутом 120° друг до друга, причому перше коліно по напрямку збігається із шостим, друге – з п'ятим, третє – із четвертим. У кожному коліні є косе свердління (масляний канал), що з'єднує радіальний отвір у корінних і шатунних шийках валу. Отвори призначені для підведення масла до шатунних шийок і до верхньої головки шатуна через отвори в ньому. Четверта корінна шийка є упорною. До фланця заднього кінця колінчатого валу за допомогою контрольних штифтів і болтів закріплено маховик.

Поршень чавунний, суцільнолитий. У днищі поршня є камера згоряння об'ємом $325 \pm 5 \text{ см}^3$. У кільцевих канавках поршня розміщені чотири компресійних, одне здвоєне й одне одинарне маслоз'ємні хромовані кільця.

Одинарне маслоз'ємне кільце без радіусних фрезерувань розташовано вище пальця, здвоєні маслоз'ємні кільця з радіусними фрезеруваннями - нижче. Маслоз'ємні кільця встановлюються меншою торцевою поверхнею вниз, тобто шкребок нагору. Поршень з'єднується із шатуном за допомогою порожнього сталевих цементованого й загартованого пальця плаваючого типу. Від осьових переміщень палець утримується стопорними кільцями. На поверхні поршня,

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

навколо отворів для пальця, розташовані поглиблення - холодильники.

Шатун має верхню головку, стрижень і нижню (шатунну) головку. Стрижень шатуна двотаврового перетину має глухий некрізний центральний отвір і два бічних свердління в нижній головці для підведення змащення до головного підшипника. У верхню головку запресована бронзова втулка. Нижня головка шатуна рознімна, скріплюється двома болтами. У нижній головці розміщені верхній і нижній вкладиші з біметалічної смуги, плакованої сплавом АСМ.

Розподільчий вал зібраний із двох частин, з'єднаних між собою болтами й гайками. Вал обертається в сімох підшипниках, гнізда яких розташовані в бічній частині блоку циліндрів. Розподільчий вал має усмоктувальні «а» і вихлопні «b» кулачки для кожного циліндра. Кулачки виконані за одне ціле з розподільним валом. На передній кінець розподільчого валу насаджені упорна втулка й шестірня привода розподільчого валу.

					<i>ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ</i>	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1 Вимоги до проектованого двигуна.

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила.

Крім відпрацьовування параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий індикаторний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і т.д.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках, особливо на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. 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.

Двигун проектується на базі дизеля 6ЧН18/22. Його основні параметри (по технічному опису та інструкції по експлуатації) наведено в таблиці 2.1.

					ІННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Технічна характеристика двигуна 6ЧН18/22

Найменування параметру	6ЧН18/22
Номінальна потужність на валу дизеля, кВт	225
Максимальна потужність дизеля на протязі не більше одного часу роботи, кВт	247,5
Частота обертання, хв^{-1}	750
Число циліндрів	6
Діаметр циліндра, мм	180
Хід поршня, мм	220
Дійсний ступінь стиску	12,1
Максимальний тиск згоряння при номінальній потужності, кПа	75
Середній ефективний тиск при номінальній потужності, кПа	8,1
Питома витрата палива, г/кВт год.	158+8
Маса, кг	
дизеля сухого	3300
води в дизелі	80
масла в дизелі	115

2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна.

Розвиток вітчизняного двигунобудування супроводжувався розробкою питань теорії робочого процесу та конструкції двигунів. Професор В.І. Гриневецький розробив теорію робочого процесу в ДВЗ, яка в подальшому була поглиблена його учнями - професорами Є.К. Мазінгом та Н.Р. Брілінгом.

Ця теорія є основою при вивченні та кількісній оцінці робочих процесів, що відбуваються в циліндрі двигуна, і є важливим інструментом при проектуванні ДВЗ. Вона забезпечує вдалий вибір основних параметрів, що дають наочне уявлення про основні елементи процесів, чіткість їх визначень, правильність якісної оцінки впливу різних чинників на ці параметри і на весь робочий процес. Всі елементи теорії використовуються до теперішнього часу. Якщо додати до цього простоту її математичного апарату, то буде зрозуміло, що вона є прекрасним засобом для з'ясування основних залежностей.

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

2.2 Розрахунок параметрів робочого циклу дизельного двигуна з наддувом

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність

$$P_e = 300 \text{ кВт}$$

Частота обертання колінчастого валу

$$n = 1000 \text{ хв}^{-1}$$

Ступінь стиску

$$\varepsilon_w = 13$$

Число циліндрів

$$i = 6$$

2.1.2 Вихідні данні теплового розрахунку

Коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha = 1.9 \quad [1, \text{ст. 8}]$$

Тиск наддуву

$$p_B = 165 \text{ кПа}$$

Тиск навколишнього середовища

$$p_a = 101.3 \text{ кПа}$$

Температура навколишнього середовища

$$T_a = 293 \text{ К}$$

Підігрів свіжого заряду

$$\Delta T = 20 \text{ К} \quad [1, \text{ст. 9}]$$

Тиск залишкових газів

$$p_r = 155 \text{ кПа} \quad [1, \text{ст. 9}]$$

Температура залишкових газів

$$T_r = 800 \text{ К} \quad [1, \text{ст. 9}]$$

Ступінь підвищення тиску при згорянні

$$\lambda = 1.6 \quad [1, \text{ст. 9}]$$

Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"

$$\xi_Z = 0.87 \quad [1, \text{ст. 10}]$$

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми

$$\xi = 0.97 \quad [1, \text{ст. 10}]$$

Паливо:

Дизельне пальне Л-0.2-40 ДСТУ 305-82

Середній елементарний склад палива

$$C_w = 0.86 \quad H_w = 0.13 \quad O = 0.01$$

Найнижча теплота згорання рідкого палива

$$Q_{H.p} = 42500 \text{ кДж / кг}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						16
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1.3 Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг рідкого палива

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right)$$

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = 0.495 \text{ кмоль / кг}$$

або у кг повітря / 1 кг палива:

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0$$

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0 = 14.317$$

Кількість свіжого заряду

$$M_1 = \alpha \cdot L_0$$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 0.94 \text{ кмоль / кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння

Кількість CO₂

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = 0.072 \text{ кмоль / кг}$$

Кількість H₂O

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = 0.065 \text{ кмоль / кг}$$

Кількість O₂

$$M_{O_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.093 \text{ кмоль / кг}$$

Кількість N₂

$$M_{N_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.742 \text{ кмоль / кг}$$

Загальна кількість продуктів згоряння

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = 0.972 \text{ кмоль / кг}$$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						17
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1.4 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}}$$

де $n_K = 1.6$ - показник політропи стиску повітря в нагнітачі, згідно [1, ст. 12]

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 351.8 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int}$$

де $\Delta T_{int} = 20 \text{ K}$ - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 70 \text{ K}$)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 331.8 \text{ K}$$

Тиск повітря після охолоджувача.

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

де $\Delta p_{охл} = 3 \text{ кПа}$ - перепад тиску в охолоджувачі

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 162 \text{ кПа}$$

Тиск в кінці впуску

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.92$ - число з інтервалу (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 151.8 \text{ кПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\epsilon \cdot p_d - p_r}$$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = 0.03$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\gamma_r = (0,03...0,06)$, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$$

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = 328.7 \text{ K}$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_d = (320...400) \text{ K}$, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_B} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)}$$

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_B} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = 0.974$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\Phi_c = (0,80...0,98)$, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Густина заряду на впуску:

$$\rho_a = \frac{p_B}{R_{\Pi} \cdot T_a}$$

де $R_{\Pi} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ - універсальна газова стала повітря;

$$\rho_a = \frac{p_B \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = 1.962 \text{ кг/м}^3$$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

2.1.5 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску приймаємо згідно номограми згідно [1, ст. 14]

$$n_1 = 1.360$$

Тиск в кінці стиску

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1}$$

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 4968.608 \text{ кПа}$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_c = (3000...6500)$ кПа, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1}$$

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 827.6 \text{ К}$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_c = (700...900)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c$$

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 22.063$$

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}$$

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1.035$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,035...1,040)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						20
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

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

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = 1.034$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,036...1,042)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Емпіричні формули середніх мольних теплоємностей окремих газів при сталому об'ємі

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,0015 \cdot T_z;$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \cdot T_z;$$

$$\text{для } O_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \cdot T_z;$$

$$\text{для } O_2: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \cdot T_z;$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

$$mCv'' = 1/M_2 \cdot [M_{O_2} \cdot (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \cdot (mCv''_{N_2}) + M_{CO_2} \cdot (mCv''_{CO_2}) + \dots + M_{H_2O} \cdot (mCv''_{H_2O})]; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv'' = a + b \cdot T_z; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \left(M_{O_2} \cdot 23.3 + M_{N_2} \cdot 21.554 + M_{CO_2} \cdot 38.609 \dots + M_{H_2O} \cdot 25.459 \right) = 23.24$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \left(M_{O_2} \cdot 0.0015 + M_{N_2} \cdot 0.001457 + M_{CO_2} \cdot 0.003349 \dots + M_{H_2O} \cdot 0.004438 \right) = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

$$mCp'' = mCv'' + 8.314; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCp'' = a' + b' \cdot T_z; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 31.554$$

$$b' = b = 0.0018$$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c$$

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 7949.773 \text{ кПа}$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{\max} = (5000 \dots 12000) \text{ кПа}$, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальна температура циклу

$$\xi_Z \cdot Q_{H.p} / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) + (mCv'' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = b \cdot (mCp'') \cdot T_Z$$

Після підстановки одержимо квадратне рівняння:

$$A \cdot T_Z^2 + B \cdot T_Z - C = 0$$

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00186$$

$$B = a' \cdot \beta = 32.62$$

$$C' = \frac{\xi_Z \cdot Q_{H.p}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} + (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = 67350.616$$

Звідки:

$$T_Z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \cdot A \cdot C'}}{2 \cdot A} = 1866.1 \text{ К}$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_Z = (1800 \dots 2300) \text{ К}$, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_Z}{\lambda \cdot T_c}$$

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_Z}{\lambda \cdot T_c} = 1.457$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\rho = (1,2 \dots 1,5)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

		.			ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

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

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = 8.924$$

Показник політропи розширення обираємо згідно номограми з [1, ст. 19]

$$n_2 = 1.203$$

Тиск в кінці розширення

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}}$$

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = 571.283 \text{ кПа}$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_b = (200 \dots 600)$ кПа, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення

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

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = 1196.7 \text{ К}$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_b = (1000 \dots 1250)$ К, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = 774.691 \text{ К}$$

$$\text{Перевірка } \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = 3.164$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta < 10\%$

2.1.8 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = 1314.771 \text{ кПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'}$$

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 1275.327 \text{ кПа}$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{mi} = (750...2500) \text{ кПа}$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_a}$$

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_a} = 0.427$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_i = (0,42...0,53)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

Питома індикаторна витрата рідкого палива

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{н.р}}$$

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{н.р}} = 0.198 \text{ кг / (кВт год)}$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_i = (0,16...0,20) \text{ кг / (кВт год)}$, [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня

$$V_{п.ср} = \frac{S_{пр} \cdot n}{30}$$

де $S_{пр} = 0.22 \text{ м}$ - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{S_{пр} \cdot n}{30} = 7.333 \text{ м / с}$$

Середній тиск механічних втрат

$$p_M = (0.088 + 0.0118 \cdot V_{п.ср})$$

$$p_M = (0.088 + 0.0118 \cdot V_{п.ср}) \cdot 10^3 = 174.533 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск

$$p_{me} = p_{mi} - p_M$$

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1100.794 \text{ кПа}$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{me} = (550...2200) \text{ кПа}$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}}$$

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = 0.863$$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						25
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_M = (0,80...0,9)$, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.
Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M$$

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.369$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_e = (0,35...0,42)$, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома ефективна витрата рідкого палива

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{H.p}}$$

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{H.p}} = 0.23 \quad \text{кг} / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_e = (0,200...0,242) \text{ кг} / (\text{кВт} \cdot \text{год})$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Годинна витрата рідкого палива

$$B_e = b_e \cdot P_e$$

$$B_e = b_e \cdot P_e = 68.901 \quad \text{кг} / \text{год}$$

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n}$$

де $Z = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 32.704 \quad \text{л}$$

Робочий об'єм циліндру

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						26
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = 5.451 \text{ л}$$

Розрахунковий діаметр циліндру

$$d_{пр} = 0.18 \text{ м - діаметр циліндру по прототипу}$$

$$m = \frac{S_{пр}}{d_{пр}} = 1.222 \text{ - співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 178.403 \text{ мм}$$

Розрахунковий хід поршня

$$S_p = m \cdot d_p$$

$$S_p = m \cdot d_p = 218.048 \text{ мм}$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d = 180 \text{ мм}$$

Хід поршня

$$S = 220 \text{ мм}$$

Літраж двигуна

$$V_{st'} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6}$$

$$V_{st'} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = 33.590 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st'} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 1000}$$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						27
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 1000} = 302.13 \text{ кВт}$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$P_{еср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{еср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = 304.065 \text{ кВт}$$

Перевірка:

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{еср}} \cdot 100$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{еср}} \cdot 100 = 2.674 \text{ \%, що є допустимим і не перевищує 5\%}$$

2.3 Розрахунок теплового балансу

2.2.1 Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_v + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{н.в}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_v - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

$Q_{н.в}$ - невраховані теплові втрати

2.2.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.р}}{3.6}$$

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.р}}{3.6} = 813418.77 \text{ Дж / с}$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						28
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 300000 \text{ Дж / с}$$

у відсотковому відношенні

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100$$

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = 36.881 \%$$

перевірка:

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e$$

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 300000 \text{ Дж / с}$$

Вираховуємо похибку $\Delta Q_e = \frac{Q_e - Q_{e'}}{Q_e} \cdot 100 = 0.000 \%$

2.2.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}}$$

де Q_W - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

$Q_{\text{т.п}}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня

$Q_{\text{в.н}}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра

$$Q_W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) \cdot Q_{\Pi}$$

де $W_{\text{нап}} = 0$ - відносна втрата палива на ділянки наповнення

$W_{\text{ст}} = 0$ - відносна втрата палива на ділянки стиску

$W_{\text{г.р}} = 0.12$ - відносна втрата палива на ділянки горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.04$ - відносна втрата палива на ділянки випуску газів із циліндру

$$Q_W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) \cdot Q_{\Pi} = 130147.003 \text{ Дж / с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Середній тиск тертя поршня

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_{\text{м}}$$

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_{\text{м}} = 104.720 \text{ кПа}$$

Робочий об'єм циліндру

$$V_{\text{с'}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^9} \cdot S$$

$$V_{\text{с'}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^9} \cdot S = 0.00560 \text{ м}^3$$

Потужність тертя поршня

$$P_{\text{п}} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{\text{с'}} \cdot n \cdot i}{30 \cdot Z}$$

$$P_{\text{п}} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{\text{с'}} \cdot n \cdot i}{30 \cdot Z} = 29.313 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі витраченій на тертя поршня

$$Q_{\text{т.п}} = 1000 \cdot P_{\text{п}}$$

$$Q_{\text{т.п}} = 1000 \cdot P_{\text{п}} = 29312.794 \text{ Дж / с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_{\text{в}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{т.п}}$$

$$Q'_{\text{в}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{т.п}} = 159459.797 \text{ Дж / с}$$

Витрата охолоджуючої рідини

$$V_{\text{в}} = \frac{Q'_{\text{в}} \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}}$$

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

$\rho_{\text{в}} = 1000 \text{ кг / м}^3$ - середня густина води

$C_{\text{мв}} = 4.19 \text{ Дж / кг}$ - середня теплоємність води

$\Delta T_{\text{в}} = 10$ - температурний перепад води в холодильнику

		.			ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{mB} \cdot \Delta T_B} = 0.00457 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}}$$

де $\Delta p_B = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи

$\eta_{B.H} = 0.9$ - ККД водяного насосу

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}} = 0.497 \text{ кВт}$$

Тоді теплота що еквівалентна роботі на привід водяного насосу буде:

$$Q_{B.H} = 1000 \cdot P_{B.H}$$

$$Q_{B.H} = 1000 \cdot P_{B.H} = 497.281 \text{ Дж / с}$$

Відповідно теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H}$$

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H} = 159957.078 \text{ Дж / с}$$

у відсотковому відношенні

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{П}} \cdot 100$$

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{П}} \cdot 100 = 19.665 \%$$

Температура залишкових газів

$$t_r = T_r - 273$$

$$t_r = T_r - 273 = 527 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Температура на початку стиску

$$t_d = T_d - 273$$

$$t_d = T_d - 273 = 55.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r$$

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_T = 33.605$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d$$

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.119$$

2.2.5 Теплота, що виноситься випускними газами

$$Q_T = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_T - M_1 \cdot mCp \cdot t_d)$$

$$Q_T = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_T - M_1 \cdot mCp \cdot t_d) = 300436.608 \text{ Дж / с}$$

у відсотковому відношенні

$$q_T = \frac{Q_T}{Q_{\Pi}} \cdot 100$$

$$q_T = \frac{Q_T}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = 36.935 \text{ \%}$$

2.2.6 Теплота, що відводиться з маслом і витрачається на привід масляного насосу

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{мд} = \frac{P_M}{P_{mi}} \cdot \eta_i$$

$$\Delta_{мд} = \frac{P_M}{P_{mi}} \cdot \eta_i = 0.058$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна

$$Q_{мд} = \Delta_{мд} \cdot Q_{\Pi}$$

$$Q_{мд} = \Delta_{мд} \cdot Q_{\Pi} = 47565.66 \text{ Дж / с}$$

Тоді, теплота еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна

$$Q_{м1} = Q_w + Q_{мд} - Q_B$$

$$Q_{м1} = Q_w + Q_{мд} - Q_B = 17755.585 \text{ Дж / с}$$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна
Витрата циркуляційного масла

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M}$$

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

$\rho_M = 900$ кг / м³ - густина мастила

$C_{mm} = 2.094$ Дж / кг - середня теплоємність масла

$\Delta T_M = 6$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = 0.00236 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3}$$

де $p_0 = 0.4 \cdot 10^6$ Па - робочий тиск в системі мащення

$\eta_{M.H} = 0.8$ - ККД масляного насоса

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = 1.178 \text{ кВт}$$

Теплота витрачена на привід насоса

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{M.H}$$

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{M.H} = 1177.676 \text{ Дж} / \text{с}$$

Тоді теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2}$$

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 18933.261 \text{ Дж} / \text{с}$$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

у відсотковому відношенні

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100$$

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = 2.328 \%$$

2.2.7 Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M)$$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M) = 34091.823 \text{ Дж / с}$$

у відсотковому відношенні

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100$$

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = 4.191 \%$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в Дж / с,	у %,	межі для дизельного двигуна без наддуву
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 813418.8$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 300000.0$	$q_e = 36.9$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 300436.6$	$q_{\Gamma} = 36.9$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 159957.1$	$q_B = 19.7$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 18933.3$	$q_M = 2.3$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 34091.8$	$q_{HB} = 4.2$	до 3%

Отримані в результаті розрахунку значення складових теплового балансу входять у вказані межі.

Перевірка рівняння теплового балансу: $q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 100 \%$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми

2.3.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\phi = 5$ - крок розрахунку;

$\phi = 0, \Delta\phi \dots 720$ - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Об'єм камери згоряння

$$V_{c'} = \frac{V_{s'}}{\epsilon - 1}$$

$$V_{c'} = \frac{V_{s'}}{\epsilon - 1} = 4.665 \times 10^{-4} \text{ м}^3$$

Повний об'єм циліндру

$$V_{a'} = V_{s'} + V_{c'}$$

$$V_{a'} = 0.00606 \text{ м}^3$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння

$$V_{z'} = V_{c'} \cdot \rho$$

$$V_{z'} = V_{c'} \cdot \rho = 0.00068 \text{ м}^3$$

Функція зміни надпоршневого простору визначається на основі заданого значення кривошипно-шатунного відношення

$\lambda_{кр} = 0.256$ - кривошипно-шатунне відношення;

$$\sigma(\phi) = (1 - \cos(\phi \cdot \text{deg})) + \frac{\lambda_{кр}}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \phi \cdot \text{deg}))$$

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

$$V(\phi) = V_{c'} + \frac{1}{2} \cdot V_{s'} \cdot \sigma(\phi)$$

Для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми тиску в циліндрі двигуна використаємо наступну систему рівнянь:

		.			ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						35
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

на ділянці впуску:

$$0 < \phi < 180 \Rightarrow$$

$$p(\phi) = p_d$$

на ділянці стиску:

$$180 < \phi < 360 \Rightarrow$$

$$p(\phi) = p_d * (V_a' / V_{(\phi)})^{n1}$$

на ділянці попереднього розширення:

$$V_c' < V(\phi) < V_z' \Rightarrow$$

$$p(\phi) = p_{max}$$

на ділянці подальшого розширення:

$$V_z' < V(\phi) < \text{та } \phi < 540 \Rightarrow$$

$$p(\phi) = p_{max} / (V(\phi) / V_z')^{n2}$$

на ділянці випуску:

$$540 < \phi < 720 \Rightarrow$$

$$p(\phi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в мЗ,

p - тиск робочого тіла в кПа,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00047$	$p(0) = 151.800$	$V(180) = 0.00606$	$p(180) = 151.8$
$V(10) = 0.00052$	$p(10) = 151.800$	$V(190) = 0.00603$	$p(190) = 152.887$
$V(20) = 0.00068$	$p(20) = 151.800$	$V(200) = 0.00594$	$p(200) = 156.229$
$V(30) = 0.00093$	$p(30) = 151.800$	$V(210) = 0.00578$	$p(210) = 162.086$
$V(40) = 0.00127$	$p(40) = 151.800$	$V(220) = 0.00556$	$p(220) = 170.929$
$V(50) = 0.00168$	$p(50) = 151.800$	$V(230) = 0.00528$	$p(230) = 183.511$
$V(60) = 0.00213$	$p(60) = 151.800$	$V(240) = 0.00493$	$p(240) = 200.982$
$V(70) = 0.00262$	$p(70) = 151.800$	$V(250) = 0.00454$	$p(250) = 225.104$
$V(80) = 0.00313$	$p(80) = 151.800$	$V(260) = 0.0041$	$p(260) = 258.601$
$V(90) = 0.00362$	$p(90) = 151.800$	$V(270) = 0.00362$	$p(270) = 305.784$
$V(100) = 0.0041$	$p(100) = 151.800$	$V(280) = 0.00313$	$p(280) = 373.691$
$V(110) = 0.00454$	$p(110) = 151.800$	$V(290) = 0.00262$	$p(290) = 474.197$
$V(120) = 0.00493$	$p(120) = 151.800$	$V(300) = 0.00213$	$p(300) = 628.02$
$V(130) = 0.00528$	$p(130) = 151.800$	$V(310) = 0.00168$	$p(310) = 872.28$
$V(140) = 0.00556$	$p(140) = 151.800$	$V(320) = 0.00127$	$p(320) = 1273.481$
$V(150) = 0.00578$	$p(150) = 151.800$	$V(330) = 0.00093$	$p(330) = 1941.161$
$V(160) = 0.00594$	$p(160) = 151.800$	$V(340) = 0.00068$	$p(340) = 2992.878$
$V(170) = 0.00603$	$p(170) = 151.800$	$V(350) = 0.00052$	$p(350) = 4288.503$

V(360) = 0.00047	p(360) = 4968.608	V(540) = 0.00606	p(540) = 571.283
V(370) = 0.00052	p(370) = 7949.773	V(550) = 0.00603	p(550) = 155.000
V(380) = 0.00068	p(380) = 7949.773	V(560) = 0.00594	p(560) = 155.000
V(390) = 0.00093	p(390) = 5443.423	V(570) = 0.00578	p(570) = 155.000
V(400) = 0.00127	p(400) = 3749.185	V(580) = 0.00556	p(580) = 155.000
V(410) = 0.00168	p(410) = 2682.696	V(590) = 0.00528	p(590) = 155.000
V(420) = 0.00213	p(420) = 2006.137	V(600) = 0.00493	p(600) = 155.000
V(430) = 0.00262	p(430) = 1564.701	V(610) = 0.00454	p(610) = 155.000
V(440) = 0.00313	p(440) = 1267.439	V(620) = 0.0041	p(620) = 155.000
V(450) = 0.00362	p(450) = 1061.41	V(630) = 0.00362	p(630) = 155.000
V(460) = 0.0041	p(460) = 915.168	V(640) = 0.00313	p(640) = 155.000
V(470) = 0.00454	p(470) = 809.488	V(650) = 0.00262	p(650) = 155.000
V(480) = 0.00493	p(480) = 732.262	V(660) = 0.00213	p(660) = 155.000
V(490) = 0.00528	p(490) = 675.662	V(670) = 0.00168	p(670) = 155.000
V(500) = 0.00556	p(500) = 634.521	V(680) = 0.00127	p(680) = 155.000
V(510) = 0.00578	p(510) = 605.394	V(690) = 0.00093	p(690) = 155.000
V(520) = 0.00594	p(520) = 586.002	V(700) = 0.00068	p(700) = 155.000
V(530) = 0.00603	p(530) = 574.899	V(710) = 0.00052	p(710) = 155.000

Індикаторна робота робочого циклу

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\phi) + p(\phi + 1)) \cdot 1000}{2} \cdot (V(\phi + 1) - V(\phi)) d\phi$$

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\phi) + p(\phi + 1)) \cdot 1000}{2} \cdot (V(\phi + 1) - V(\phi)) d\phi = 7342.533 \text{ Дж / цикл}$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000}$$

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = 1311.561 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

Середній індикаторний тиск робочого циклу

$$P_{mi.d} = P_{mi.T} \cdot \xi$$

$$P_{mi.d} = P_{mi.T} \cdot \xi = 1272.214 \text{ кПа}$$

Середнє значення індикаторного тиску

$$P_{mi.cp} = \frac{P_{mi} + P_{mi.d}}{2}$$

$$P_{mi.cp} = \frac{P_{mi} + P_{mi.d}}{2} = 1273.771 \text{ кПа}$$

Похибка середнього індикаторного тиску

$$\Delta P_{mi} = \left| \frac{P_{mi} - P_{mi.d}}{P_{mi.cp}} \right| \cdot 100$$

$$\Delta P_{mi} = \left| \frac{P_{mi} - P_{mi.d}}{P_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = 0.244 \%$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 25^\circ$ до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).
Визначається кутом випередження впорску палива (випередження запалювання);

$\Delta\phi_1 = 10^\circ$ п.к.в - кут затримки згорання;

$f = c' - \Delta\phi_1 = 15^\circ$ до ВМТ - точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = ,^\circ$ п.к.в;

$\Delta\phi_2 = 10^\circ$ після ВМТ - кут де тиск максимальний;

$b'' = 132^\circ$ після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r' = 20^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						38
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$r'' = 20^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$d' = 132^\circ$ до ВМТ - точка закриття випускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

$[AB] = 250$ - відстань від точки А до точки В на діаграмі;

$m_p = 50 \text{ кПа} / \text{мм}$ - масштаб тиску

$\text{deg} = \frac{\pi}{180} \text{ рад} / ^\circ$ - перевідна величина

Визначення точок дійсної індикаторної діаграми

Відносне положення точки будемо визначати за допомогою залежності:

$$x(\phi) = (1 - \cos(\phi \cdot \text{deg})) + \frac{\lambda_{кр}}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \text{deg} \cdot \phi))$$

Положення точки на діаграмі будемо визначати за допомогою залежності:

$$l(\phi) = x(\phi) \cdot \frac{[AB]}{2}$$

Назва точки:	Відносне положення	Положення точки на діаграмі
точка c'	$x(c') = 0.117$	$l(c') = 14.6 \text{ мм}$
точка f	$x(f) = 0.043$	$l(f) = 5.3 \text{ мм}$
точка $\Delta\phi_2$	$x(\Delta\phi_2) = 0.019$	$l(\Delta\phi_2) = 2.4 \text{ мм}$
точка b''	$x(b'') = 1.74$	$l(b'') = 217.5 \text{ мм}$
точка r'	$x(r') = 0.075$	$l(r') = 9.4 \text{ мм}$
точка r''	$x(r'') = 0.075$	$l(r'') = 9.4 \text{ мм}$
точка d'	$x(d') = 1.74$	$l(d') = 217.5 \text{ мм}$

Інші параметри точок на діаграмі

Ордината точки r

$$\frac{p_r}{m_p} = 3 \text{ мм}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

Тиск газів у ВМТ

$$p''_c = k_p \cdot p_c$$

де $k_p = 1.2$ - число з інтервалу (1,15...1,25)

$$p''_c = k_p \cdot p_c = 5962.33 \text{ кПа}$$

Ордината точки c''

$$\frac{p''_c}{m_p} = 119.2 \text{ мм}$$

Максимальний тиск згорання

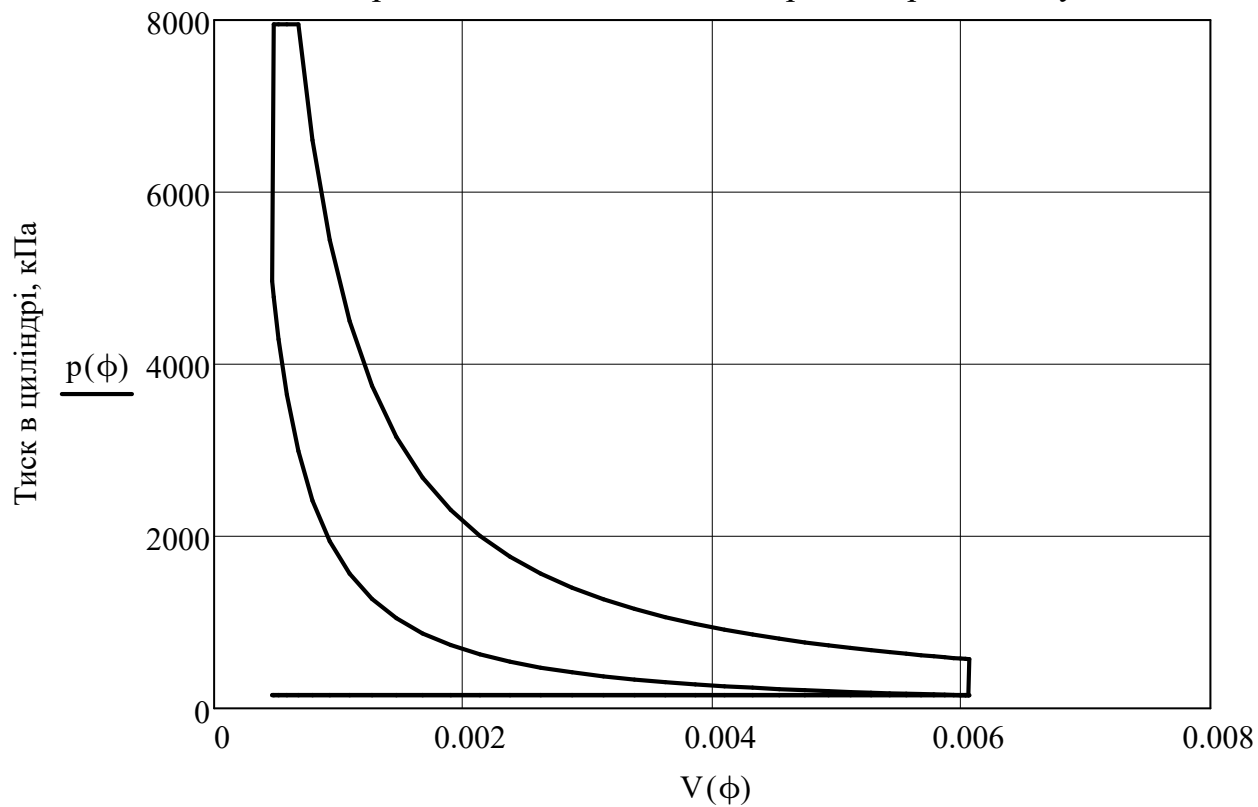
$$p_{zd} = p_{\max} = 7949.773 \text{ кПа}$$

Ордината точки z_d

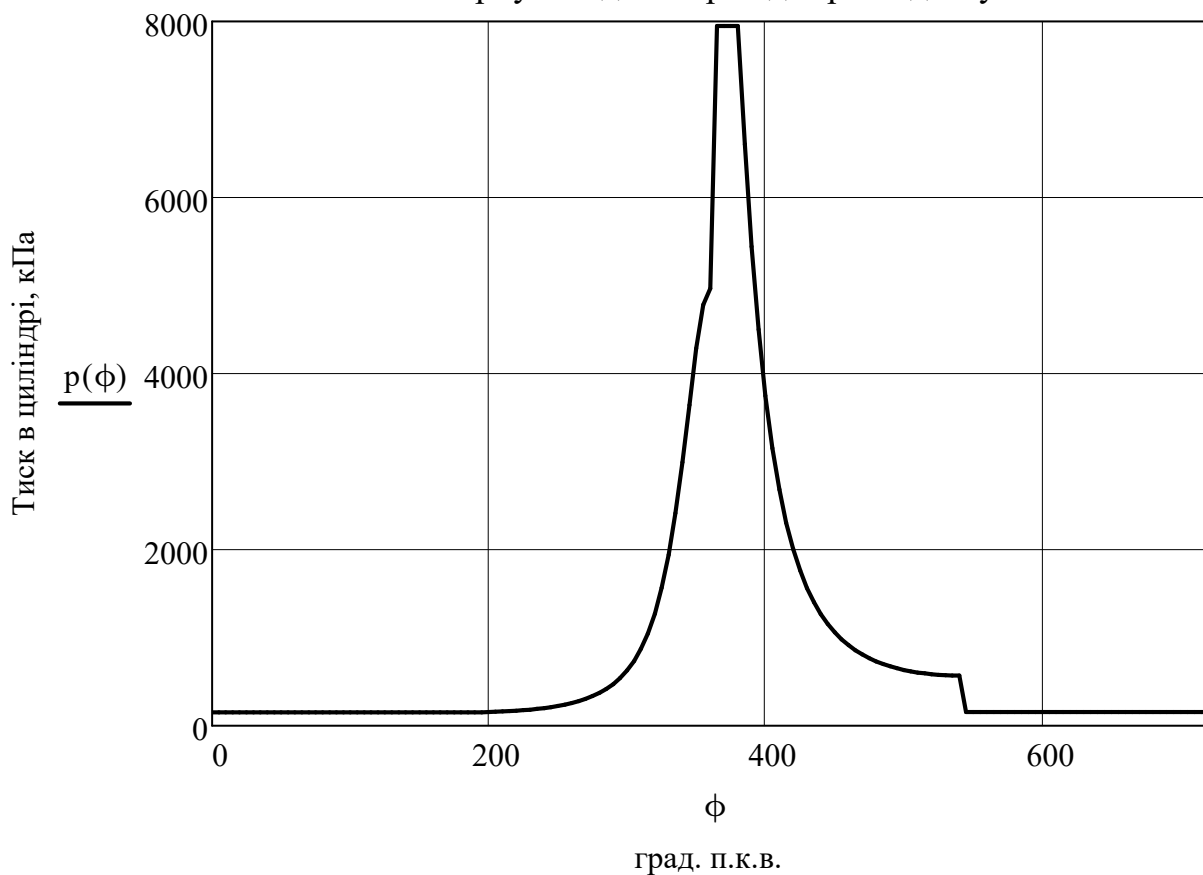
$$\frac{p_{zd}}{m_p} = 159 \text{ мм}$$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						40
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна



Розгорнута індикаторна діаграма двигуна



2.5 Динамічний розрахунок двигуна

Динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів в циліндрі і сил інерції рухомих деталей двигуна. За результатами цих розрахунків визначають основні деталі на міцність і знос.

Так як для кожного робочого циклу сили, що діють в кривошипно-шатунному механізмі, безперервно змінюються за величиною і напрямком, тому визначення характеру зміни цих сил необхідно визначати для ряду окремих положень валу.

Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ, будемо виконувати, виходячи з допущень що:

- розрахункова кінематична схема кривошипно-шатунного механізму є аксіальною;
- дія сил на контактну поверхню деталей відбувається по нормалі;

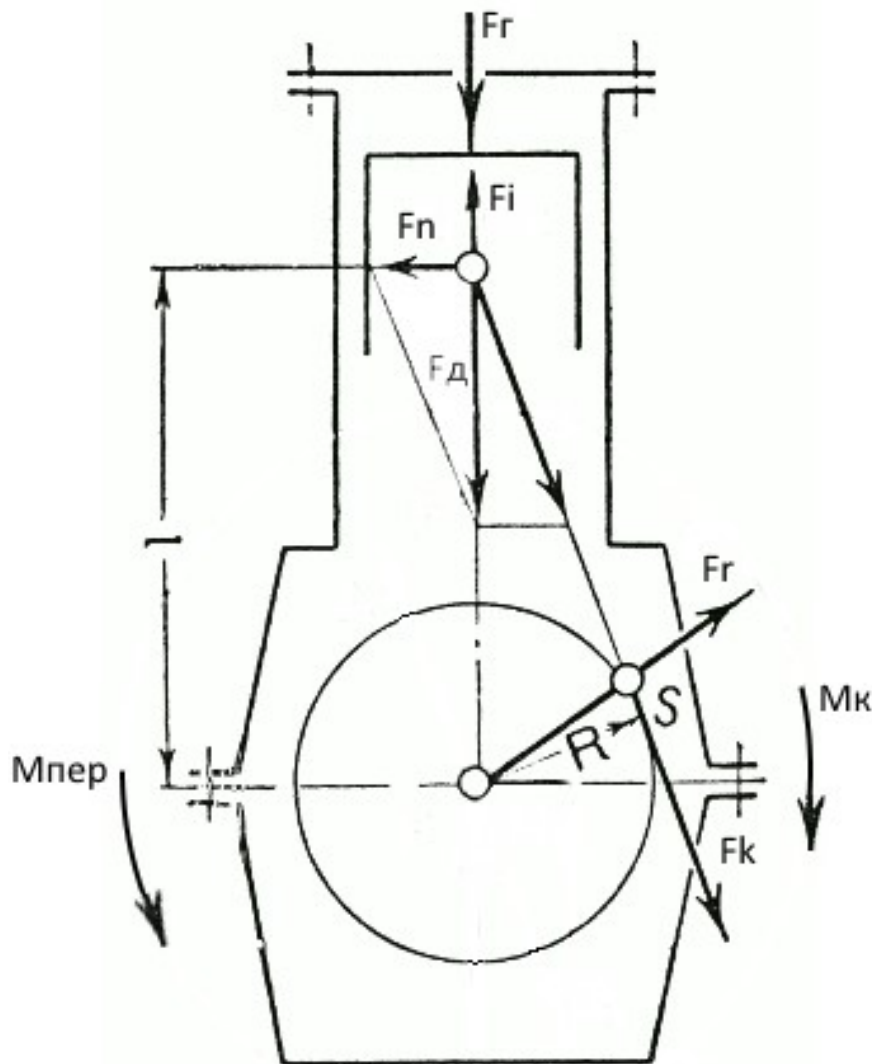


Рисунок 2.1 - Сили та моменти що діють в КШМ.

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

Визначення допоміжних величин та коефіцієнтів.

Площа поршня, в м²

$$f_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$f_{\Pi} = \frac{\pi \cdot (d \cdot 10^{-3})^2}{4} = 0.025$$

Маси складових КШМ:

Маса комплекту поршня, в кг

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} \cdot f_{\Pi}$$

де $m'_{\Pi} = 600 \text{ кг/м}^2$ - питома маса поршня;

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} \cdot f_{\Pi} = 15.268$$

Маса комплекту шатуна, в кг

$$m_{\text{Ш}} = m'_{\text{Ш}} \cdot f_{\Pi}$$

де $m'_{\text{Ш}} = 900 \text{ кг/м}^2$ - питома маса шатуна;

$$m_{\text{Ш}} = m'_{\text{Ш}} \cdot f_{\Pi} = 22.902$$

Маса частин КШМ, що рухаються поступально:

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}}$$

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 22.902 \text{ кг}$$

Радіус кривошипу

$$r = \frac{S}{2}$$

$$r = \frac{S}{2 \cdot 1000} = 0.11 \text{ м}$$

Довжина шатуна

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}}$$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

$$l_{\text{ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = 0.43$$

Кутова швидкість

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 104.72 \text{ рад / с}$$

Кут обертання колінчастого валу

$\phi = 0 \dots 720$, з кроком розрахунку $\Delta\phi = 5^\circ$ п.к.в.

Кут нахилу шатуна

$$\beta'(\phi) = \text{asin}(\lambda_{\text{кр}} \cdot \sin(\phi \cdot \text{deg}))$$

Сили тиску газу

$$F_{\text{г}}(\phi) = (p(\phi) - p_{\text{а}}) \cdot f_{\text{п}}$$

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_{\text{і}}(\phi) = -m_{\text{с}} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\phi \cdot \text{deg}) + \lambda_{\text{кр}} \cdot \cos(2 \cdot \text{deg} \cdot \phi)) \cdot 10^{-3}$$

Сумарна сила (дійсна)

$$F_{\text{д}}(\phi) = F_{\text{г}}(\phi) + F_{\text{і}}(\phi)$$

Нормальна сила

$$F_{\text{н}}(\phi) = F_{\text{д}}(\phi) \cdot \tan(\beta'(\phi))$$

Радіальна сила

$$F_{\text{р}}(\phi) = F_{\text{д}}(\phi) \cdot \frac{\cos(\phi \cdot \text{deg} + \beta'(\phi))}{\cos(\beta'(\phi))}$$

Дотична сила

$$F_{\text{к}}(\phi) = F_{\text{д}}(\phi) \cdot \frac{\sin(\phi \cdot \text{deg} + \beta'(\phi))}{\cos(\beta'(\phi))}$$

Крутний момент на валу двигуна

$$M_{\text{к}}(\phi) = F_{\text{к}}(\phi) \cdot r$$

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{\text{оп}}(\phi) = -M_{\text{к}}(\phi)$$

Перекидний момент двигуна

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						44
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_{\text{пер}}(\phi) = -F_n(\phi) \cdot (r \cdot \cos(\phi \cdot \text{deg}) + l_{\text{ш}} \cdot \cos(\beta'(\phi)))$$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:
Сили F_r , F_i та F_d обраховані в кН, крутний момент M_k розраховано в кН м,
в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_r(0) = 1.285$	$F_i(0) = -34.699$	$F_d(0) = -33.414$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 1.285$	$F_i(30) = -27.462$	$F_d(30) = -26.176$	$M_k(30) = -1.762$
$F_r(60) = 1.285$	$F_i(60) = -10.277$	$F_d(60) = -8.992$	$M_k(60) = -0.969$
$F_r(90) = 1.285$	$F_i(90) = 7.072$	$F_d(90) = 8.357$	$M_k(90) = 0.919$
$F_r(120) = 1.285$	$F_i(120) = 17.35$	$F_d(120) = 18.635$	$M_k(120) = 1.542$
$F_r(150) = 1.285$	$F_i(150) = 20.389$	$F_d(150) = 21.674$	$M_k(150) = 0.926$
$F_r(180) = 1.285$	$F_i(180) = 20.554$	$F_d(180) = 21.839$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 1.547$	$F_i(210) = 20.389$	$F_d(210) = 21.936$	$M_k(210) = -0.937$
$F_r(240) = 2.537$	$F_i(240) = 17.35$	$F_d(240) = 19.886$	$M_k(240) = -1.646$
$F_r(270) = 5.203$	$F_i(270) = 7.072$	$F_d(270) = 12.276$	$M_k(270) = -1.35$
$F_r(300) = 13.403$	$F_i(300) = -10.277$	$F_d(300) = 3.126$	$M_k(300) = -0.337$
$F_r(330) = 46.819$	$F_i(330) = -27.462$	$F_d(330) = 19.357$	$M_k(330) = -1.303$
$F_r(360) = 123.858$	$F_i(360) = -34.699$	$F_d(360) = 89.159$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 135.94$	$F_i(390) = -27.462$	$F_d(390) = 108.479$	$M_k(390) = 7.3$
$F_r(420) = 48.472$	$F_i(420) = -10.277$	$F_d(420) = 38.195$	$M_k(420) = 4.116$
$F_r(450) = 24.432$	$F_i(450) = 7.072$	$F_d(450) = 31.504$	$M_k(450) = 3.465$
$F_r(480) = 16.056$	$F_i(480) = 17.35$	$F_d(480) = 33.406$	$M_k(480) = 2.765$
$F_r(510) = 12.828$	$F_i(510) = 20.389$	$F_d(510) = 33.217$	$M_k(510) = 1.419$
$F_r(540) = 11.96$	$F_i(540) = 20.554$	$F_d(540) = 32.514$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 1.366$	$F_i(570) = 20.389$	$F_d(570) = 21.756$	$M_k(570) = -0.929$
$F_r(600) = 1.366$	$F_i(600) = 17.35$	$F_d(600) = 18.716$	$M_k(600) = -1.549$
$F_r(630) = 1.366$	$F_i(630) = 7.072$	$F_d(630) = 8.439$	$M_k(630) = -0.928$
$F_r(660) = 1.366$	$F_i(660) = -10.277$	$F_d(660) = -8.911$	$M_k(660) = 0.96$
$F_r(690) = 1.366$	$F_i(690) = -27.462$	$F_d(690) = -26.095$	$M_k(690) = 1.756$
$F_r(720) = 1.366$	$F_i(720) = -34.699$	$F_d(720) = -33.333$	$M_k(720) = 0.000$

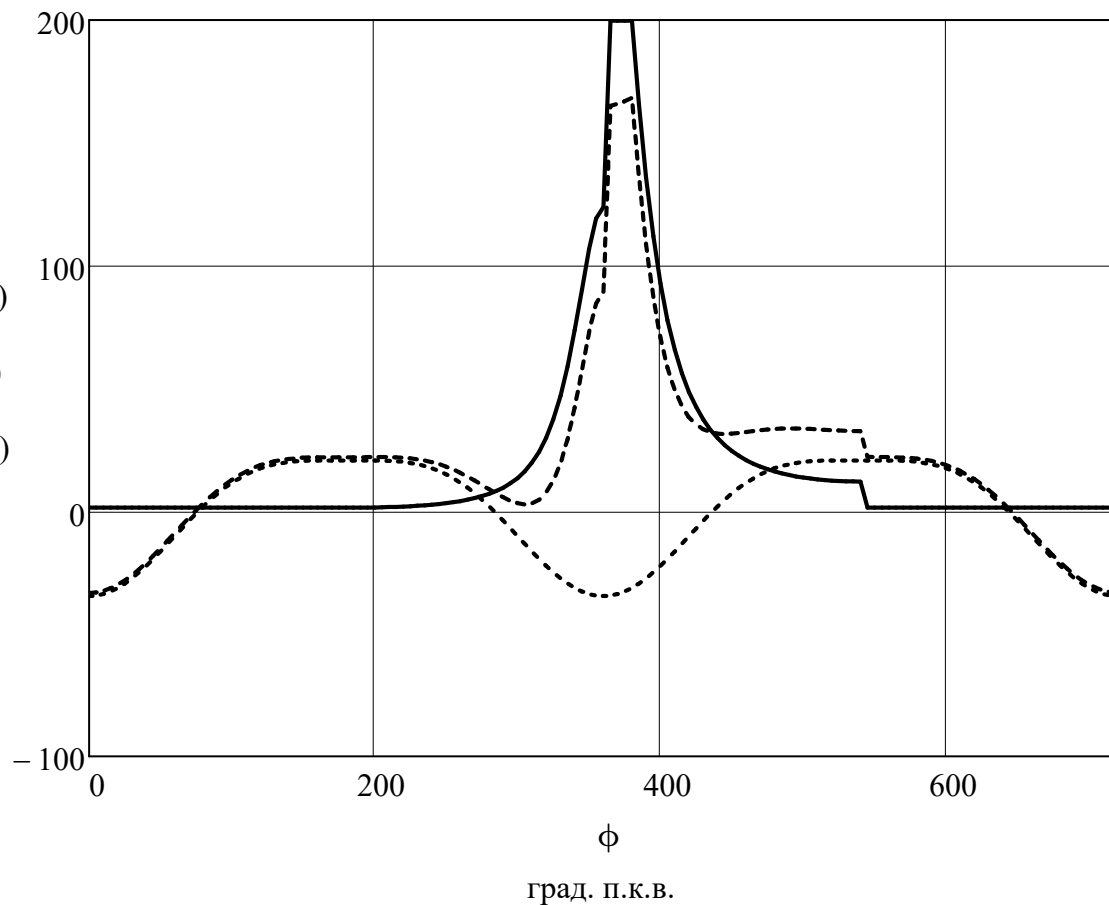
					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:
 Сили F_n , F_r та F_k обраховані в кН, крутний момент $M_{пер}$ розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

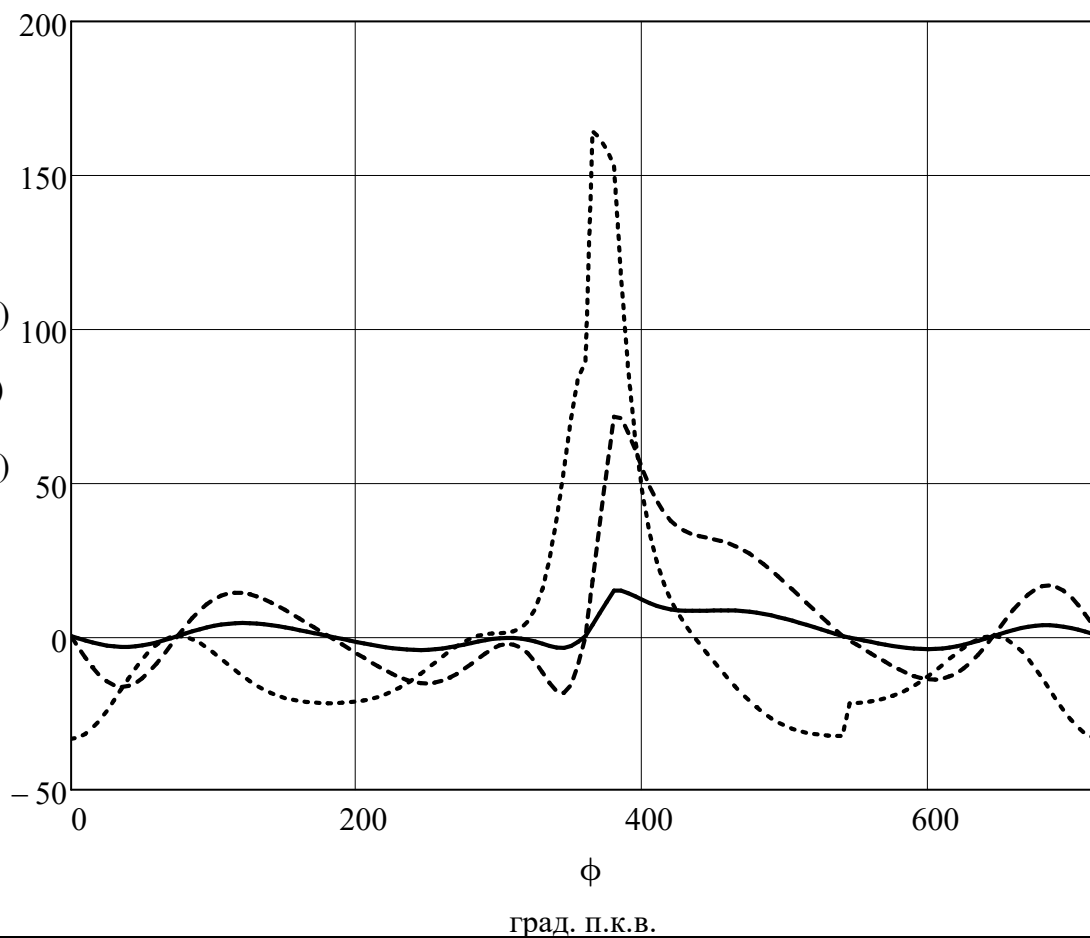
$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -33.414$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -3.378$	$F_r(30) = -20.98$	$F_k(30) = -16.014$	$M_{пер}(30) = 1.762$
$F_n(60) = -2.044$	$F_r(60) = -2.725$	$F_k(60) = -8.81$	$M_{пер}(60) = 0.969$
$F_n(90) = 2.213$	$F_r(90) = -2.213$	$F_k(90) = 8.357$	$M_{пер}(90) = -0.919$
$F_n(120) = 4.237$	$F_r(120) = -12.986$	$F_k(120) = 14.02$	$M_{пер}(120) = -1.542$
$F_n(150) = 2.797$	$F_r(150) = -20.169$	$F_k(150) = 8.415$	$M_{пер}(150) = -0.926$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -21.839$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -2.831$	$F_r(210) = -20.413$	$F_k(210) = -8.516$	$M_{пер}(210) = 0.937$
$F_n(240) = -4.521$	$F_r(240) = -13.859$	$F_k(240) = -14.961$	$M_{пер}(240) = 1.646$
$F_n(270) = -3.251$	$F_r(270) = -3.251$	$F_k(270) = -12.276$	$M_{пер}(270) = 1.350$
$F_n(300) = -0.711$	$F_r(300) = 0.948$	$F_k(300) = -3.063$	$M_{пер}(300) = 0.337$
$F_n(330) = -2.498$	$F_r(330) = 15.515$	$F_k(330) = -11.842$	$M_{пер}(330) = 1.303$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 89.159$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 14$	$F_r(390) = 86.945$	$F_k(390) = 66.364$	$M_{пер}(390) = -7.3$
$F_n(420) = 8.684$	$F_r(420) = 11.577$	$F_k(420) = 37.42$	$M_{пер}(420) = -4.116$
$F_n(450) = 8.343$	$F_r(450) = -8.343$	$F_k(450) = 31.504$	$M_{пер}(450) = -3.465$
$F_n(480) = 7.595$	$F_r(480) = -23.28$	$F_k(480) = 25.132$	$M_{пер}(480) = -2.765$
$F_n(510) = 4.287$	$F_r(510) = -30.91$	$F_k(510) = 12.896$	$M_{пер}(510) = -1.419$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -32.514$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -2.808$	$F_r(570) = -20.245$	$F_k(570) = -8.446$	$M_{пер}(570) = 0.929$
$F_n(600) = -4.255$	$F_r(600) = -13.043$	$F_k(600) = -14.081$	$M_{пер}(600) = 1.549$
$F_n(630) = -2.235$	$F_r(630) = -2.235$	$F_k(630) = -8.439$	$M_{пер}(630) = 0.928$
$F_n(660) = 2.026$	$F_r(660) = -2.701$	$F_k(660) = 8.73$	$M_{пер}(660) = -0.96$
$F_n(690) = 3.368$	$F_r(690) = -20.915$	$F_k(690) = 15.964$	$M_{пер}(690) = -1.756$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -33.333$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

Сили газів, інерції та дійсна, кН

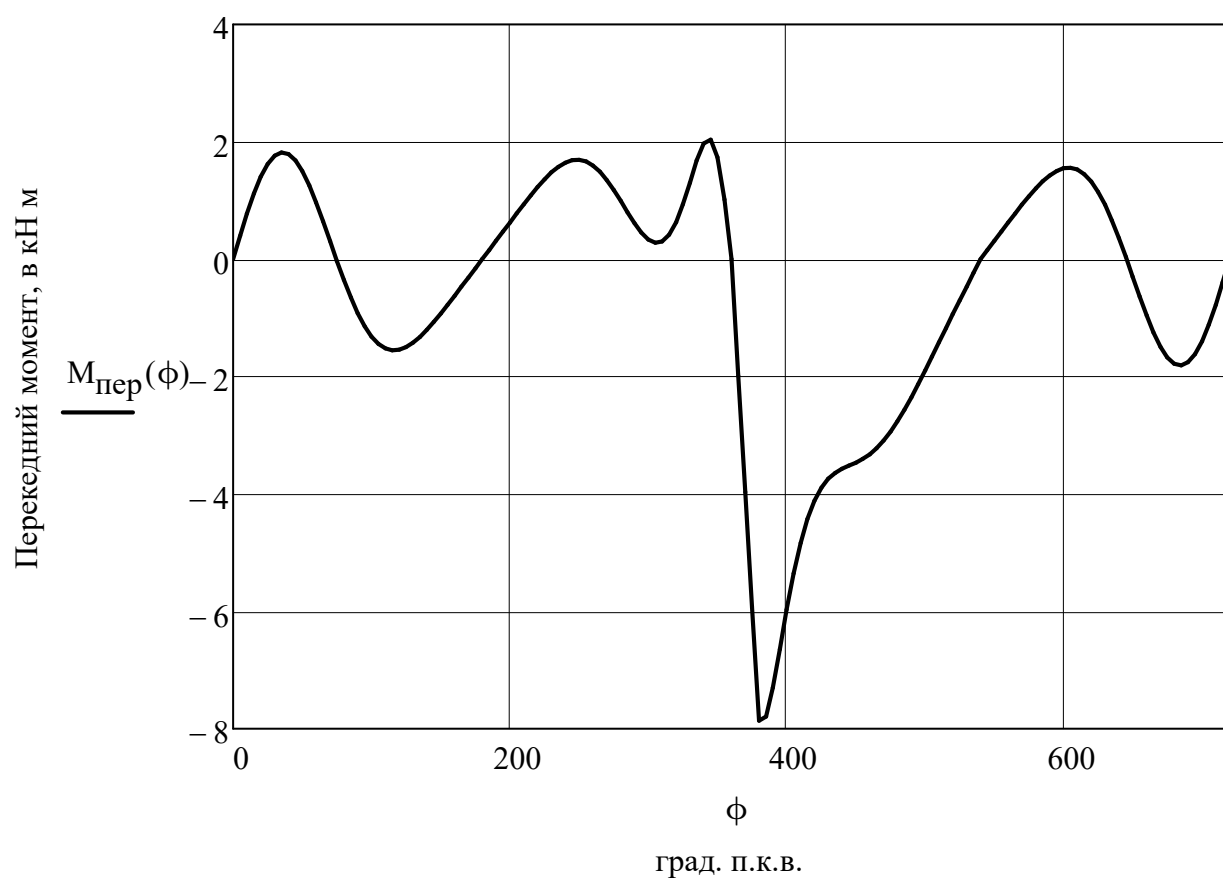
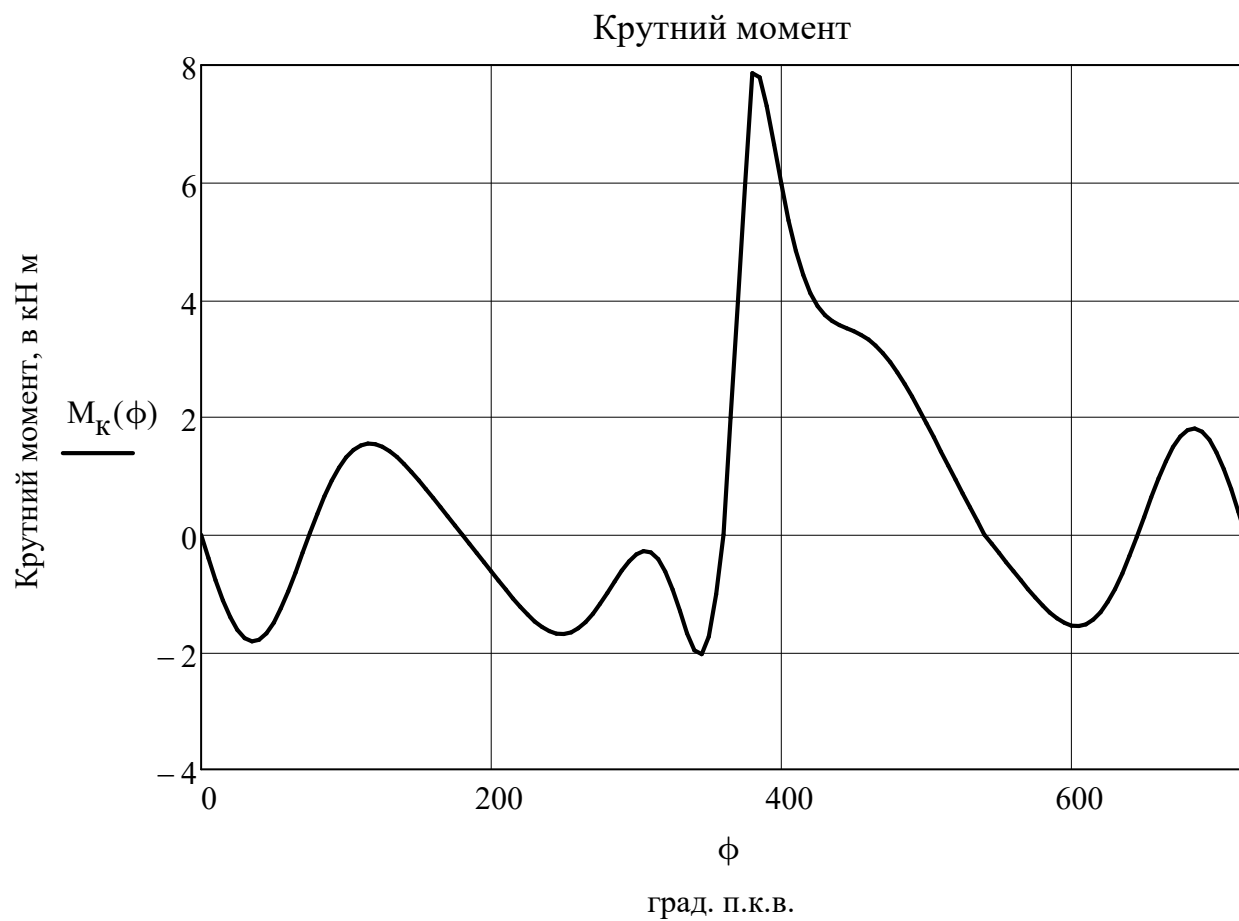


Сили нормальна, радіальна та дотична, кН



					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	47

ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ



					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

Таблиця 2.2

Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна.

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельні значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектний двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	250	302,13	20,9
2	Кількість обертів	n	хв-1	750	1000	33,3
3	Діаметр циліндру	D	мм	180	180	0,0
4	Хід поршня	S	мм	220	220	0,0
5	Середній ефективний тиск	P_{me}	МПа	0,847	1,1	29,9
6	Ефективний ККД	η_e	-	0,401	0,369	-8,0
7	Механічний ККД	η_m	-	0,865	0,863	-0,2
8	Питома ефективна витрата палива	b_e	г/кВт год	158	230	45,6

Відповідно завдання на проектування передбачалось збільшення ефективної потужності проектного двигуна на 50 кВт. Згідно отриманих результатів, наведених у таблиці 2.1 видно що, реальне зростання ефективної потужності дорівнює 52 кВт, що у відсотковому співвідношенні сягає 20,9%.

Таке підвищення потужності було досягнуто за рахунок збільшення кількості обертів колінчастого валу на 33,3% та ступені стиску з 12,5 до 13,5. Відповідно табл. 2.1 середній ефективний тиск збільшився на 29,9%.

Результати таблиці 2.1 показують зменшення ефективного ККД двигуна, що проектується, на 8% у порівнянні з прототипом. Питома ефективна витрата палива збільшилась на 45,3%, на що вплинуло збільшення потужності за умови незмінності геометрії циліндру та частоти обертання колінчастого валу

Також необхідно відмітити незначне зменшення механічного ККД проектного двигуна на 0,2%.

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА

3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів.

Сучасні системи охолодження ДВЗ мають дуже різноманітні схеми. Вони можуть відрізнятися числом теплообмінників, кількістю насосів, регуляторів температурного рівня, послідовністю з'єднання теплообмінників по ходу течії теплоносіїв і т.п.

Усі сучасні системи охолодження ДВЗ, незалежно від типу, є двоконтурними. У них засорочковий простір двигуна й ряд теплообмінників проохолоджуються теплоносієм внутрішнього контуру (ТВК), найчастіше прісною водою, або водою з інгібіторними добавками, або спеціальними рідинами типу тосолів і антифризів. Відвід теплоти з цього контуру здійснюється теплоносіями зовнішнього контуру (ТЗК). Для суднових двигунів - це забортна вода, для транспортних і стаціонарних машин це навколишнє повітря. Ще однією особливістю систем охолодження є організація охолодження наддувного повітря. Цей елемент системи може бути асимільованим у єдину схему чи бути автономним. В останньому випадку можливе застосування двоконтурної чи одноконтурної схеми цього елемента.

У дипломному проекті розглянутий варіант маловитратної системи з асимільованим контуром охолодження наддувного повітря. Принципова схема системи дана на рисунку 3.1.

У ній забезпечується додаткова можливість незалежного встановлення температур ТВК перед охолоджувачами повітря й масла. Зокрема, забезпечена можливість того, щоб гранично можливе переохолодження ТВК перед ОНП не мало негативних наслідків для забезпечення оптимального температурного режиму роботи самого двигуна, охолодження його циліндрів.

У цій системі радіатор поділяється на два блоки, послідовно встановлюваних у повітряному потоці за вентилятором. Конструктивно ці блоки можуть бути

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						50
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

об'єднані в єдиний радіаторний елемент із розділеними потоками ТВК у ньому. Потік ТВК із двигуна підводиться паралельно до цих двох блоків і одночасно частина потоку спрямовується без охолодження через перепуск на усмоктування насоса і відтіля на вхід двигуна. Потік ТВК після радіаторів спрямовується на ОНП і МО. У секції Р1 здійснюється охолодження ТВК, близьке до гранично можливого. Це відповідає для розглянутої межі тепловому ККД радіатора. Глибоке охолодження ТВК у сполученні з високим ККД ОНП дозволяють забезпечити в ресивері двигуна низьку температуру повітря. При роботі системи в умовах низьких температур навколишнього чи середовища при дробових навантаженнях двигуна в системі працює терморегулятор, що для цих умов закриває прохід ТВК через радіатори і направляє неохолодженого теплоносія на вхід у ОНП і МО, забезпечуючи підтримку оптимального температурного режиму наддувного повітря й олії у цих умовах. Для роботи на розрахунковому режимі ККД маслоохолоджувача і другого радіаторного блоку можуть бути підібрані в різних сполученнях при тій умові, щоб у всіх випадках забезпечити на вході двигуна бажану температуру олії. Потоки ТВК із перепуску, після ОНП і МО змішуються і після змішання забезпечують необхідну температуру перед двигуном.

Схема може забезпечувати зазначені температури повітря в ресивері, води й олії перед двигуном при різних сполученнях витрат ТВК по гілках, а також при різних значеннях ККД теплообмінників, включених у ці гілки.

Системи охолодження, як і теплообмінники, повинні розраховуватися. Аналогічно розрахункам теплообмінників можна сформулювати зміст прямої, зворотної й оптимізаційної задач розрахунків систем. В дипломному проекті розглядається тільки пряма задача розрахунку.

У прямій задачі розрахунку системи задаються: продуктивності компресора, насосів, вентиляторів, задаються кількості теплоти, виділювана двигуном в охолодну воду й масло, задаються параметри навколишнього середовища, задаються ступінь підвищення тиску і ККД компресора чи температура повітря за компресором, приймаються температури наддувного повітря в ресивері двигуна,

					ІННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						51
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

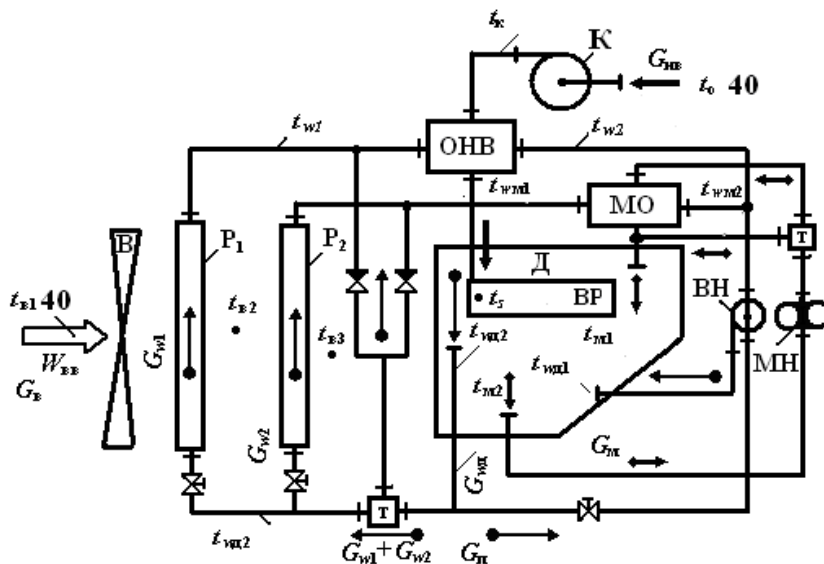


Рисунок 3.1 - Принципова схема двохрадіаторної маловитратної системи охолодження

Д – двигун; ВР – повітряний ресивер; В – вентилятор; Р – радіатор; ВН – водяний насос; ОНВ – охолоджувач наддувного повітря; К – компресор, МО – маслоохолоджувач; МН – масляний насос; Т – терморегулятор

Пряму задачу розрахунку можна розділити на теплову і конструктивну частини.

У тепловій частині прямої задачі розрахунку системи визначаються: ККД усіх теплообмінників системи і попередні значення мас їхніх теплообмінних поверхонь, температури теплоносіїв на входах і виходах усіх теплообмінників, витрати теплоносіїв через усі гілки системи, у тому числі витрати обох теплоносіїв через кожний теплообмінник.

У конструктивній частині прямої задачі розрахунку системи визначаються: конструктивні параметри всіх теплообмінників системи, уточнюються їх ККД і опору по обох теплоносіях.

		.			ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						52
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Охолоджувачі наддувного повітря ДВЗ є рекуперативними теплообмінниками (у них теплопередача організована через стінку, що розділяє теплоносії). Поверхня теплообміну (ПТ) у цих теплообмінниках, звичайно, виконується оребреною з боку повітря і гладкою з боку води. Такі ПТ можуть бути створені на базі різних конструктивних елементів і, відповідно, значно відрізнятися між собою. Можна запропонувати класифікацію ПТ, на основі якої вони різняться по виду й типу. Тип ПТ визначається по особливостях конструкції її основного елемента. Зокрема, бувають ПТ трубчасті, трубчасто-пластинчасті, пластинчасті, листоканальні та ін. Усередині кожного типу ПТ розрізняють по виду. Відповідно, трубчасті ПТ можуть бути виконані у вигляді коридорних пучків круглих труб із шайбовим або стрічковим індивідуальним оребренням. Можливе виконання трубчастих ПТ у вигляді шахових пучків круглих труб з індивідуальним стрічковим або шайбовим оребренням. Відомі види трубчастих ПТ із плоскоовальних труб із груповим оребренням плоскими пластинами або з груповим оребренням фігурно-штампованими розсіченими пластинами і т.д. і т.п. Пластинчасті ПТ можуть по виду бути оребреними або гладкоканальними. Вид оребрення може бути дуже різноманітним, зокрема, можливе оребрення суцільною пластиною, зрушено-розсічене оребрення, штамповане-деформоване і т.п. Деяке представлення про варіанти сучасних ПТ для ОНП дає рисунок 3.2.

Розрахунки теплообмінників із різних ПТ мають істотні розходження в алгоритмах, що зв'язано з особливостями геометрій відповідних ПТ. Одночасно для всіх можливих варіантів ПТ є і спільні елементи розрахунків.

При розрахунках шахових пучків труб з індивідуальним накатним оребренням використовують основні розрахункові розміри, зазначені на рисунку 3.3. Ряд цих розмірів безпосередньо використовується в наступних розрахунках. Одночасно на їхній основі обчислюються характерні геометричні розміри й безрозмірні комплексні параметри. Використання деяких розмірів має потребу в поясненні.

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						53
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Так, слід зазначити розходження між габаритними розмірами пучка $L_{\text{п}}, B_{\text{п}}, H_{\text{п}}$ і його розрахунковими розмірами L, B, H . Перші являються його дійсними конструктивними розмірами, що відмірюються по габаритах пучка.

Пучок з розрахунковими розмірами відрізняється тим, що якщо його розмістити без зазору і зсуву поруч із таким само пучком, то утворений блок не буде мати перекручування геометричної структури ПТ у місці сполучення. Використання пучка з габаритними розмірами в такому ж випадку призведе до перекручування геометричної структури ПТ. Відзначене положення особливо важливо враховувати при дослідженнях модельних пучків. У них на границях пучків і корпуса вставляють спеціальні напівтрубки, щоб зберегти в цих місцях незмінну структуру потоку. Надалі при виконанні розрахунків також варто враховувати зазначену обставину.

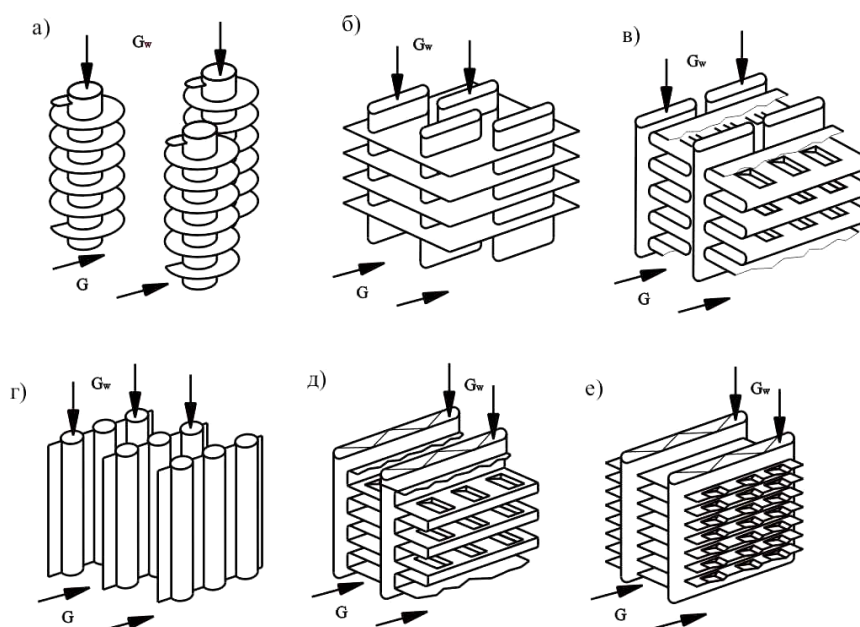


Рисунок 3.2 - Типи поверхонь теплообміну ОНП

а) пучок труб з індивідуальним стрічковим оребренням; б) пучок плоско-овальних труб із груповим оребренням плоским ребром; в) пучок плоско-овальних труб зі стрічковим оребренням; г) трубчасто-пластинчаста ПТ; д) пластинчато-стрічкова ПТ; е) пластинчато-ребриста ПТ.

Розрахункові розміри виражаються через формули:

$$L = S_2 \cdot Z_2; \quad B = S_1 \cdot Z_1.$$

Габаритна й розрахункова висоти пучка або відстані між трубними дошками збігаються $H_{\pi} = H$.

На підставі розмірів, указаних на рисунку 3.3 визначаються наступні комплексні розмірні параметри:

$f_p, \text{ м}^2/\text{м}$ – площа поверхні ребер, що доводиться на 1 м довжини трубки;

$f_{\text{тр}}, \text{ м}^2/\text{м}$ – площа поверхні ділянок гладкої трубки між ребрами на довжині 1 м трубки;

$f_{\pi}, \text{ м}^2/\text{м}$ – повна площа оребреної поверхні теплообміну трубки, що доводиться на 1 м її довжини;

$f_g, \text{ м}^2/\text{кг}$ – повна площа оребреної поверхні трубки, що доводиться на одиницю її маси – коефіцієнт масової компактності ПТ;

$f_v, \text{ м}^2/\text{м}^3$ – коефіцієнт об'ємної компактності ПТ – повна площа поверхні з боку повітря, що доводиться на одиницю об'єму пучка ОНП; теоретично

$$f_v = \frac{F}{L \cdot B \cdot H} = \frac{f_{\pi}}{S_1 \cdot S_2} ;$$

$F, \text{ м}^2$, – повна площа оребреної поверхні для усього ОНП із боку повітря; можна розрізняти ідеальне (теоретичне) значення площі $F_{\text{т}}$ і дійсне (конструктивне) значення $F_{\text{д}}$:

$$F_{\text{т}} = \frac{f_{\pi}}{S_1 \cdot S_2} \cdot L \cdot B \cdot H, \quad F_{\text{д}} = f_{\pi} \cdot H_{\pi} \cdot Z,$$

де Z – загальне число трубок у ОНП;

$F_{\text{т}}$ і $F_{\text{д}}$ наближаються за значеннями зі збільшенням абсолютних розмірів ОНП; відповідно значенням $F_{\text{т}}$ і $F_{\text{д}}$, а також об'ємам $V_{\text{т}} = L \cdot B \cdot H$ і $V_{\text{д}} = L_{\pi} \cdot B_{\pi} \cdot H_{\pi}$ припустимо визначати і застосовувати в розрахунках різні значення f_v – теоретичне (відповідає записаному вище) і дійсне (при використанні конструктивних параметрів пучка);

$F_w, \text{ м}^2$ - повна площа неоребреної поверхні з боку води для усього ОНП;

$f, \text{ м}^2$ – площа живого перетину пучка для проходу повітря (з боку оребрення);

$f_w, \text{ м}^2$ – площа живого перетину пучка ОНП для проходу води.

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

У якості безрозмірних геометричних параметрів використовуються:

σ – коефіцієнт оребрення; $\sigma = F / F_w$;

ϕ – коефіцієнт стиснення повітряного каналу; $\phi = \frac{f}{BH}$;

ϕ_w – коефіцієнт стиснення водяного каналу; $\phi_w = \frac{f_w b_w}{LB}$.

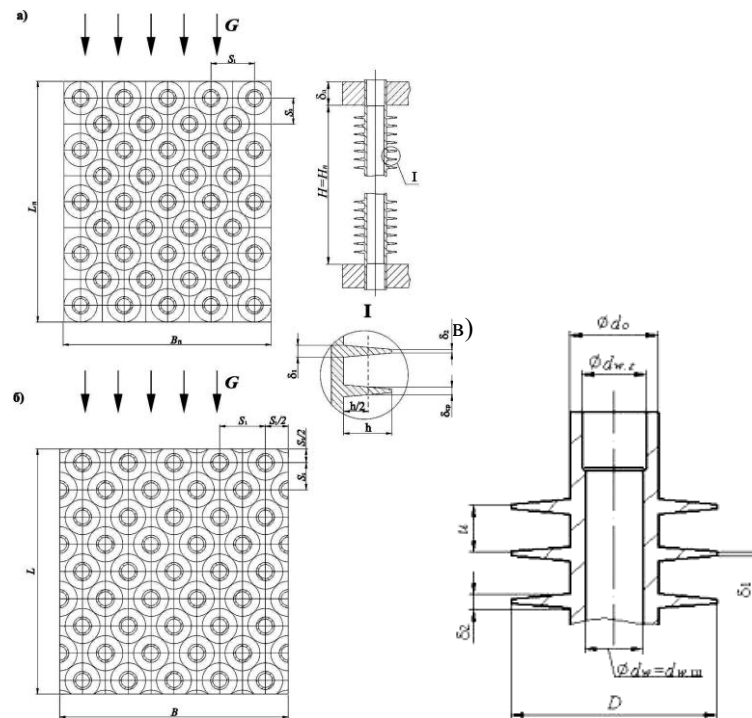


Рисунок 3.3 - Геометричні параметри трубного пучка.

а) конструктивні розміри трубного пучка; б) розрахункові розміри пучка; в) конструктивні розміри трубки.

3.2 Опис системи охолодження базового двигуна.

Охолодження наддувочного повітря проводиться забортною водою. Турбокомпресор проохолоджується прісною водою із системи дизеля. Регулювання температури прісної води виробляється автоматично терморегулятором.

Прісна вода рухається в системі в послідовності: розширювальний бачок - насос прісної води – терморегулятор – водоохолоджувач – засорочковий простір блоку й кришок циліндрів – розширювальний бачок. Частина води через терморегулятор перепускається безпосередньо в засорочковий простір блоку

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

циліндрів, минаючи холодильник. Частина води після холодильника приділяється для охолодження турбокомпресора зі зливом у розширювальний бачок.

Рух заборотної води відбувається в послідовності: насос заборотної води - водомаслоохолоджувач – холодильник масла РРП для судових дизелів. Далі частина води йде на охолодження компресора РРП, інша частина зливається за борт. Після насоса частина води приділяється до холодильника наддувочного повітря.

В аварійному випадку охолодження виробляється по одноконтурній системі від насоса заборотної води або автономного резервного насоса, підключеного до фланця труби нагнітання насоса заборотної води. Переклад системи на одноконтурну здійснюється за допомогою кранів 1, 5, 14 і крана «А».

Вода в цьому випадку рухається в послідовності: автономний насос (насос заборотної води) – водомаслоохолоджувач – засорочковий простір циліндрів і кришок циліндрів, а для судових дизелів, крім цього, холодильник масла й компресор РРП і далі на злив. Частина води приділяється до холодильника наддувочного повітря турбокомпресора.

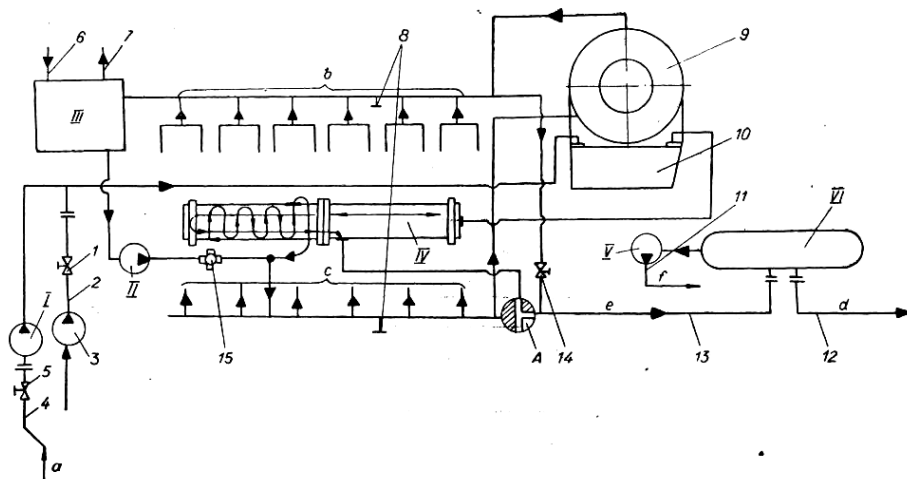


Рисунок 3.4 - Система охолодження дизеля 6ЧН 18/22

А - кран триходовий; 1, 5, 14 - крани запірні муфтові; 2, 4, 11, 12, 13 - трубопроводи; 3 - насос автономний резервний; 6 - поповнення системи; 7 - паровідвід; 8 - підключення системи підігріву; 9 - турбокомпресор; 10 - холодильник наддувочного повітря; 15 - терморегулятор РТП-32-75-2; I - насос заборотної води; II - насос прісної води; III - бачок розширювальний; IV - водомаслоохолоджувач; V - компресор; VI - холодильник масла; а - забортна вода; b - з дизеля; с - в дизель; d - за борт; е - у РРП; f - за борт (через порожнину нагнітання трюмного насоса)

3.3 Розрахунок системи охолодження.

3.2.1. Визначення основних параметрів водяного радіатора

Кількість теплоти, яка виділяється при згорянні палива за одну секунду

$$Q_f = \frac{Q_H \cdot B}{3600} = 627,39 \text{ кДж/с}$$

$Q_H = 42500 \text{ кДж/кг}$ - нижча теплота згоряння палива;

$B = 53,144 \text{ кг/год}$ - годинна витрата палива.

Кількість теплоти, яка відводиться охолоджуючою рідиною

$$Q_{жс} = q \cdot Q_f = 94,109 \text{ кДж/с}$$

де $q = 0,15 - 0,25$ - доля теплоти, що відводиться в охолоджуючу рідину;

$q = 0,15$

Розрахункова кількість теплоти, що розсіюється радіатором

$$Q_{жс.р} = \varphi \cdot Q_{жс} = 103,52 \text{ кДж/с}$$

де $\varphi = 1,1 - 1,15$ - коефіцієнт запасу.

$\varphi = 1,1$

Охолоджуюча поверхня радіатора, яка омивається повітрям

$$F_{\text{в}} = \frac{Q_{жс.р} \cdot 10^3}{K_1 \cdot (T_{жс.ср} - T_{в.ср})} = 30,006 \text{ м}^2$$

де $K_1 = 80 - 100 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ - коефіцієнт теплопередачі;

$K_1 = 100$

$T_{жс.ср}$ - середня температура рідини у радіаторі, К;

$$T_{жс.ср} = \frac{T_{жс.вх} + T_{жс.вих}}{2} = 361 \text{ К}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$T_{ж.вх.} = 353-368 \text{ К}$ - температура рідини, що заходить в радіатор;

$$T_{ж. вх} = 365 \text{ К}$$

$T_{ж. вих}$ - температура води, що виходить з радіатора, К;

$$T_{ж. вих} = 357 \text{ К}$$

$\Delta T_{ж.} = T_{ж. вх} - T_{ж. вих} = 6-12 \text{ К}$ - температурний перепад води у радіаторі;

$$\Delta T_{ж.} = 8 \text{ К}$$

$T_{в.ср.}$ - середня температура охолоджуючого повітря, що проходить крізь радіатор;

$$T_{в.ср.} = \frac{T_{в.вх} + T_{в.вих}}{2} = 326,5 \text{ К}$$

$T_{в. вх} = 313-318 \text{ К}$ - температура повітря перед радіатором;

$$T_{в. вх} = 313 \text{ К}$$

$$T_{в. вих} = 340 \text{ К}$$

$\Delta T_{в.} = T_{в. вих} - T_{в. вх} = 20-30 \text{ К}$ - температурний перепад повітря в радіаторі;

$$\Delta T_{в.} = 27 \text{ К}$$

Кількість води, що проходить крізь радіатор

$$G_{ж} = \frac{Q_{ж}}{C_{ж} \cdot \Delta T_{ж}} = 2,81 \text{ кг/с}$$

де $C_{ж}$ - середня теплоємність охолоджуючої рідини, кДж/(кг·К);

$C_{ж} = 4,187 \text{ кДж/(кг·К)}$ - для води;

$C_{ж} = 3,84 \text{ кДж/(кг·К)}$ - для етиленгліколю.

Кількість повітря, що проходить крізь радіатор

$$G_{в} = \frac{Q_{ж}}{C_{в} \cdot \Delta T_{в}} = 3,4855 \text{ кг/с}$$

де $C_{в.}$ - середня теплоємність повітря;

$$C_{в.} = 1 \text{ кДж/(кг·К)}$$

Фронтальна поверхня радіатора

$$F_{фр} = \frac{G_{в}}{\rho_{в} \cdot v_{в}} = 0,4355 \text{ м}^2$$

		.			ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

де $\rho_{\text{в.}}$ - густина повітря при середній температурі, кг/м^3 ;

$$\rho_{\text{в.}} = \frac{P_0 \cdot 10^6}{R_{\text{в.}} \cdot T_{\text{в.ср}}} = 1,0672 \text{ кг/м}^3$$

$P_0 = 0,1$ МПа - атмосферний тиск;

$R_{\text{в.}}$ - питома газова стала для повітря, Дж/(кг·К);

$v_{\text{в.}} = 6-8$ м/с - швидкість повітря перед фронтом радіатора;

$v_{\text{в.}} = 7,5$ м/с

Глибина радіатора

$$l_{\text{рад}} = \frac{F_{\text{в.}}}{F_{\text{фр}} \cdot m_{\text{рад}}} = 0,1148 \text{ м} \quad l_{\text{рад}} = 0,08-0,14$$

де $m_{\text{рад}} = 600-950 \text{ м}^2/\text{м}^3$ - об'ємний коефіцієнт компактності радіатора;

$$m_{\text{рад}} = 600 \text{ м}^2/\text{м}^3$$

Прохідний перетин одного ходу радіатора зі сторони охолоджуючої рідини

$$f_{\text{ж.1}} = \frac{G_{\text{ж}}}{\rho_{\text{ж}} \cdot v_{\text{ж}}} = 0,0035 \text{ м}^2$$

де $\rho_{\text{ж}}$ - середня густина охолоджуючої площини, кг/м^3

$$\rho_{\text{ж}} = 1000 \text{ кг/м}^3$$

$v_{\text{ж}} = 0,6-0,9$ м/с - швидкість рідини у радіаторі;

$$v_{\text{ж}} = 0,8 \text{ м/с}$$

3.3. Визначення конструктивних розмірів радіатора та його деталей

3.3.1. Трубки радіатора плоско-овальні;

товщина стінок трубки

$$\delta = 0,00013-0,0002 \text{ м};$$

$$\delta = 0,0001 \text{ м}$$

товщина трубки

$$\delta_{\text{тр}} = 0,0025-0,0065 \text{ м};$$

$$\delta_{\text{тр}} = 0,0047 \text{ м}$$

ширина трубки

$$b_{\text{тр}} = 0,013-0,020 \text{ м};$$

$$b_{\text{тр}} = 0,015 \text{ м}$$

шаг трубок по фронту

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$t_{\text{фр}} = 0,007-0,015 \text{ м};$$

$$t_{\text{фр}} = 0,011 \text{ м}$$

шаг трубок по глибині

$$t_{\text{гл}} = 0,010-0,025 \text{ м};$$

$$t_{\text{гл}} = 0,012 \text{ м}$$

3.3.2. Пластини радіатора

товщина охолоджуючих пластин

$$\delta_{\text{пл}} = 0,00008-0,00015 \text{ м};$$

$$\delta_{\text{пл}} = 0,0001 \text{ м}$$

товщина опорних пластин

$$\delta_{\text{пл}} = 0,0008-0,001 \text{ м};$$

$$\delta_{\text{пл}} = 0,0009 \text{ м}$$

крок пластини по висоті

$$t_{\text{пл}} = 0,0025-0,0045 \text{ м};$$

$$t_{\text{пл}} = 0,0033 \text{ м}$$

3.3.3. Розміри радіатора

Прийняти радіатор квадратної форми конструктивно.

Встановити розміри радіатора:

висота осереддя - Н, м

$$H = 1 \text{ м}$$

ширина осереддя - В, м

$$B = 0,43 \text{ м}$$

глибина - $l_{\text{рад}}$, м

$$l_{\text{рад}} = 0,3 \text{ м}$$

фронтальна поверхня - $F_{\text{фр}} = H \cdot B$, м²

$$F_{\text{фр}} = 0,43 \text{ м}^2 \quad 0,4355$$

Поверхня охолодження, що омивається повітрям:

поверхня трубок

$$F_{\text{ТР}} = f_{\text{ТР.Н}} \cdot n_{\text{ТР}} = 17,1 \text{ м}^2$$

де $n_{\text{ТР}} = 190$ – кількість трубок;

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

$$f_{TP \cdot H} = l_{П \cdot H} \cdot H = 0,09 \text{ м}^2 - \text{площа зовнішньої поверхні трубки};$$

$$l_{П \cdot H} = 0,09 \text{ м} - \text{довжина зовнішнього периметру перетину трубки};$$

$$H = 1 \text{ м} - \text{довжина трубки};$$

поверхня пластин

$$F_{Пл} = 2(f_{Пл} - f_o) \cdot n_{Пл} = 3,9 \text{ м}^2$$

де $n_{Пл} = 130$ - кількість пластин;

$$f_{Пл} = B \cdot l_{рад} = 0,129 \text{ м}^2 - \text{площа пластин одного ряду};$$

$$f_o = f_{o1} \cdot n_{TP} = 0,114 \text{ м}^2 - \text{площа отворів в пластинах одного ряду};$$

$f_{o1} = 0,0006 \text{ м}^2$ - площа отвору в пластині для однієї трубки;
загальна поверхня олодження, яка омивається повітрям

$$F_{\epsilon} = F_{TP} \cdot F_{Пл} = 66,69 \text{ м}^2 \geq 30,006 \text{ м}^2$$

поверхня не повинна бути менша за розрахункову.

Прохідний перетин осереддя радіатора

$$f_{ж \cdot рад} = f_{TP} \cdot n_{TP} = 7,6 \text{ м}^2$$

де $f_{TP} = 0,04 \text{ м}^2$ - площа прохідного перетину однієї трубки;
Кількість ходів охолоджуючої рідини в радіаторі

$$i_{рад} = \frac{f_{рад}}{f_{ж \cdot 1}} = 2164$$

Кількість трубок одного ходу радіатора

$$n_1 = \frac{n_{TP}}{i_{рад}} = 0,0878$$

Поверхня осереддя радіатора, що омивається рідиною

$$F_{ж} = f_{вн} \cdot n_{TP} = 17,1 \text{ м}^2$$

де $f_{вн}$ - внутрішня поверхня однієї трубки, що омивається охолоджуючою рідиною, м^2 .

$$f_{вн} = f_{TP} \cdot H = 0,09 \text{ м}^2$$

Коефіцієнт оребрення радіатора

$$\psi = \frac{F_{\epsilon}}{F_{ж}} = 3,9000$$

$\psi = 3 - 5$ - для трубчасто-пластинчастих радіаторів.

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						62
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4 Знаходження основних параметрів вентилятора.

Продуктивність вентилятора

$$V_{air} = \frac{G_{air}}{\rho_{air}} = 1,1963 \text{ м}^3/\text{с}$$

де $G_{air} = 1,28 \text{ кг/с}$ - масова витрата повітря;

$\rho_{air} = 1,07 \text{ кг/м}^3$ - густина повітря при середній температурі.

Діаметр вентилятора

$$D_{\epsilon} = 2 \cdot \sqrt{\frac{A_{\phi p}}{\pi}} = 0,7448 \text{ м}$$

де $A_{\phi p} = 0,4355 \text{ м}^2$ - фронтальна поверхня радіатора.

Колова швидкість вентилятора

$$V_{\epsilon} = \psi_{\lambda} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{mp}}{\rho_{air}}} = 87,006 \text{ м/с}$$

де $\psi_{\lambda} = 3$ – коефіцієнт, який залежить від форми лопастів;

$\Delta p_{mp} = 900 \text{ МПа}$ - опір повітряного тракта.

Частота обертання вентилятора

$$n_{\epsilon} = \frac{60 \cdot V_{\epsilon}}{\pi \cdot D_{\epsilon}} = 2232,1 \text{ хв}^{-1}$$

Потужність, яка затрачається на привід вентилятора

$$P_{\epsilon} = \frac{V_{air} \cdot \Delta p_{mp}}{1000 \cdot \eta_{\epsilon}} = 2,6916 \text{ кВт}$$

де $\eta_{\epsilon} = 0,4$ – ККД вентилятора.

		.			ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні дизеля.

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень. Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином крізь дихальні шляхи, а також крізь шкіру з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони впливають на організм людини.

По характеру впливу на організм людини ці шкідливі речовини розділяються:

1. Загально токсичні, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть).
2. Подразнюючі, які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак).
3. Речовини що діють як алергени (формальдегід, різні розчини та інші).
4. Канцерогени, що викликають ракові захворювання (амін, окисли хрому, азбест).

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. По ГОСТ 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.

Висока температура відкритих частин двигуна

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						64
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

того щоб запобігти цьому треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека.

Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, 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.

Шум.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 Санітарні норми шуму

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_0 , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація.

Вібрація виникає через динамічну 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 поясу, більшості

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ			Лист
								65
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				

внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 Санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с·10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/10 2	0,56/10 1	0,56/10 1	0,56/10 1

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні енергетичної установки

Рівень шуму, вироблений двигуном, визначається по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Pe^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{Дб}$$

де: n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 750 \text{ хв}^{-1}$;

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

P_e – номінальна потужність двигуна, $P_e = 250 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \lg(750 + 250^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{750}{750}\right) \right] = 82.96 \text{ Дб}$$

Рівень шуму перевищує припустимі значення. Необхідно проводити заходи щодо зниження рівня шуму.

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 кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

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

Рівень вібрації для двигуна визначається по формулі:

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

де m – маса двигуна, $m = 3350$ кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{750 \cdot 250^{0.55} \cdot \left(\frac{1+250}{3350} \right)}{1 + \left(\frac{1}{750} \right)^3 \cdot \frac{3350}{250}} + 30 \lg \left(\frac{750}{750} \right) \right) = 74.3 \text{Дб}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші.

Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

Шум і вібрація, присутня на двигунах внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих, зменшує продуктивність праці, притупляється увага. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшеній технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір мало гучних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції приміщення.

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей та люків з метою зменшення тремтіння.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						67
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермо шоломів і касок у сукупності з пробками, 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.

Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (CO; SO₂; CH₄). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

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

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

1. Кількість повітря що приходить 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, пожежебезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

4.2 Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації.

Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації дизеля. Основні компоненти шкідливих викидів з відпрацьованими газами.

Процес перетворення хімічної енергії палива в механічну роботу в циліндрі дизеля супроводжується вихлопом відпрацьованих газів в атмосферу. До категорії найнебезпечніших забруднювачів, що втримуються в них, належать наступні газоподібні речовини й частки, що викидають із випускними газами: окисли азоту

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						68
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

NO_x , що утворюються в циліндрах дизелі при температурі вище 1500°C , коли азот стає хімічно активним газом; окис CO і двоокис вуглецю CO_2 , що утворюються в результаті згоряння палива; сірчистий і сірчаний ангідриди SO_2 і SO_3 , що утворюються в результаті окислювання присутньої в паливі сірки (елементарної, меркаптанової та ін.); продукти неповного згоряння палива CH_x , агломерація дрібних часток не повністю згорілого палива, частки не повністю згорілого масла, сажі й ін. Утворення окислів азоту NO_x супроводжує робочий процес будь-якої енергетичної установки, якщо температура цього процесу вище 1500°C . За таких умов атоми азоту стають хімічно активними в результаті втрати ними одного або декількох електронів.

Таким чином, для того, щоб зменшити зміст у випускних газах окислів азоту, необхідно: створення в камері згоряння умов, при яких не відбувається інтенсифікація процесу утворення хімічно активного азоту; забезпечення максимально припустимої інтенсифікації процесу окислювання вуглеводнів (палива) у камері згоряння.

Окис вуглецю CO утвориться в результаті неповного згоряння палива, що вказує на недостатньо ефективне протікання робочого процесу в камері згоряння дизеля. До основних причин неповного згоряння палива ставляться: низькі експлуатаційні властивості застосовуваного палива; порушення в регулюванні подачі палива в камеру згоряння дизеля; незадовільний стан паливної системи й деталей ЦПГ (нагар на розпилювачі форсунок, утворення неприпустимих відкладень у газовипускному тракті, втрата рухливості поршневих кілець; зношеність деталей паливних апаратів і ЦПГ).

Утворення окису вуглецю й окислів азоту зв'язані між собою прямо пропорційно, тобто чим більше зміст у випускних газах окису вуглецю, тим більше зміст і окислів азоту. Утворення окису вуглецю як результат неповного згоряння палива вказує на неефективне використання останнього в процесі перетворення його потенційної енергії в дизелі. Окис вуглецю при нормально організованому робочому процесі, правильному виборі застосовуваного палива й необхідному технічному стані дизеля не утвориться й у випускних газах не присутній.

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

Сірчистий і сірчаний ангідриди SO_2 і SO_3 утворюються в процесі згоряння палива, що містить сірку. Реакції окислювання сірки в сірчистий SO_2 і сірчаний SO_3 ангідриди проходять із виділенням теплоти, тому вони беруть участь у виробленні перетвореної в дизелі корисної енергії. Чим вище частка сірчаного ангідриду SO_3 , тим більше виділяється теплової енергії. Однак викиди цих ангідридів з випускними газами є небезпечними речовинами для навколишнього середовища.

Серед зазначених ангідридів найбільшу небезпеку представляє сірчистий SO_2 , що викидає у вигляді газу, і в результаті подальшого окислювання, що переходить у сірчаний ангідрид SO_3 . При температурі нижче 110°C сірчаний ангідрид, з'єднуючись із парами води, утворить найбільше хімічно активну сірчану кислоту H_2SO_4 . Сірчаний ангідрид утвориться в циліндрі дизеля, а сірчана кислота - ще у випускному тракті, і можлива її нейтралізація очисними пристроями. Тому в процесі згоряння палива необхідно забезпечити окислювання сірки в сірчаний ангідрид.

Загальна кількість змісту сірчистих речовин у випускних газах регламентується змістом у паливі сірки, тому необхідно обмежити наявність сірки в застосовуваних паливах.

Тверді продукти згоряння палива (частки) у дизелі утворюються в результаті неповного окислювання найбільш важких його компонентів, і в першу чергу присутніх у ньому структурних утворень: смолистих, смолисто-водяників, смолисто-твердих. Всі ці незгорілі структурні системи й становлять основну масу твердих забруднень, що викидають у вигляді сажі з випускними газами.

Двоокис вуглецю CO_2 є кінцевою газоподібною речовиною процесу перетворення потенційної енергії вуглецево водневих енергоносіїв в енергетичних установках, зокрема в дизелях. На відміну від перерахованих речовин, що викидають у складі випускних газів, виключити зміст у них двоокису вуглецю неможливо. Основне екологічно небезпечний вплив двоокису вуглецю складається в руйнуванні озонового шару й створенні, таким чином, «парникового ефекту» на нашій планеті.

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

Аналіз даних по змісту екологічно небезпечних речовин у випускних газах на одиницю вироблюваної потужності дозволяє скласти баланс кількостей уводять в установку й різні хімічні речовини, що викидають із її.

Нешкідливі або нейтральні (CO_2) речовини в сумі складають 99% від загального об'єму випускних газів. Інші - менш 1% (10000 частин на мільйон - проміле, %) - містять у собі окисли азоту (NO_x), сірки (SO_x), окис вуглецю (CO), вуглеводні (C_xH_y) і частки (сажа, зола).

Окис вуглецю, сажа й вуглеводні є результатом неповного згоряння палива. У зв'язку з більшим надлишком повітря у відпрацьованих газах суднових дизелів їх небагато в порівнянні з їхньою кількістю у високо обертових автотракторних дизелях і особливо бензинових карбюраторних двигунах. Однак, деякі вуглеводні мають сильні канцерогенні властивості, тому, незважаючи на малу концентрацію, проблема зниження викиду цих компонентів актуальна. Такі хімічні речовини, як NO_x , CO , SO_x і ін., потрапляючи в атмосферу, порушують її природний екологічний баланс внаслідок утворення слабких кислот.

Частка NO_x і SO_2 у відпрацьованих газах дизелів становить більше 80% об'єму всіх шкідливих викидів, тому завдання зниження емісії цих компонентів становить основу проблеми створення екологічно чистих суднових дизелів. Зміст окислів сірки у відпрацьованих газах обумовлено наявністю сірки в паливі. При окислюванні сірки в камері згоряння дизелі утворюються SO_2 і SO_3 , причому переважно SO_2 (співвідношення 15:1). Утворення окислів азоту в камері згоряння дизеля обумовлено наявністю більших кількостей азоту, кисню й високих температур в окремих зонах розшарованого заряду. Окислювання азоту починається при температурі вище 1227°C , а при 2027°C і більше реакція протікає досить швидко (час реакції близько $10^{-2} \div 10^{-6}$ с).

Окис азоту утвориться в зонах паливного факела, де суміш наближається по сполуці до стехіометричної, а локальна температура може досягати 2227°C . І хоча максимальна температура в дизелях не перевищує 1727°C , зазначене обставина обумовлює високі значення емісії NO_x . Окисли азоту утворюються також через

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

наявність азоту в паливі. Як показали дослідження, цей азот значно більше активний у хімічних реакціях окислювання в порівнянні з атмосферним азотом.

Токсичність випускних газів визначається сортом палива та умовами його згоряння. Так застосування більш дешевих важких сірчаних палив викликає підвищене забруднення навколишнього середовища, збільшує зношування. При виборі сорту палива вирішальне значення можуть мати перераховані фактори, а не його дешевизна.

В процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем, для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу випускні гази, а в гідросферу вода з двигуна та нафтоутримуючі води. Дизель є джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднень біосфери.

У наслідку недосконалості процесів згоряння палива, конструкції механізмів, порушень правил технічного обслуговування, а іноді в результаті аварії сильно забруднюється біосфера. Це призводить до зміни санітарно-гігієнічних умов життєдіяльності людини, сприяє розвитку різних захворювань і впливає на флору і фауну. Разом з охолоджуючою водою, що відходить від дизеля, назовні може попасти мастило, паливо. Це може відбуватися крізь нещільність з'єднань систем, сальники арматури і насосів, а також крізь трубопроводи при їхньому зношенні.

Транспортування і збереження нафтопродуктів супроводжується випарюванням летучих вуглеводневих з'єднань в атмосферу. Величина забруднення від випарів нафти складає майже в два рази більше, ніж забруднення від автомобільного транспорту.

					ІННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						72
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Згідно із завданням на дипломне проектування розроблені необхідні конструкторські, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 6ЧН18/22 з проектуванням системи охолодження, які оформлені у вигляді пояснювальної записки та конструкторської частини проекту загальною кількістю 4 аркушів формату А1

Конструкція елементів системи показана на листах графічної частини проекту, а в пояснювальній записці виконано детальний опис обладнання з наведенням їх параметрів.

На початку роботи по заданим вихідним параметрам двигуна визначено двигун-прототип 6ЧН18/22 і проведено розрахунки параметрів робочого циклу. По результатам розрахунків побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

Ці діаграми винесено на листі графічної частини проекту.

З теплового розрахунку було взято необхідні вихідні дані для розрахунку системи охолодження.

Зважаючи на те, що розроблений дизельний двигун є джерелом шуму і вібрації, частину дипломного проекту відведено для розробки заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						73
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. О. Грабовенко, С. Доценко, В. Нестеренко, І. Швець «Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні». Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. С.79–86.

2. I. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. «Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil». // 24rd International Scientific Conference on Transport Means 2020: – Kaunas, Trakai, Lithuania, 2020. – Pages 671-675.

3. O. Cherednichenko, M. Tkach, B. Timoshevskiy, V. Havrysh, S. Dotsenko. Improving the efficiency of a gas-fueled ship power plant using a Waste Heat Recovery metal hydride system. Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie № 59 (131) – 30.09.2019. – С. 9 – 15.

4. І.О. Григурко, М.Ф. Брендюля, С.М. Доценко Технологія обробки типових деталей (курсове проектування) «Новий світ – 2000», Львів, 2006. – 576с.

5. Фідровська Н.М., Ломакін А.О., Хурсенко С.О., Нестеренко В.В. Напружений стан дротинки канату в процесі згинання на блоці.: - Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, Вип. 92, т.1, 2021, - с.184-187

6. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Mathematical modelling of emissions of toxic components of a medium speed diesel engine when operating on soybean oil. 27rd International Scientific Conference on Transport Means 2023 04.10. - 06.10.2023: – Palanqa, Lithuania, 2023. – Pages.

7. С.М. Доценко О.І. Грабовенко, І.А. Швець, А.Ю. Лисих [Експериментальні дослідження екологічних параметрів дизельного двигуна при роботі на соєвій олії](#). Збірник наукових праць НУК – Миколаїв: НУК, 2023. – № 2 - 3 (491- 492). – С. 49 – 56.

8. Доценко С.М. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна на альтернативних видах рідкого палива з

					ПННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						74
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». Первомайськ ПФ НУК, 2021.- 50с.

9. Григурко І. О., Анастасенко С. М., Доценко С. М. Проектування технологічних процесів в судновому машинобудуванні (Практикум). «Новий світ – 2000», Львів, 2017. – 348с.

10.. С. Доценко, О. Грабовенко. Перспективи та проблеми використання біопалива в дизельних двигунах. «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці». Матеріали XIII міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв. 27-28 жовтня 2022р. – 175-177с.

11. С.М. Доценко О.І. Грабовенко, І.А. Швець, А.Ю. Лисих [Експериментальні дослідження екологічних параметрів дизельного двигуна при роботі на соєвій олії](#). Збірник наукових праць НУК – Миколаїв: НУК, 2023. – № 2 - 3 (491- 492). – С. 49 – 56.

12. Нестеренко В.В., Лисих А.Ю. Теоретичні передумови застосування альтернативних палив як екологічно безпечних енергоресурсів. //Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення (випуск 80): матеріали Міжнародної наукової інтернет - конференції, (м. Тернопіль, Україна – м. Ополе, Польща. 19-20 вересня 2023р. – С. 214-216.

13. Нестеренко В.В. Фідровська Н.М., Писарцов О.С. Визначення впливу геометричних параметрів канатних блоків на довговічність канату.: - Підйомно-транспортна техніка, Вип. 1(62), 2020, - с. 19-28

					ІННІ НУК 142.44.24.19ПЗ	Лист
						75
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		